

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 втулки циліндру стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-20₃

(підпис) **Чухрій Д.І.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Грабовенко О. І.**

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.

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

Студенту Чухрію Дмитру Івановичу

1. Тема роботи: «Розробка удосконаленої конструкції втулки циліндру стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 06.09.22 за № 35.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.02.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 550 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 втулки циліндру

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34 (СК). 2. Втулка циліндру (СК), 3. Втулка циліндру (РК), 4. Прокладка, маслозбірне кільце (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 «16» вересня 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	14.10.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.10.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.10.2022	
4.	Проектування втулки циліндру	05.11.2022	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.11.2022	
6.	Розробка креслення двигуна	18.11.2022	
7.	Розробка складального креслення втулки циліндру	26.11.2022	
9.	Розробка робочого креслення втулки циліндру	12.12.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.12.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.12.2022	

Студент _____ Чухрій Д.І.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка удосконаленої конструкції втулки циліндру стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт. Прототип - 6ГЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 6 Додатків: 2-х специфікацій та 4-х листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розрахований робочий процес, тепловий баланс та динаміка проєктованого двигуна. Для забезпечення високих ресурсних показників двигуна та надійності його роботи, зменшення питомих витрат палива та масла вдосконалена конструкція втулки робочого циліндру, яка порівняно із серійною втулкою циліндру має більшу жорсткість та краще охолоджується, а наявність маслосбірного кільця у верхній частині втулки циліндру зменшує кількість нагару на боковій поверхні головки поршня, що зменшує вірогідність появи детонації в циліндрах двигуна.

На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, втулка циліндру, маслосбірне кільце, детонація, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of an improved design of the cylinder sleeve of a stationary gas engine with a capacity of 560 kW. Prototype - 6ГЧН25/34» consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 6 Appendices: 2 specifications and 4 sheets of drawings in A4 format.

The text part of the explanatory note contains a description of the design of the 6ГЧН25/34 prototype gas engine, the calculated work process, heat balance and dynamics of the designed engine. To ensure high resource performance of the engine and the reliability of its operation, to reduce the specific consumption of fuel and oil, the design of the working cylinder sleeve has been improved, which, compared to the serial cylinder sleeve, has greater rigidity and better cooling, and the presence of an oil

collecting ring in the upper part of the cylinder sleeve reduces the amount of soot on the side surface of the piston head, which reduces the likelihood of detonation in the engine cylinders.

At the end of the qualification work, labor and environmental protection measures were developed, and general conclusions were made on the work performed.

Key words: gas engine, working process, cylinder sleeve, oil collecting ring, detonation, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧГН25/34	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 6ЧГН25/34.....	35
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ВТУЛКИ ЦИЛІНДРУ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Аналіз конструкцій втулок циліндрів поршневих ДВЗ.....	39
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції втулки циліндру.....	44
3.3 Розрахунок на міцність втулки робочого циліндру.....	46
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ	50
4.2 Протипожежні заходи і протипожежний захист.....	52
4.3 Охорона навколишнього природного середовища.....	53
ВИСНОВКИ	56
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	58

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Чухрій				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	63
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					54-ЕМ-20 ₃		

ДОДАТКИ

Додаток А Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний переріз), СК, А1.....	59
Додаток Б Втулка робочого циліндру, СК, А1.....	60
Додаток Б Втулка робочого циліндру, РК, А1	61
Додаток В Кільце маслозбірне, прокладка, РК, А2х2	62
Додаток Г Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1....	63

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Мінімальна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи, автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.
11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12.Технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13.Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється в машинній залі стаціонарної електростанції. В бакалаврській роботі запропоновані конструктивні зміни втулки циліндру і передбачена установка маслосбірного кільця у верхній її частині та сталюї прокладки поміж втулкою та кришкою циліндру, що дозволять зменшити питому витрату масла на 0,2 г/кВт·год. Також варто відмітити те, що при зменшені витрати масла, окрім покращення експлуатаційних показників двигуна, зменшується забруднення деталей двигуна і викид в атмосферу з відпрацьованими газами токсичних та канцерогенних речовин.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

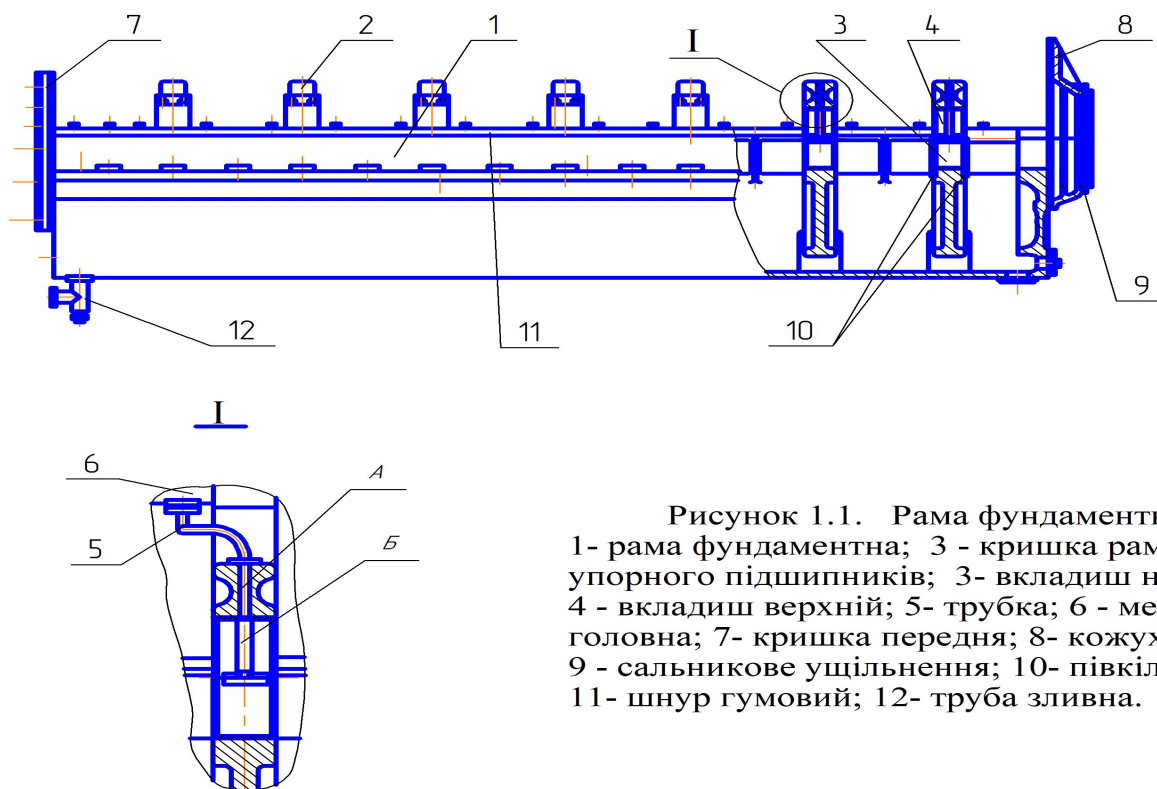


Рисунок 1.1. Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 2 - кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7- кришка передня; 8- кожух; 9 - сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11- шнур гумовий; 12- труба зливна.

