

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 «магістр»

на тему: Розробка вдосконаленої конструкції розподільчого валу для 4 -
тактного газопого двигуна потужністю 720 кВт

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ ***Моренець С. В.***
(підпис)

Керівник роботи:

_____ ***К.Т.Н., ДОЦЕНТ***
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

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

Студенту Моренець Сергію Володимировичу

Тема: «Розробка вдосконаленої конструкції розподільчого валу для 4 - тактного газопого двигуна потужністю 720 кВт.»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 05.12.2023 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34 потужністю 600 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4.

Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний перетин двигуна (СК). 2. Привід клапанів (СК). 3. Вал розподільчий (СК). 4. Секція задня (РК) 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ.

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2023	
4	Науковий розділ.	15.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2023	

Студент _____ Моренець С.В.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Нестеренко В.В.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

сторінок 67, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі «Розробка вдосконаленої конструкції розподільчого валу для 4 - тактного газового двигуна потужністю 720 кВт. Двигун-прототип: 6ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій механізмів газорозподілу ДВЗ, обґрунтована покращена конструкція розподільчого валу, яка забезпечує його надійну роботу, ремонтпридатність, технологічність, зручність обслуговування та мінімальні витрати на його виготовлення. В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна, розподільчого валу та робочі креслення секцій розподільчого валу, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, механізм газорозподілу, вал розподільчий.*

ANNOTATION

pages 67, figures 3, tables 6, bibliography 11

In the qualification work "Development of an improved design of the camshaft for a 4 - stroke gas engine with a capacity of 720 kW. Prototype engine: 6GCHN25 / 34 " a description of the engine design - prototype 6GChN25 / 34, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics, analysis of the design of the engine timing mechanisms, substantiated improved design of the camshaft, which ensures its reliable operation, maintainability, manufacturability, ease of maintenance and serviceability its manufacture. In the graphic part of the work the assembly drawings of the engine, the camshaft and the working drawings of the sections of the camshaft, the indicator diagram and the diagrams of the forces operating in the CSM are made.

Keywords: *Gas engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, gas distribution mechanism, camshaft.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	6
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	25
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	34
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкції механізмів газорозподілу.....	39
3.2 Опис конструкції механізму газорозподілу двигуна - прототипу.....	46
3.3 Розрахунок на міцність деталей розподільчого валу	50
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Техніка безпеки і охорона праці при роботі з судовими дизельними установками.....	55
4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ.....	57
ВИСНОВКИ.....	59
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	61

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Моренець				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Нестеренко					н	3	66
						61-ТЕМмаг-22		
Н. контр	Нестренко							
Затвердив	Нестеренко							

Додатки:

ДОДАТОК А	Двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	62
ДОДАТОК Б	Привід клапанів, СК, А1.....	63
ДОДАТОК В	Вал розподільчий, СК, А1.....	64
ДОДАТОК Г	Секція задня, РК, А1.....	65
ДОДАТОК Д	Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1....	66

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі є:

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

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

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, велике значення має забезпечення їх надійної та безаварійної роботи в умовах високої температури в циліндрах двигуна, яка може бути спричинена низькою якістю газового палива, перегрівом деталей камери згоряння, підвищеною витратою масла, яке попадає в камеру згоряння.

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення мінімальних витрат при виготовленні газового двигуна необхідно, щоб конструкція та матеріал його деталей, вузлів та систем відповідала діючим на них навантаженням. При створенні газового двигуна на базі дизельного суттєво помінялась лише конструкція поршня, що пов'язано з необхідністю зменшення ступеню стиску. В розробленій кваліфікаційній роботі магістра запропонована покращена конструкція розподільчого валу, яка при діючих в газовому двигуну навантаженнях є значно простішою та дешевшою у виготовленні. Виготовлення розподільчого валу без з'ємних кулаків та із окремих секцій, заготовками для яких є відливка із чавуну, значно зменшує вартість такого розподільчого валу та двигуна в цілому. Виконані перевіірочні розрахунки на міцність свідчать про працездатність розподільчого валу складеної конструкції.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34