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 142.54.23.08 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. Відкілья 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 142.54.23.08 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.

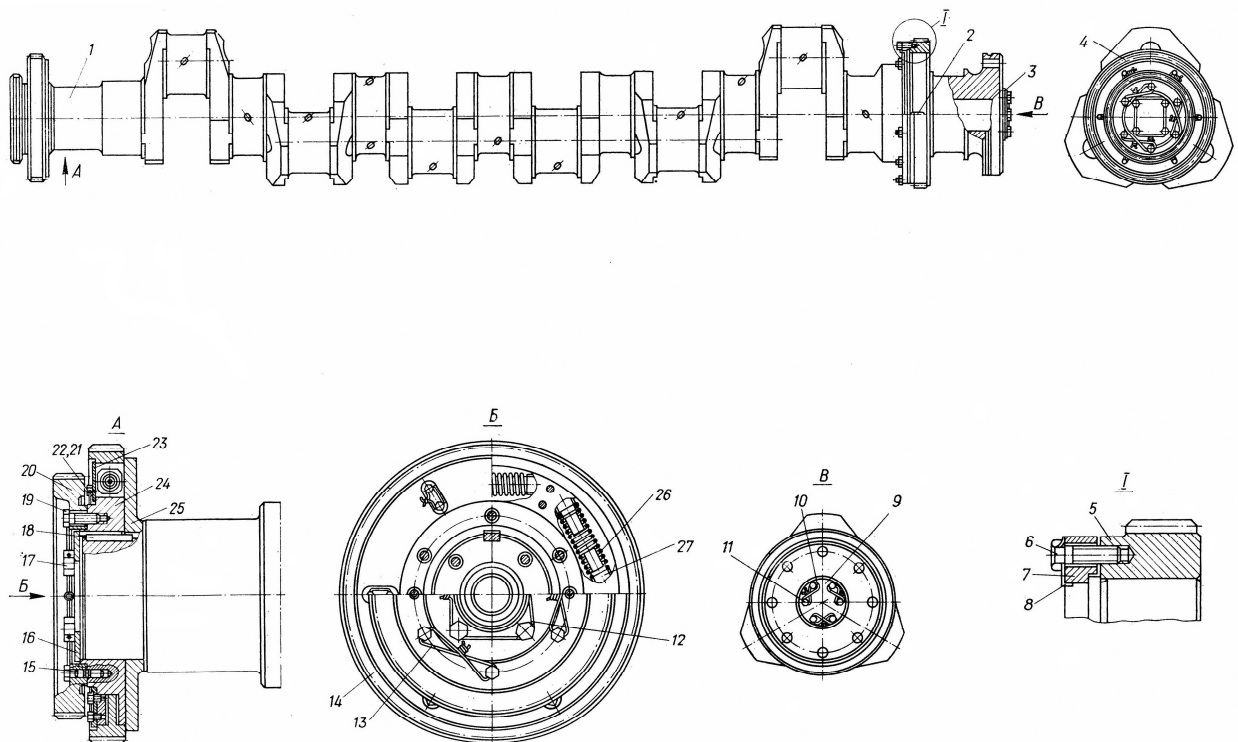


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

					Лист	
					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	
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 осевого 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 осевого 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 осевий 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

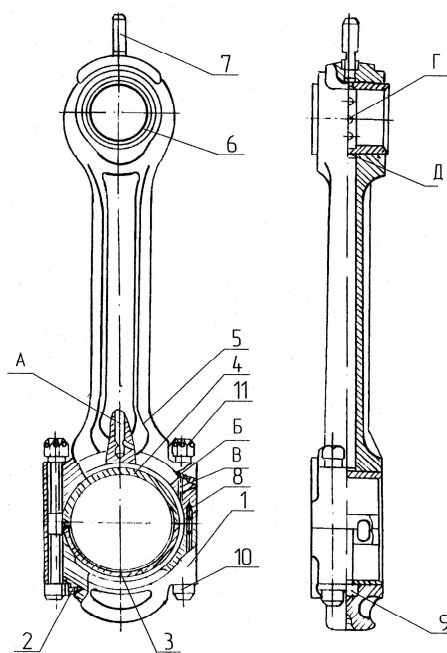


Рисунок.1.3 Шатун
1-кришка шатунного підшипника; 2,8,9 – штифт;
3 – вкладиш нижній;
4 – вкладиш верхній;
5 – стержень шатуна;
6 – втулка; 7 – розпилювач;
10 – болт шатунний; 11 – гайка шатунного болта

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 142.54.23.08 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.

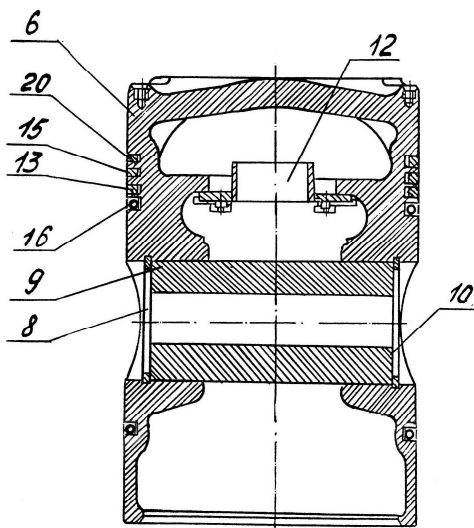


Рисунок 1.4 Поршень

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 типа 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 142.54.23.08 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 самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння 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 142.54.23.08 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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 560 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндра	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,66$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$p_b = 208 \text{ кПа}$		
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 102 \text{ кПа}$		
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	$p_r = 195 \text{ кПа}$		
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$		
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,15$		
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 = 1,37$		
розширення	$n_2 = 1,25$		
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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль 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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,66 \cdot 10,17 = 17,88 \text{ кмоль / кмоль}$$

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 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,66 - 1) \cdot 10,17 = 1,41 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,66 \cdot 10,17 + 0 = 13,33 \text{ кмоль}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.4 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1,09 + 2,09 + 1,41 + 13,33 = 17,92 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17,92 - 17,88 = 0,04 \text{ кмоль}$$

1.2.6 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17,92}{17,88} = 1,0025$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_e = T_a \times \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{208}{102} \right)^{0,375} = 382,8 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 382,8 - 70 = 312,8 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{312,8 + 1,66 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,66 \cdot 10,17} = 319,6 \text{ K}$$

де $T_e = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу на вході в змішувальну камеру

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{319,6 + 10}{750} \cdot \frac{195}{10,5 \cdot 197,6 - 195} = 0,046$$

$$P_d = 0,95 \times P_e = 0,95 \cdot 208 = 197,6 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{190}{200} \cdot \frac{320}{320 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,6 + 10 + 0,046 \cdot 750}{1 + 0,046} = 347,9 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{\eta_1} = 197,6 \cdot 10,5^{1,37} = 4952,4 \text{ кПа}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 347,9 \cdot 10,5^{1,37-1} = 830,5K$$

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:

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

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1,09}{17,92} = 0,0608$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2,09}{17,92} = 0,1166$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1,41}{17,92} = 0,0786$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13,33}{17,92} = 0,7439$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,42 + 607,93 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

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

					ПННІ НУК 142.54.23.08 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

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

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

Після підстановки одержим рівняння

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

де $mCv_{пов} = 20,08 + 208,56 \cdot 10^{-5} T_z$ — 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

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,07 + 255 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

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

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z = 29,19 + 538,44 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,186 + \frac{269,22}{2} 10^{-5} T_z$$

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:

$$A = 269,87$$

$$B = 29,26$$

$$C = 55053,6$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,26 + \sqrt{29,26^2 + 4 \cdot 269,87 \cdot 10^{-5} \cdot 55053,6}}{2 \cdot 269,87 \cdot 10^{-5}} = 1908,1K$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 4952,4 \cdot 1908,1 / 830,5 = 11406 \text{ кПа}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11406}{4952,4} = 2,3$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,3 - 2,15|}{2,3} 100\% = 7,13\%$$

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

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1908,1}{2,3 \cdot 830,5} = 1$$

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

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11406}{10,5^{1,25}} = 603,5 \text{ кПа}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1908,1}{10,5^{1,25-1}} = 1060,0K$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1060}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{195}{603,5} \right] = 842,8K$$

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

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1060}{\sqrt{\frac{603,5}{195}}} = 727,4K$$

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

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,94 \cdot 4952}{10,5 - 1} \cdot \left[2,15 \cdot (1 - 1) + \frac{2,15 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1237 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,66 \cdot 10,17) \cdot 319,6 \cdot 1237,4}{33500 \cdot 197,6 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

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

1.8 Ефективні показники робочого циклу

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{\text{лср}} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 118 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,8 м / с$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$p_{me} = p_{mi} - p_m = 1237 - 118 = 1119 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1119}{1237} = 0,90$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,90 = 0,388$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,25}{0,90} = 0,28 м^3 / кВт \cdot год$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,28 \cdot 560 = 154,9 м^3 / год$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{560 \cdot 10^3}{1119 \cdot 600} = 100,6 л$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндра

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

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

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 249,9 = 339,8 мм$$

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{1119 \cdot 100,09 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 561 \text{ кВт}$$

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

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{561 - 560}{560,5} \cdot 100\% = 0,02\%$$

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.08 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	1,237
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,95
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,4
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	4,95	99,0	11,4	222,8
1,25	3,75	75,0	8,80	176,0
1,5	2,90	58,0	6,86	137,2
2,0	1,98	39,6	4,80	96,0
2,5	1,48	29,6	3,62	72,4
3,0	1,15	23,0	2,88	57,6
4	0,79	15,8	2,08	41,6
5	0,59	11,8	1,55	31,0
7	0,38	7,6	1,04	20,8
9	0,27	5,4	0,72	14,4
10,5	0,21	4,2	0,60	12,0

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 142.54.23.08 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 $p_r = 0,195$ МПа;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;

е) хід поршня $S = 0,34$ м;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,95$ МПа;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,4$ 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'' $p_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,9$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,95 = 5,94$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 5,94/0,05 = 118,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,4 = 9,69$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,69/0,05 = 193,8$ мм.

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 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

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

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 560,1 \text{ кВт}$
Частота обертання колін валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
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	$B_r = 154,9 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,43$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,39$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 17,88 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 17,92 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 842,8 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 347,9 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 245,62 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,84 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1237,4 \text{ кПа}$
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.	

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 154,9 \cdot 33500 / 3600 = 1441,5 \text{ кВт}$$

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

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 560 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_n = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 560 / 1441,5 \cdot 100 \% = 38,9 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\Gamma.Р.} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 1441,5 = 173 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\Gamma.Р.} = 0,12$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,2 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 600 / 30 = 6,28 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,2 = 100,9 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 100,9 \cdot 0,0167 \cdot 600 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\Pi} = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 173 + 50,5 = 223,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{223,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,008 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,008 \cdot 98 / 0,65 = 1,21 \text{ кВт}$$

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

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

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,21 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 173 + 50,5 + 1,21 = 224,7 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 224,7 / 1441,5 \cdot 100 \% = 15,59 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \cdot T_{\text{сп.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{154,9}{3,6 \cdot 22,4} [17,92 \cdot 32,51 \cdot 842,8 - 17,88 \cdot 30,16 \cdot 347,9] = 583 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{II} \cdot 100 \% = 583 / 1441,5 \cdot 100 \% = 40,44 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.D}) - Q_B = (173 + 84,2) - 224,7 = 35,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} = 0,0584 \cdot 1441,5 = 84,2 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (168,2 / 1237,4) \cdot 0,43 = 0,0584$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 35,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0032 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ кВт}$$

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

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

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 1,6 \text{ кВт}$

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 35,2 + 1,6 = 36,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 36,8 / 1441,4 \cdot 100\% = 2,36\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M) = 1441,4 - (560 + 224,7 + 583 + 36,8,5) = 39,6 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 39,6 / 1441,4 \cdot 100\% = 2,75\%.$$

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	560,1	38,9
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_v	224,7	15,6
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	583,0	40,4
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	36,8	2,4
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	39,6	2,75
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1441,5	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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

а) Діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 229,0 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 11,45 \text{ МПа}$
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 $\omega = \pi \cdot n/30 =$	
$= 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д бакалаврської роботи.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку.