Двигун - генератор ДвГ1А-540 складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ- 400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, 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 приладів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

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

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

1.2.1 Фундаментна рама

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 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

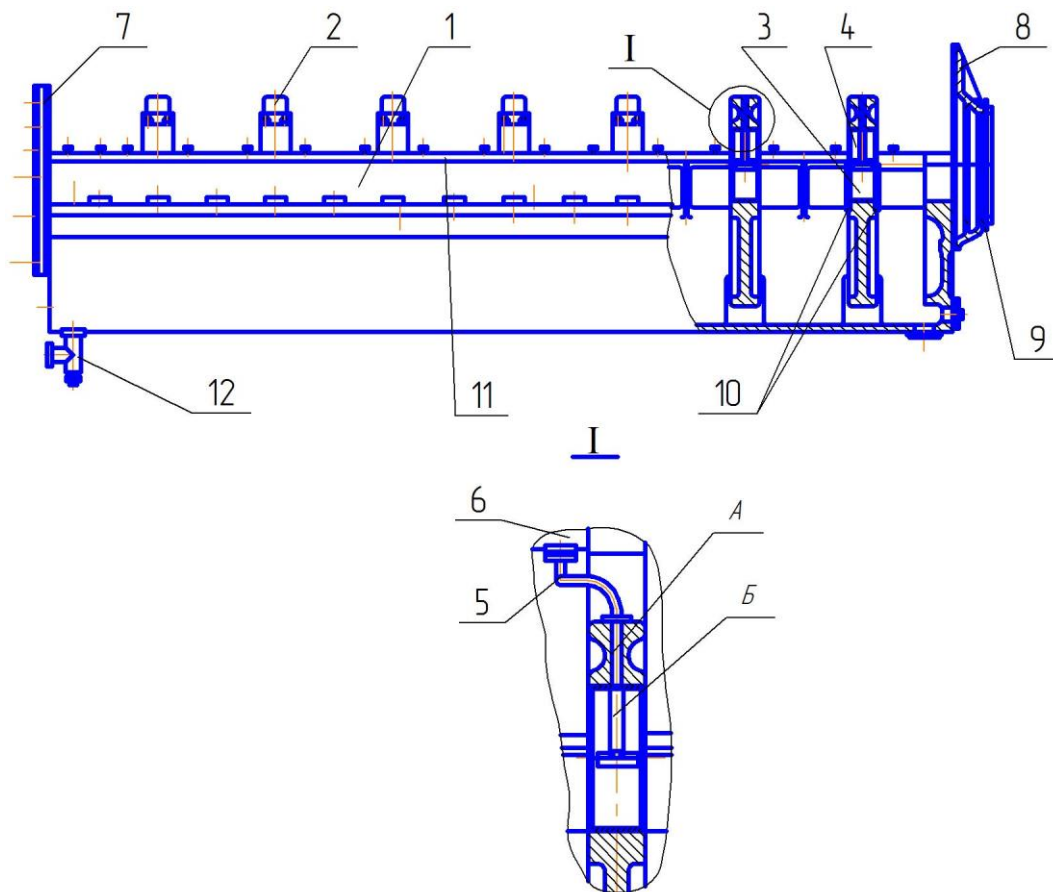


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Відкіля 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.

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

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

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 демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