φ °	РЦ	FГ	Fи	Fd	F _N	Fr	Fk	FГ	Fи	Fd	F _N	Fr	Fk
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,0	9,8	-69,0	-59,1	0,0	-59,1	0,0	4,1	-28,6	-24,6	0,0	-24,6	0,0
15	4,0	9,8	-65,3	-55,4	-3,5	-52,6	-17,8	4,1	-27,1	-23,0	-1,5	-21,9	-7,4
30	4,0	9,8	-54,7	-44,9	-5,6	-36,1	-27,3	4,1	-22,7	-18,7	-2,3	-15,0	-11,3
45	4,0	9,8	-39,1	-29,3	-5,2	-17,1	-24,4	4,1	-16,3	-12,2	-2,2	-7,1	-10,1
60	4,0	9,8	-20,9	-11,1	-2,4	-3,4	-10,8	4,1	-8,7	-4,6	-1,0	-1,4	-4,5
75	4,0	9,8	-2,5	7,3	1,8	0,2	7,5	4,1	-1,1	3,0	0,7	0,1	3,1
90	4,0	9,8	13,6	23,4	5,9	-5,9	23,4	4,1	5,7	9,7	2,5	-2,5	9,7
105	4,0	9,8	26,1	35,9	8,8	-17,8	32,4	4,1	10,8	14,9	3,7	-7,4	13,5
120	4,0	9,8	34,5	44,3	9,7	-30,5	33,5	4,1	14,3	18,4	4,0	-12,7	13,9
135	4,0	9,8	39,1	48,9	8,6	-40,7	28,5	4,1	16,3	20,3	3,6	-16,9	11,8
150	4,0	9,8	41,1	50,9	6,3	-47,3	20,0	4,1	17,1	21,2	2,6	-19,6	8,3
165	4,0	9,8	41,7	51,5	3,3	-50,6	10,2	4,1	17,3	21,4	1,4	-21,0	4,2
180	4,0	9,8	41,7	51,5	0,0	-51,5	0,0	4,1	17,3	21,4	0,0	-21,4	0,0
195	4,0	9,8	41,7	51,5	-3,3	-50,6	-10,2	4,1	17,3	21,4	-1,4	-21,0	-4,2
210	4,1	10,1	41,1	51,2	-6,3	-47,5	-20,1	4,2	17,1	21,3	-2,6	-19,7	-8,3
225	4,5	11,0	39,1	50,2	-8,9	-41,7	-29,2	4,6	16,3	20,8	-3,7	-17,3	-12,1
240	5,1	12,5	34,5	47,0	-10,2	-32,4	-35,6	5,2	14,3	19,5	-4,3	-13,4	-14,8
255	5,9	14,5	26,1	40,6	-9,9	-20,1	-36,6	6,0	10,8	16,9	-4,1	-8,3	-15,2
270	7,5	18,4	13,6	32,0	-8,1	-8,1	-32,0	7,6	5,7	13,3	-3,4	-3,4	-13,3
285	10,3	25,3	-2,5	22,7	-5,6	0,5	-23,4	10,5	-1,1	9,4	-2,3	0,2	-9,7
300	15,0	36,8	-20,9	15,9	-3,5	5,0	-15,5	15,3	-8,7	6,6	-1,4	2,1	-6,5
315	23,9	58,6	-39,1	19,5	-3,4	11,3	-16,2	24,4	-16,3	8,1	-1,4	4,7	-6,7
330	42,4	104,0	-54,7	49,3	-6,1	39,6	-29,9	43,2	-22,7	20,5	-2,5	16,5	-12,4
345	73,7	180,8	-65,3	115,5	-7,4	109,7	-37,0	75,1	-27,1	48,0	-3,1	45,6	-15,4
360	114,2	280,1	-69,0	211,2	0,0	211,2	0,0	116,4	-28,6	87,7	0,0	87,7	0,0

Таблиця 2.5 продовження													
375	180,0	441,6	-65,3	376,3	24,0	357,3	120,6	183,4	-27,1	156,3	10,0	148,4	50,1
390	105,8	259,5	-54,7	204,8	25,4	164,7	124,4	107,8	-22,7	85,1	10,5	68,4	51,7
405	63,5	155,8	-39,1	116,6	20,6	67,9	97,0	64,7	-16,3	48,4	8,6	28,2	40,3
420	41,0	100,6	-20,9	79,7	17,4	24,8	77,7	41,8	-8,7	33,1	7,2	10,3	32,3
435	28,8	70,7	-2,5	68,1	16,7	1,5	70,1	29,3	-1,1	28,3	6,9	0,6	29,1
450	21,8	53,5	13,6	67,1	17,0	-17,0	67,1	22,2	5,7	27,9	7,1	-7,1	27,9
465	17,3	42,4	26,1	68,6	16,8	-33,9	61,9	17,6	10,8	28,5	7,0	-14,1	25,7
480	14,0	34,3	34,5	68,8	15,0	-47,4	52,1	14,3	14,3	28,6	6,2	-19,7	21,6
495	12,4	30,4	39,1	69,6	12,3	-57,9	40,5	12,6	16,3	28,9	5,1	-24,0	16,8
510	10,6	26,0	41,1	67,1	8,3	-62,3	26,4	10,8	17,1	27,9	3,5	-25,9	10,9
525	9,2	22,6	41,7	64,2	4,1	-63,1	12,7	9,4	17,3	26,7	1,7	-26,2	5,3
540	7,4	18,2	41,7	59,9	0,0	-59,9	0,0	7,5	17,3	24,9	0,0	-24,9	0,0
555	4,7	11,5	41,7	53,2	-3,4	-52,3	-10,5	4,8	17,3	22,1	-1,4	-21,7	-4,4
570	4,1	10,1	41,1	51,2	-6,3	-47,5	-20,1	4,2	17,1	21,3	-2,6	-19,7	-8,3
585	3,7	9,1	39,1	48,2	-8,5	-40,1	-28,1	3,8	16,3	20,0	-3,5	-16,7	-11,7
600	3,5	8,6	34,5	43,1	-9,4	-29,7	-32,6	3,6	14,3	17,9	-3,9	-12,3	-13,5
615	3,5	8,6	26,1	34,7	-8,5	-17,2	-31,3	3,6	10,8	14,4	-3,5	-7,1	-13,0
630	3,5	8,6	13,6	22,2	-5,6	-5,6	-22,2	3,6	5,7	9,2	-2,3	-2,3	-9,2
645	3,5	8,6	-2,5	6,1	-1,5	0,1	-6,2	3,6	-1,1	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	3,5	8,6	-20,9	-12,3	2,7	-3,8	12,0	3,6	-8,7	-5,1	1,1	-1,6	5,0
675	3,5	8,6	-39,1	-30,5	5,4	-17,8	25,4	3,6	-16,3	-12,7	2,2	-7,4	10,6
690	3,5	8,6	-54,7	-46,2	5,7	-37,1	28,0	3,6	-22,7	-19,2	2,4	-15,4	11,6
705	3,5	8,6	-65,3	-56,7	3,6	-53,8	18,2	3,6	-27,1	-23,5	1,5	-22,3	7,5
720	3,5	8,6	-69,0	-60,4	0,0	-60,4	0,0	3,6	-28,6	-25,1	0,0	-25,1	0,0

3 РОЗРОБКА ВТУЛКИ ЦИЛІНДРУ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Аналіз конструкцій втулок циліндрів поршневих ДВЗ

Циліндрові втулки встановлюють в блоках циліндрів, які разом із кришкою циліндру та поршнем утворюють камери згоряння двигуна. В залежності від того, омивається чи не омивається зовнішня поверхня втулки охолоджуючою водою, розрізняють мокрі та сухі втулки циліндрів.

Сухі втулки запресовують або встановлюють на посадці ковзання в розточені гнізда блока циліндрів або на всю довжину циліндра, або тільки в верхній його частині в зоні підвищених зношувань. Застосування втулок дає можливість скоротити витрату легуючих матеріалів для забезпечення зносостійких поверхонь, так як товщина їх дуже незначна і звичайно не перевищує 2 – 4 мм. Але на внутрішній поверхні сухої гільзи важко забезпечити потрібну температуру при підвищених ступенях форсування по причині значних сумарних термічних опорів гільзи та стінки блока циліндрів; крім того, застосування сухих гільз пов'язано з відомими експлуатаційними незручностями. Сухі гільзи застосовують в основному в двигунах автотракторного типу з малим форсуванням по середньому ефективному тиску.

Мокрі гільзи циліндрів, які називаються також втулками циліндрів, застосовують в двигунах різних типів, призначень та рівнів форсування. Циліндрові втулки встановлюють в розточки блока циліндрів і центрують верхнім та нижнім направляючими поясками. Як правило, втулки опорними буртами опираються на кільцеві поверхні, що зроблені в блоці. Можливе різне розташування опорного бурта по висоті втулки. Частіше всього опорний бурт виконують на верхньому торці втулки, хоча інколи його зміщають в сторону осі колінчастого валу з метою покращення охолодження верхньої, найбільше нагрітої частини втулки. Перехід від опорного бурта до циліндричної частини втулки повинний бути по можливості плавним, щоб виключити значну концентрацію напружень в цьому місці. Елементи блока, в яких виконують опорні поверхні повинні мати достатню жорсткість, щоб забезпечити малі

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

деформації втулки при зтягненні силових шпильок.

Кріплення втулки повинно допускати можливість її вільного розширення у осьовому напрямку при нагріванні. Посадочні поверхні ущільнюються в нижньому поясі за допомогою декількох гумових кілець, що встановлюються в канавки, які частіше всього виконують в направляючому поясі втулки. В моноблоках ущільнення охолоджуючої порожнини в нижній частині втулки може бути забезпечено набором гумових та сталевих кілець, що піджимаються спеціальною гайкою. В верхній частині ущільнення виконується або по притертим опорним поверхням, або за допомогою спеціальних герметизуючих матеріалів.

Однією із причин виходу із ладу циліндрових втулок є кавітаційна ерозія. Наряду з цілим комплектом конструктивно-технологічних заходів по зменшенню кавітаційної ерозії ефективним способом боротьби з нею є підвищення жорсткості втулок циліндрів. Жорсткість втулок може бути підвищена за рахунок виконання на їх зовнішніх поверхнях поздовжніх або гвинтових ребер підкріплення. В ряді випадків на ребра запресовуються бандажі, що також збільшує жорсткість конструкції. Охолоджуюча вода при цьому циркулює в просторі поміж ребрами та внутрішньою поверхнею.

Завдяки підвищеній швидкості води збільшується коефіцієнт тепловіддачі від поверхні втулки циліндру, а, отже, температура її зменшується.

Для підвищення надійності роботи блока циліндрів доцільно виключити контакт охолоджуючої води із стінками блока. Це досягається виконанням індивідуальних сорочок, що встановлюються на циліндрові втулки. Посадочні поверхні сорочок ущільнюються гумовими кільцями, перепуск води із порожнини охолодження в кришку циліндра виконується через канали, які виконуються верхньому опорному бурту.

З ростом ступеня форсування двигунів по середньому ефективному тиску ростуть температури і термічні напруження в стінках циліндрових втулок. Найбільші значення вони мають в зоні верхнього опорного бурта. Зниження температурного рівня можна добитися наближенням охолоджуючих порожнин

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

до нагрітої внутрішньої стінки втулки. Можливе декілька конструктивних рішень цієї задачі (рис.3.1). Однією із найбільш ефективних є виконання спеціальних каналів у верхньому бурту втулки, який в цьому випадку звичайно має достатньо розвинуту висоту. Охолоджуючі канали просвердлені у фланці

втулки по дотичній до осі циліндру, завдяки чому вода підводиться дуже близько до внутрішньої поверхні втулки. При такій організації охолодження інтенсивно охолоджується зона втулки в районі зупинки у ВМТ першого компресійного кільця, що позитивно впливає на умови роботи поршневої групи.

Циліндрові втулки можуть не опиратися на блок, а кріпитися до кришки циліндра спеціальними шпильками (так звані підвісні втулки). В цьому випадку стик втулки та кришки циліндру не піддаються розтягуючим газовим силам, тобто отримуємо розвантажений газовий стиск. Що дозволяє реалізувати в циліндрі високі максимальні тиски згоряння. Крім того, зменшується вплив деформації блока циліндрів на початкову геометричну форму втулки.

Зібраний комплект втулка-кришка циліндру (рис.3.2) встановлюється із зазорами в блок і кріплять анкерними шпильками, сила затяжки яких в цьому випадку практично не впливає на щільність газового стику та деформацію внутрішньої поверхні втулки. Під час роботи в газовому стику виникають радіальні сили від газових нагрузок та різниці температур поміж втулкою та кришкою циліндру, тому при виборі матеріалу прокладки слід враховувати ступінь форсування двигуна.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

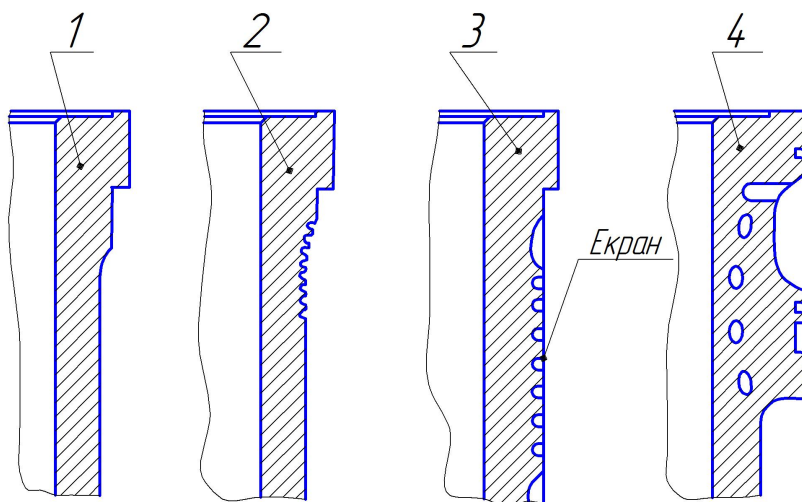


Рисунок 3.3 Вплив способу охолодження верхнього поясу циліндрової втулки на рівень температури t (в районі зупинки у ВМТ першого поршневого кільця) та її відносну жорсткість

1 – $t = 230^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 100\%$;

2 – $t = 195^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 82\%$;

3 – $t = 172^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 100\%$;

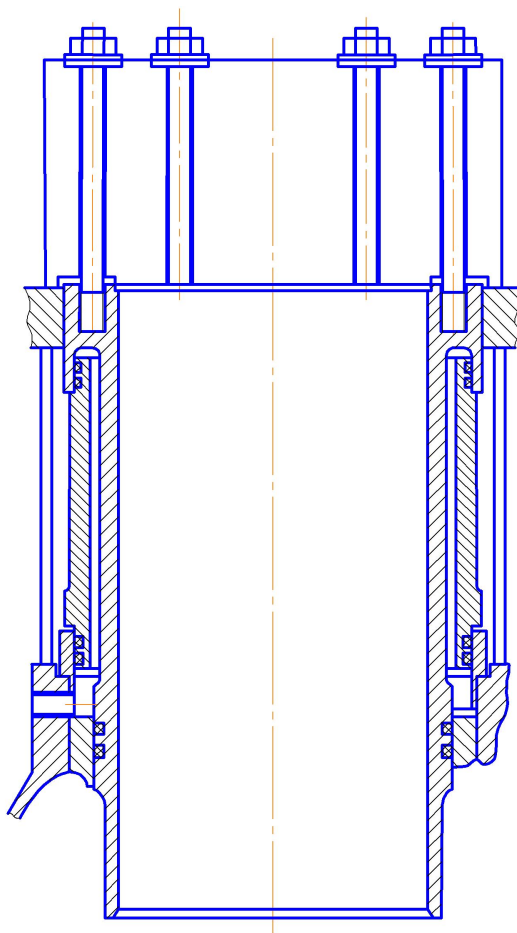
4 – $t = 160^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 95\%$;

При низькому форсуванні можна використовувати червоно-мідні прокладки, при високому форсуванні і відповідно підвищених температурах в зоні газового стику його надійність забезпечується при використанні сталевих обміднених прокладок, що мають необхідну пружність.