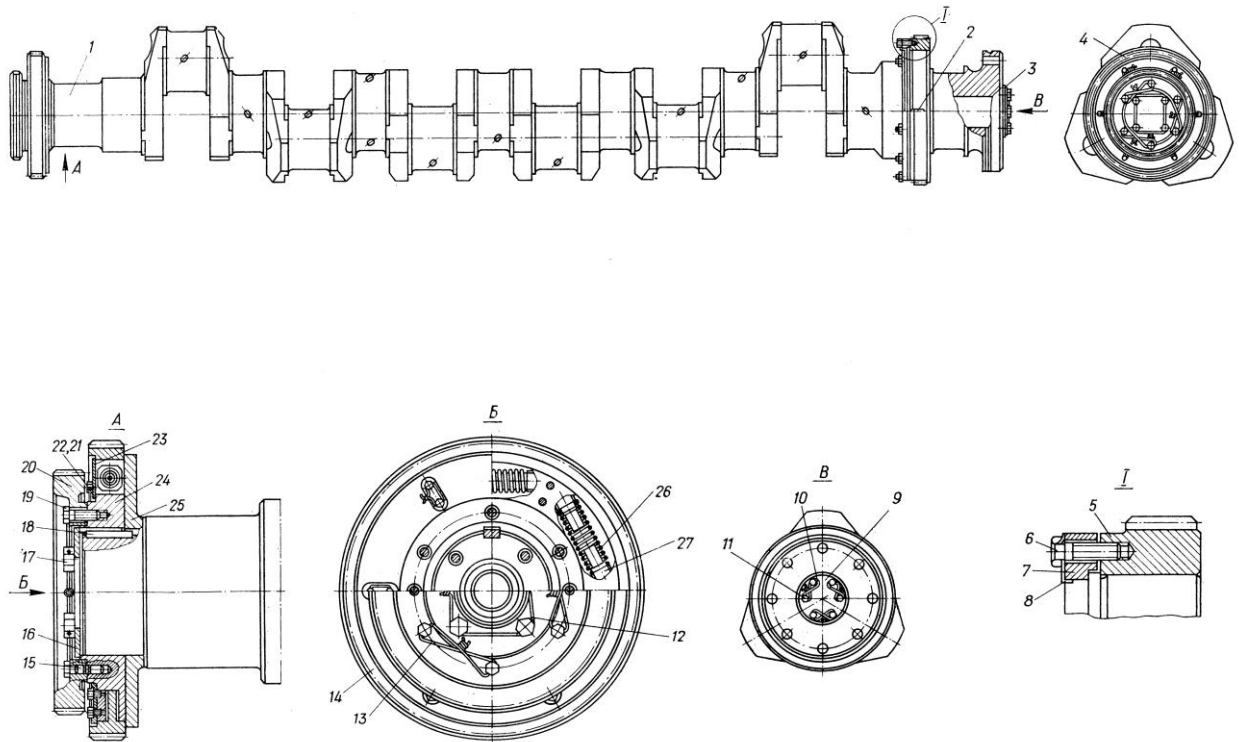


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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

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

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

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

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

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

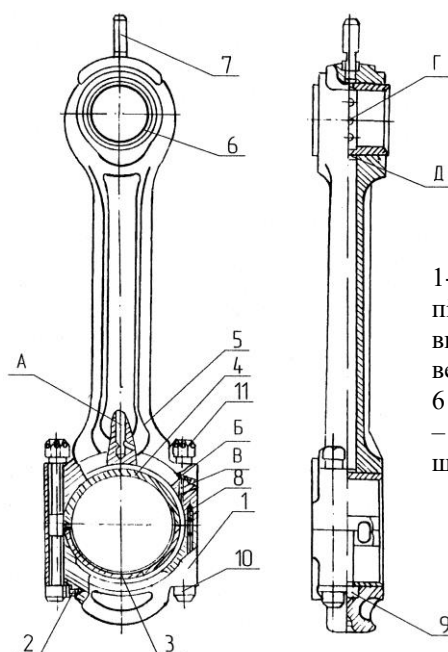


Рисунок.1.3 Шатун

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

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

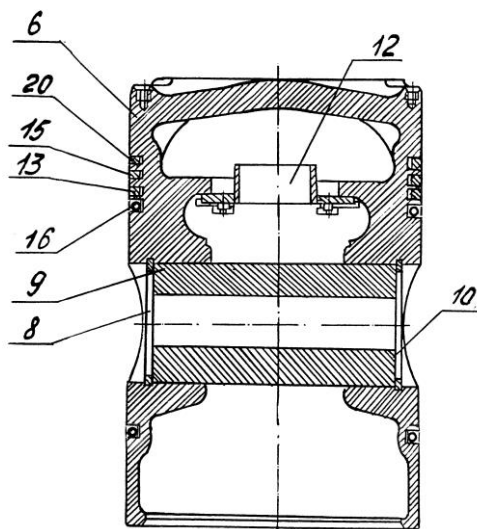


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

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

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	640
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	600
Питома витрата газового палива, b_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{год}$	192
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу

двигуна

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

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

Проаналізуємо вихідні параметри для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

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

3. Коефіцієнт надлишку повітря

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

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

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

7. Коефіцієнти використання теплоти

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

8. Механічний ККД

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

9. Охолодження наддувочного повітря

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

10. Температура залишкових газів.