Термін служби втулки значною мірою визначається якістю змащування дзеркала циліндру під час роботи. В тронкових двигунах змазка стінок циліндру забезпечується масляним туманом, і тільки в деяких випадках використовують масляні насоси високого тиску (лубрікатори). В крейцкопфних двигунах змащування дзеркала циліндру виконується тільки лубрікаторами.

Кавітаційна стійкість циліндрових втулок може бути підвищена нанесенням на зовнішню поверхню втулки молочного або твердого хрому або азотуванням цієї поверхні.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41



*Рисунок 3.4 Конструкція підвісної втулки
циліндру*

Втулки звичайно виготовляються із чавуну СЧ28, СЧ32, чавунів, легованих титаном, хромом, ванадієм, чи нікелем. Для ВОД та деяких СОД інколи застосовують сталь 40Х, азотовані сталі 35ХМЮА, 38ХМЮА та інші. Для підвищення зносостійкості робоча поверхня сталевих втулок азотується, а чавунних - покривається електролітичним способом шаром пористого хрому.

Довжина втулки визначають із конструктивних міркувань, так, щоби нижнє кільце не виходило із втулки при положенні поршня у НМТ, при цьому пояс ущільнюючих кілець поршня повинен стикатися з ділянкою втулки, що омивається охолоджуючою рідиною. Останнім визначається нижня границя охолоджувальної порожнини. При малих значеннях кривошипного відношення R/L в нижній частині втулки можуть виконуватися прорізи для проходу стержня шатуна при його максимальних відхиленнях.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції втулки циліндру

Особливості конструкції втулки циліндру газового двигуна – прототипу 6ГЧН25/34 та запроектованої втулки показані на рис.3.5. Головною відмінністю модернізованої втулки циліндру є те, що для покращення охолодження її верхньої частини в районі дії максимальних температур робочих газів на зовнішній поверхні виконані поздовжні ребра. Наявність ребер збільшує поверхню охолодження втулки, покращує теплообмін поміж втулкою та охолоджуючою водою, а також підвищує її жорсткість. Для зменшення радіальної деформації втулки від дії максимального тиску згоряння оптимізована посадка втулки в блок циліндрів двигуна. Зменшення діаметрального зазору в з'єднанні втулка циліндру – блок циліндрів підвищує надійність роботи циліндро – поршневої групи, особливо в газовому двигуні, для якого є характерними випадки появи детонаційного згоряння робочої газоповітряної суміші в циліндрах. При високих тисках згоряння деформація втулки циліндру обмежується опорним поясом блока циліндрів і в стінці втулки замість напружень розтягування діють напруження стиску, які для матеріалу втулки – сірого чавуну – не представляють небезпеки.

Запроектована конструкція втулки циліндру має більшу жорсткість та краще охолоджується, а наявність маслосбірного кільця у верхній частині втулки циліндру зменшує кількість відкладень у вигляді нагару на боковій поверхні головки поршня, що зменшує вірогідність появи детонації в циліндрах двигуна.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

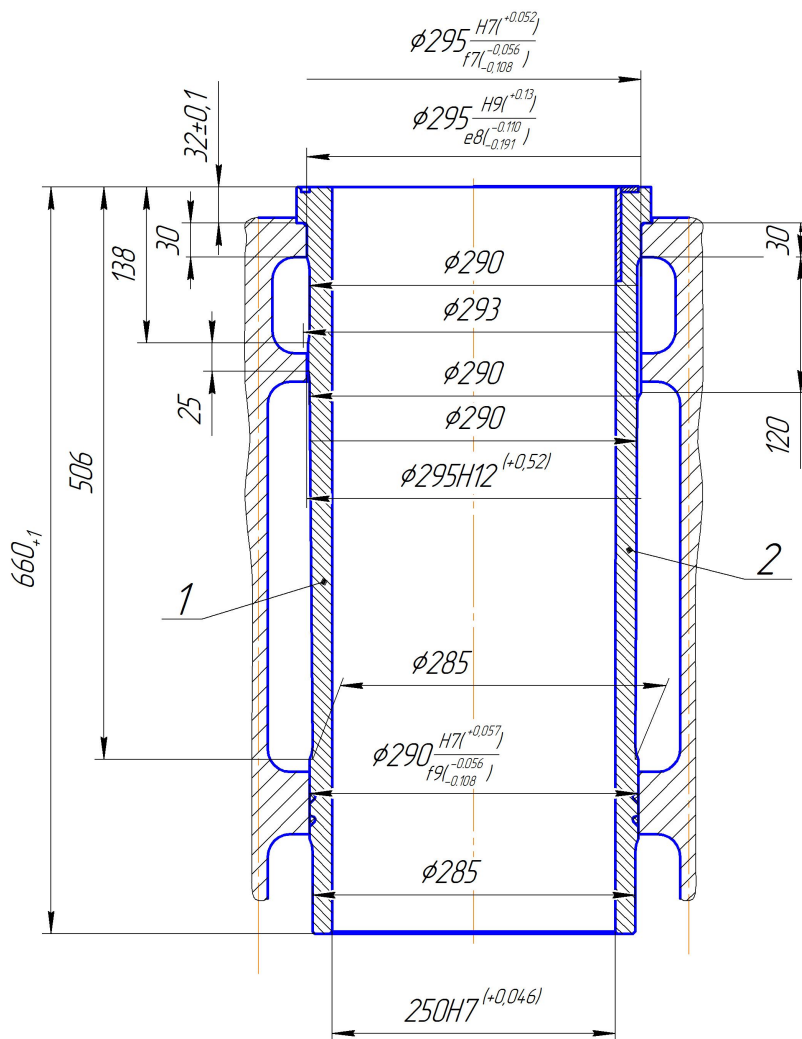


Рисунок 3.5 Ескіз посадки втулки циліндру в блок – картер
1 – серійна втулка циліндра, 2 – запроєктована втулка

Наявність значної кількості нагару на поверхні головки поршня є однією із причин появи детонаційного згоряння в газових двигунах, так як температура поверхні на поверхні шару нагару може перевищувати температуру самозаймання газоповітряної суміші.