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

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Номінальна потужність	$P_e = 750 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 1,71$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$p_n = 217 \text{ кПа}$		
Тиск атмосферного повітря	$p_a = 100 \text{ кПа}$		
Температура атмосферного повітря	$T_a = 293 \text{ К}$		
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$		
Підігрів свіжого повітря	$T = 10 \text{ К}$		
Тиск залишкових газів	$p_r = 207 \text{ кПа}$		
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 паливного газу	$Q_H = 34500 \text{ кДж/м}^3$		
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 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,71 \cdot 10,17 = 18,39 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,092 \text{ кмоль}$$

1.2.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5m C_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,091 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,71 - 1) \cdot 10,17 = 1,5159 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,71 \cdot 10,17 + 0 = 13,734 \text{ кмоль}$$

1.2.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,092 + 2,091 + 1,5159 + 13,734 = 18,430 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

1.2.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,43 - 18,39 = 0,040 \text{ кмоль}$$

1.2.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,43}{18,39} = 1,0024$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{217}{100} \right)^{0,375} = 391,8 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 391,8 - 60 = 331,8 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{331,8 + 1,71 \cdot 10,17 \cdot 312}{1 + 1,71 \cdot 10,17} = 320,6 \text{ K}$$

де $T_g = 312 \text{ K}$ – температура паливного газу у змішувальній камері

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320,6 + 10}{750} \cdot \frac{207}{10,5 \cdot 206,2 - 27} = 0,047$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 217 = 206,2 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{206,2}{217} \cdot \frac{320,6}{320,6 + 10 + 0,047 \cdot 750} = 0,921$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320,6 + 10 + 0,047 \cdot 750}{1 + 0,047} = 349,3 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 206,2 \cdot 10,5^{1,37} = 5166,7 \text{ кПа}$$

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

1.4.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{\eta-1} = 349,3 \cdot 10,5^{1,37-1} = 833,8K$$

1.5 Параметри процесу згоряння

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0024 + 0,047}{1 + 0,047} = 1,0023$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,092}{18,43} = 0,0591$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,091}{18,43} = 0,1134$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,5159}{18,43} = 0,0822$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{13,734}{18,43} = 0,7452$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,817 + 418,5 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,817 + 418,5 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,06 + 1255,9 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,418 + 1004,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

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

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,35 + 602,71 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{m_c} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot \\ \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,236 + 5029 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,005 + 12650 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,98 + 17801 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,129 + 11622 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,07 + 14097 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,638 + 255,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,546 + 1387 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

Після підстановки маємо рівняння

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

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

$$mCv_{cm} = \frac{60,532 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,71 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 0,045 \cdot (1 + 1,67 + 10,17)}{(1 + 1,71 \cdot 10,17) \cdot (1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 502,0510^{-5} T_z$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ — 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

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 251,03 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

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

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,39 + \frac{184,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z = 29,156 + 535,19 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,156 + \frac{267,60}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки маємо квадратне рівняння, з якого знаходимо T_z

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

де приведені коефіцієнти:

$$A = 268,2$$

$$B = 29,22$$

$$C = 53989,5$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,22 + \sqrt{29,22^2 + 4 \cdot 268,2 \cdot 10^{-5} \cdot 53989,5}}{2 \cdot 268,2 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1882,5 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0023 \cdot 5166,7 \cdot 1882,5 / 833,8 = 11693 \text{ кПа}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11693}{5166,72} = 2,26$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,26 - 2,15|}{2,25} 100\% = 5,26\%$$

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

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0023 \cdot 1882,5}{2,26 \cdot 833,8} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11693}{10,5^{1,25}} = 618,6 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1882,5}{10,5^{1,25-1}} = 1045,8 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1045,8}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{207}{618,6} \right] = 834,5 \text{ К}$$

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

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1045,8}{\sqrt{\frac{618,6}{207}}} = 726,1 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|726,1 - 750|}{726,1} \times 100\% = 3,19\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,96 \cdot 5166,7}{10,5 - 1} \cdot \left[2,25 \cdot (1 - 1) + \frac{2,25 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1280,9 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{\text{см}} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,71 \cdot 10,17) \cdot 320,6 \cdot 1280,9}{34500 \cdot 206,2 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{34500 \cdot 0,43} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

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

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 \text{ м/с}$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1280,9 - 131,8 = 1149,1 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1149,1}{1280,9} = 0,90$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,90 = 0,38$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,90} = 0,272 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,283 \cdot 650 = 183,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{720 \cdot 10^3}{1149,1 \cdot 750} = 100,3 \text{ л}$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,3}{6} = 16,71 \text{ л}$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,71}{3,14 \times 1,36}} = 250,1 \text{ мм.}$$

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

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

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 250,1 = 340,2 \text{ мм}$$

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

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

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

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

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{1149,1 \cdot 100,09 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 718,8 \text{ кВт}$$

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

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{exp}} \cdot 100\% = \frac{718,8 - 720}{719,4} \cdot 100\% = 0,17\%$$

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{718,8 + 720}{2} = 719,4 \text{ кВт}$$

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

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,281
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,17
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,69
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	5,17	103,4	11,69	233,8
1,25	3,70	74,0	8,60	172,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,22	4,4	0,63	12,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

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

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

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск 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 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						26
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 $p_r = 0,207$ МПа;
- д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;
- е) хід поршня $S = 0,34$ м;
- ж) тиск в кінці стиску $p_c = 5,17$ МПа;
- з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,69$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,207/0,05 = 4,14$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,17 = 6,204$ МПа;

$p_c'/m_p = 6,204/0,05 = 124,1$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,69 = 9,94$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,94/0,05 = 198,8$ мм.

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

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

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

Поправка Брікса в маштабі переміщення

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

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Е. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

1.Ефективна потужність	$P_e = 718,8 \text{ кВт}$
2.Частота обертання колін валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
3.Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
4.Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
5 .Число циліндрів	$i = 6$
6.Коефіцієнт тактності	$z = 4$
7.Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 334500 \text{ кДж/м}^3$
8.Годинна витрата газу	$B_r = 195,8 \text{ м}^3/\text{год}$
9.Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,43$
10. Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,38$
11.Кількість свіжого заряду	$M_1 = 18,385 \text{ кмоль/кг}$
12. Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,430 \text{ кмоль/кг}$
13.Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 834,5 \text{ К}$
14.Температура на початку стиску	$T_d = 349,3 \text{ К}$
15. Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,39 \text{ кДж/кмоль К}$
16. Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,85 \text{ кДж/кмоль К}$
17. Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1280,9 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 195,8 \cdot 34500 / 3600 = 1876,7 \text{ кВт}$$

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

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 718,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Pi} = Q / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 718,8 / 1876,7 \cdot 100\% = 38,3\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\Gamma.Р.} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 1876,7 = 281,5 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

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

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня.

$$P_n = P_{cp.T} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 112,98 \cdot 0,0167 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 70,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.} = 1000 \cdot 70,7 = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.} = 281,5 + 70,7 = 352,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e} = \frac{352,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0126 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{ВН} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{в.н.} = 0,0126 \cdot 98 / 0,70 = 1,90 \text{ кВт}$$