В кваліфікаційній роботі запропоновані конструктивні зміни втулки циліндру і установка маслозбірного кільця у верхній її частині та сталіної прокладки поміж втулкою та кришкою циліндру, що дозволить зменшити питому витрату масла в двигуні на 0,25 г/кВт·год.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

3.4 Розрахунок на міцність втулки робочого циліндру

Завданням розрахунку є знаходження працездатності втулки втулки робочого циліндру газового двигуна при максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 11,40$ МПа

3.3.1 Вихідні дані

1.Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} =$	11,4	МПа
2.Матеріал втулки цилін, - чавун марки АХНМ по ТУ24.6.12.552-72			
2.Радіус втулки циліндру внутрішній	$r_1 =$	0,125	м
3.Радіус втулки циліндру зовнішній	$r_2 =$	0,145	м
4. Коефіцієнт, що характеризує неодинаковість міцності матеріалу втулки на розтягування і стискання	$\nu_s =$	0,25	
6.Перепад температур по товщині стінки втулки $\Delta t = 20 \dots 60^\circ\text{C}$	$\Delta t =$	25	$^\circ\text{C}$
7.Коефіцієнт лінійного розширення для чавуну	$\alpha =$	$10 \cdot 10^{-6}$	град $^{-1}$
8.Модуль пружності для чавуну	$E =$	81000	МПа
9.Коефіцієнт Пуансона	$\mu =$	0,25	
10.Коефіцієнт затяжки шпильок кришки	$\lambda =$	1,6	
10.Середній діаметр ущільнюючої виточки	$D_f =$	0,2975	м
11.Максимальний діаметр опорного бурта	$D_1 =$	0,312	м
12.Мінімальний діаметр опорного бурта	$D_2 =$	0,295	м
13.Діаметр центру ваги перерізу	$D_s =$	0,3	м
14.Плече згинального моменту	$l =$	0,002	м
15.Висота небезпечного перерізу	$h =$	0,028	м
16.Ширина ущільнюючої канавки	$b =$	0,0075	м

3.4.2 Розрахунок

Втулку робочого циліндру розглядаємо як товстостінний циліндр із постійною товщиною стінки, на який діє рівномірно розподілений тиск газів $p_{\max}$

Найбільше нормальне напруження розтягування в тангенціальному напрямку діє на внутрішній поверхні втулки циліндру

$$\sigma_{t\max} = 77,37 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{t\max} = p_{\max} \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

Найменше нормальне напруження розтягування в тангенціальному напрямку діє на зовнішній поверхні втулки циліндру

$$\sigma_{t \min} = p_{\max} \cdot \frac{2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$\sigma_{t \min} = 65,97 \text{ МПа}$$

Нормальне напруження в радіальному напрямку на внутрішній поверхні втулки циліндру

$$\sigma_r = -p_{\max}$$

$$\sigma_r = -11,4 \text{ МПа}$$

Нормальне напруження в радіальному напрямку на зовнішній поверхні втулки циліндру дорівнює нулю

$$\sigma_r = 0 \text{ МПа}$$

Найбільш небезпечна з точки зору міцності точка, що лежить на внутрішній поверхні втулки. Еквівалентна напруга дорівнює

$$\sigma_{екв1} = \sigma_{t \max} - \nu_s \cdot \sigma_r$$

$$\sigma_{екв1} = 80,2 \text{ МПа}$$

Еквівалентна напруга на зовнішній поверхні втулки $\sigma_{екв2} = \sigma_{t \min}$

$$\sigma_{екв2} = 65,97 \text{ МПа}$$

Значення еквівалентних напружень у втулках циліндрів виконаних двигунів складає 40...80 МПа

$$\sigma_{екв} = 40...80 \text{ МПа}$$

Температурні напруги в циліндровій втулці

Враховуючи, що втулка циліндру представляє собою порожній циліндр, у якого температура змінюється по товщині стінки симетрично відносно вісі циліндру, знайдемо:

температурні напруження стиску на внутрішній поверхні втулки

$$\sigma_{tr1} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \frac{1}{\ln(\frac{r_1}{r_2})} \cdot (1 + \frac{2}{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2}) \cdot \ln(\frac{r_1}{r_2})$$

$$\sigma_{tr1} = -14,0 \text{ МПа}$$

Напруження розтягування на зовнішній поверхні втулки

$$\sigma_{tr2} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \frac{1}{\ln(\frac{r_1}{r_2})} \cdot (1 + \frac{2 \cdot (\frac{r_1}{r_2})^2}{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2} \cdot \ln(\frac{r_1}{r_2}))$$

$$\sigma_{tr2} = 272,6 \text{ МПа}$$

Вважаючи, що найбільші напруження від сил тиску газів і теплові співпадають в часі, знайдемо сумарні напруження в стінці циліндрової втулки:

- на внутрішній поверхні втулки

$$\sigma_{t\Sigma} = \sigma_{t \max} - \sigma_{tr1} \quad \sigma_{t\Sigma} = 91,4 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{r\Sigma} = -p_{\max} \quad \sigma_{r\Sigma} = -11,4 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma'_{екв} = \sigma_{t\Sigma} - \nu \cdot \sigma_{r\Sigma} \quad \sigma_{екв} = 94,2 \quad \text{МПа}$$

- на зовнішній поверхні втулки

$$\sigma_{екв}^{//} = \sigma_{t \min} - \sigma_{tr2} \quad \sigma_{екв}^{//} = -206,6 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні (теплові та механічні)

еквівалентні напруження для втулок циліндрів із чавуну $[\sigma_{екв}] = 150 \dots 200 \quad \text{МПа}$

Розрахунок деформації втулки циліндру від максимального тиску згоряння

Відношення $k = r_1/r_2$

$$k = 0,862$$

Радіальне переміщення внутрішньої поверхні втулки

$$\Delta r_1 = \frac{r_1}{E} \cdot \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \mu \right) \cdot p_{\max} \quad \Delta r_1 = 0,00012 \quad \text{м}$$

Радіальне переміщення зовнішньої поверхні втулки

$$\Delta r_2 = \frac{r_2}{E} \cdot \frac{2k^2}{1-k^2} \cdot p_{\max} \quad \Delta r_2 = 0,00012 \quad \text{м}$$

Розрахунок опорного фланця (бурта) втулки циліндру

Опорний фланець втулки циліндру навантажується силою від затяжки шпильок кріплення кришок циліндрів

$$F_d = 1267671 \quad \text{Н}$$

$$F_d = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max}$$

Розкладаючи силу F_d на нормальну F_n та дотичну F_t сил знаходимо напруження в небезпечному перерізі 1-1

- розтягування

$$\sigma_p = \frac{F_n}{\pi \cdot D_s \cdot h}$$

$$\sigma_p = 0$$

- сколювання

$$\tau = \frac{F_t}{\pi \cdot D_s \cdot h}$$

$$\tau = 48,0 \text{ МПа}$$

- згинання від пари сил

$$\sigma_{зг} = \frac{6 \cdot F_d \cdot l}{\pi \cdot D_s \cdot h^2}$$

$$\sigma_{зг} = 20,6 \text{ МПа}$$

Сумарні напруження від згинання і сколювання

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{згин}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 98,3 \text{ МПа}$$

не перевищують величин рекомендованих для чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 100 \text{ МПа}$$

2.10 Напруження зминання в опорному бурті фланця втулки

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot F_d}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}$$

$$\sigma_{зм} = 156,4 \text{ МПа}$$

Напруження зминання не повинно перевищувати для чавуну

$$[\sigma_{зм}] = 120 \dots 160 \text{ МПа}$$

2.11 Питомий тиск на опорній кільцевій канавці бурта втулки

$$p = \frac{F_n}{\pi \cdot D_f \cdot b}$$

$$p = 139,1 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для чавуну

$$[p] = 120 \dots 150 \text{ МПа}$$

Висновки

Згідно результатів перевірконого розрахунку на міцність та жорсткість втулка циліндру зберігає працездатність при максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 11,40 \text{ МПа}$.