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

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

Тоді $Q_{в.н.} = P_{в.н.} = 1,77 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{ВН.} = 281,5 + 70,7 + 1,90 = 354,1 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100 \% = 329,2 / 1711,4 \cdot 100\% = 19,23 \%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp,z}} \cdot T_{cp,z} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{183,9}{3,6 \cdot 22,4} [18,02 \cdot 31,51 \cdot 832,8 - 17,98 \cdot 30,16 \cdot 349,1] = 646,9 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 646,9 / 1711,4 \cdot 100\% = 37,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,d}) - Q_{B,d} = (281,1 + 118) - 354,1 = 45,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{M,d} = \Delta_{M,d} \cdot Q_{\Pi} = 0,0629 \cdot 1876,7 = 118,0 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{M,d} = (P_{M,d} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (188,3 / 1172,4) \cdot 0,38 = 0,0629$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 45,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0045 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa=1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M,H} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0045 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 2,27 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

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

Тоді

$$Q_{M2} = P_{MH} = 2,26 \text{ кВт} = 2,3 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 45,4 + 2,3 = 47,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 47,5 / 1711,4 \cdot 100\% = 2,77\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 1876,7 - (718,8 + 354,1 + 706,5 + 47,7) = 49,7 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 37 / 1711,4 \cdot 100\% = 2,2\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	718.8	38,3
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	354,1	18,9
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	706.5	37,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	47,7	2,5
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	49,7	2,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1876,7	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

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

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

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

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 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ об/хв}$ |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 233,8 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 11,69 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| к) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| л) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$ |