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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						50
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 звукоізовану 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 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						51
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 Протипожежні заходи і протипожежний захист

4.2.1 Проектування ДЕС у частині протипожежних заходів та захисту має здійснюватися відповідно до СНіП 2.04.09-84, СНіП 2.01.02-85, СНіП 2.04.02-84, СНіП 2.04.01-85, ВСН47-85 "Норми пожежогасіння кабельних споруд", РД34.03.308 "Вказівки з розроблення та погодження проектів енергетичних об'єктів у частині протипожежних заходів", РД34.49.101-87 "Інструкція з проектування протипожежного захисту енергетичних підприємств".

4.2.2 Пожежогасіння.

Для гасіння пожеж на ДЕС необхідно передбачати, як правило, протипожежний водопровід, джерелом водопостачання якого повинен бути існуючий закільцьований водогін з двома нитками введення.

Джерелами водопостачання можуть бути також: градирня, басейн, резервуари запасу води (не менше двох). В цьому випадку протипожежний водопровід не виконується. Внутрішній протипожежний водогін для ДЕС потужністю менше 1000 кВт не передбачається.

Автоматичне пожежогасіння розпиленою водою на ДЕС необхідно передбачати у кабельних спорудах (кабельні поверхи, шахти, тунелі).

Первинні засоби пожежогасіння проектом не передбачаються. Оснащення ДЕС цими засобами провадиться службою експлуатації.

4.2.3 Пожежна сигналізація.

Усі виробничі та адміністративні приміщення ДЕС без постійного перебування людей необхідно обладнати автоматичною пожежною

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сигналізацією. При цьому сигнал про виникнення пожежі повинен видаватися до приміщення, де знаходиться персонал, що веде цілодобове чергування.

Сповіщувачі для пожежної сигналізації повинні вибиратися з умови раннього виявлення пожежі, довкілля їх встановлення (вологості, вибухонебезпечності, робочої температури та швидкості повітряного потоку).

Розміщення сповіщувачів автоматичної пожежної сигналізації має виконуватися відповідно до СНиП 2.04.09-84 та "Інструкцією з проектування протипожежного захисту енергетичних підприємств. РД34.49.101-87".

4.3 Охорона навколишнього природного середовища

4.3.1 Охорона навколишнього природного середовища полягає у визначенні комплексу заходів з охорони земельних ресурсів (грунту, рослинності), охорони водних ресурсів (поверхневих та підземних вод), та охороні повітря в районі розташування ДЕС.

4.3.2 Розробка заходів щодо охорони навколишнього природного середовища у проектах повинна вестись відповідно до вимог СНиП 1.02.01-85 та ОНД1-84 "Інструкція про порядок розгляду, погодження та експертизи повітро-охоронних заходів та видачі дозволів на викид забруднюючих речовин в атмосферу".

4.3.3 Охорона земельних ресурсів спрямована на вирішення таких основних питань:

Комплексного рішення генерального плану з мінімально необхідною площею землевідведення, із встановленими протипожежними та санітарно-гігієнічними вимогами, мінімальними відстанями між будинками та спорудами;

Проведення заходів, спрямованих на запобігання водяній ерозії ґрунту;

Запобігання заболоченню земель, забруднення їх виробничими відходами, стічними водами при будівництві та експлуатації ДЕС;

Рекультивації земель та використання родючого шару ґрунту;

Озеленення та благоустрою санітарно-захисних зон;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

4.3.4 Охорона водних ресурсів передбачає:

Технологічні заходи:

- Застосування, як правило, схем з оборотною системою охолодження зовнішнього контуру дизелів та радіаторною системою охолодження.

Санітарно-технічні заходи:

- Досягнення необхідного ступеня очищення побутових, виробничих, зливових та талих стічних вод, забруднених нафтопродуктами, їх знезараження та відведення.

При неможливості скидання стоків на очисні споруди підприємства, житлового селища або відсутності таких як локальні очисні споруди можуть бути прийняті септики з полями фільтрації, бензомаслоуловлювачі.

4.3.5 Охорона атмосферного повітря включає:

Виконання вимог щодо гранично допустимих концентрацій (ГДК) NO_x та CO у викидах дизелів ДЕС в атмосферу повітря.

Величини ГДК приймаються згідно з СН 245-71 залежно від місця, для якого визначається концентрація викидів на території промпідприємства чи житлової зони.

Розрахунок забруднень атмосферного повітря викидами ДЕС проводиться на основі ОНД-86 "Методика розрахунку концентрацій в атмосферному повітрі шкідливих речовин, що містяться у викидах підприємств".

За відсутності даних від заводу-виробника значення викидів дизелів визначаються відповідно до "Тимчасових рекомендацій щодо розрахунку викидів від стаціонарних дизельних установок". Держкомгідромет СРСР, 1988 р.

Заходи, спрямовані на розміщення ДЕС щодо житлових будинків з урахуванням "троянди вітрів", та пристроїв провітрювання території ДЕС.

Спеціальні заходи, що передбачають будівництво ДЕС з димовими трубами, висота яких повинна забезпечити ефект розсіювання шкідливих речовин в атмосферному повітрі нижче за гранично допустимі концентрації.

Захист від шуму.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно до ГОСТ12.1.003-83 рівень шуму на території підприємства не повинен перевищувати 85дБА і згідно з СНиП II-12-77 рівень шуму на території, що безпосередньо прилягає до зони житлової забудови, - 45 дБА.

Для забезпечення вимог щодо рівня шуму повинні передбачатись необхідні пристрої шумоглушення, або ДЕС повинні розміщуватись на відповідній відстані від зони житлової забудови.

					ПІННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка удосконаленої конструкції втулки циліндру стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт. Прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції втулки циліндру. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 4 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 560 кВт застосовується для приводу трьохфазного електрогенератора змінного струму і може встановлюватися в місцях з постійним споживанням електричної та теплової енергії. Загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі бакалаврської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 560$ кВт) виконані розрахунки його робочого циклу. Результати розрахунків показали, що при заданій потужності газового двигуна тиск газоповітряної суміші у впускному колекторі складає $p_k = 0,208$ МПа, ступінь стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива $\alpha = 1,66$, максимальний тиск згоряння $p_{max} = 11,41$ МПа, питома витрата газового палива $b_e = 0,28$ м³/кВт·год.

По результатам розрахунку робочого процесу в Додатку Г побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Основне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції втулки робочого циліндру, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та втулки циліндру, що стало можливим завдяки кращому охолодженню втулки циліндру та зменшення деформації її стінки від максимального тиску згоряння. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої втулки

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндру та виконане обґрунтування застосування маслозбірного кільця у верхній її частині. В додатках Б, В, Г приведені креслення втулки циліндру із підвищеною жорсткістю верхньої частини, маслозбірного кільця та прокладки.

Так як газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, в кваліфікаційній роботі розроблені заходи по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						57
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

					ПННІ НУК 142.54.23.08 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		