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

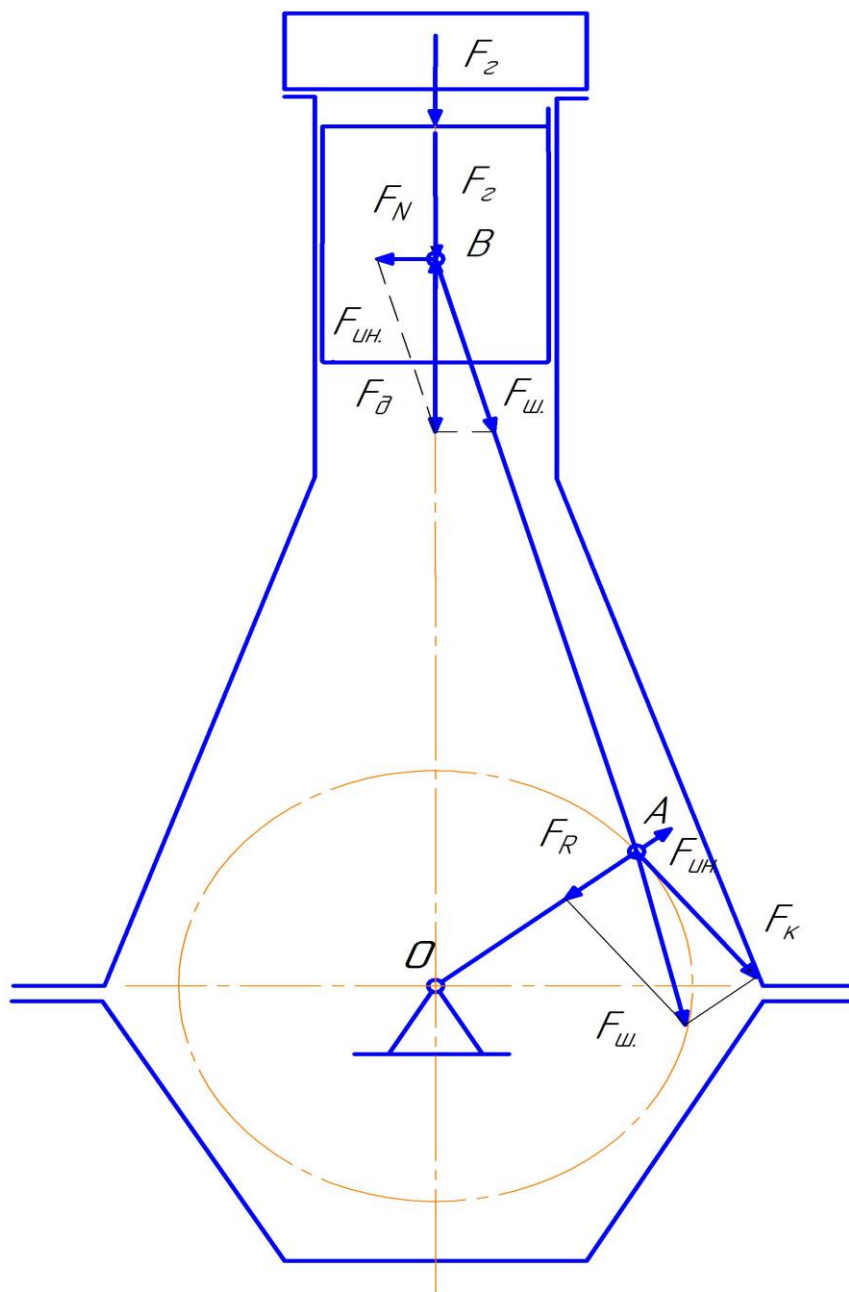


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ

Лист

36

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	ГГ	Гн	Гд	ГН	Гр	Гк	ГГ	Гн	Гд	ГН	Гр	Гк
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,3	10,55	-104,4	-93,87	0,00	-93,87	0,00	4,3	-42,6	-38,3	0,0	-38,3	0,0
15	4,3	10,55	-98,81	-88,26	-5,63	-83,79	-28,28	4,3	-40,3	-36,0	-2,3	-34,2	-11,5
30	4,3	10,55	-82,89	-72,34	-8,97	-58,16	-43,93	4,3	-33,8	-29,5	-3,7	-23,7	-17,9
45	4,3	10,55	-59,26	-48,71	-8,60	-28,36	-40,53	4,3	-24,2	-19,9	-3,5	-11,6	-16,5
60	4,3	10,55	-31,60	-21,05	-4,59	-6,55	-20,52	4,3	-12,9	-8,6	-1,9	-2,7	-8,4
75	4,3	10,55	-3,84	6,71	1,64	0,15	6,91	4,3	-1,6	2,7	0,7	0,1	2,8
90	4,3	10,55	20,62	31,16	7,91	-7,91	31,16	4,3	8,4	12,7	3,2	-3,2	12,7
105	4,3	10,55	39,55	50,09	12,25	-24,80	45,22	4,3	16,1	20,4	5,0	-10,1	18,4
120	4,3	10,55	52,21	62,76	13,68	-43,23	47,51	4,3	21,3	25,6	5,6	-17,6	19,4
135	4,3	10,55	59,26	69,81	12,33	-58,08	40,64	4,3	24,2	28,5	5,0	-23,7	16,6
150	4,3	10,55	62,27	72,82	9,03	-67,58	28,59	4,3	25,4	29,7	3,7	-27,5	11,7
165	4,3	10,55	63,10	73,65	4,70	-72,35	14,52	4,3	25,7	30,0	1,9	-29,5	5,9
180	4,3	10,55	63,19	73,74	0,00	-73,74	0,00	4,3	25,8	30,1	0,0	-30,1	0,0
195	4,3	10,55	63,10	73,65	-4,70	-72,35	-14,52	4,3	25,7	30,0	-1,9	-29,5	-5,9
210	4,8	11,78	62,27	74,05	-9,18	-68,71	-29,07	4,8	25,4	30,2	-3,7	-28,0	-11,9
225	5,2	12,76	59,26	72,02	-12,72	-59,92	-41,93	5,2	24,2	29,4	-5,2	-24,4	-17,1
240	5,6	13,74	52,21	65,95	-14,38	-45,43	-49,92	5,6	21,3	26,9	-5,9	-18,5	-20,4
255	6,4	15,70	39,55	55,25	-13,51	-27,35	-49,86	6,4	16,1	22,5	-5,5	-11,1	-20,3
270	7,8	19,13	20,62	39,75	-10,09	-10,09	-39,75	7,8	8,4	16,2	-4,1	-4,1	-16,2
285	9,3	22,81	-3,84	18,98	-4,64	0,43	-19,53	9,3	-1,6	7,7	-1,9	0,2	-8,0
300	13,6	33,36	-31,60	1,77	-0,39	0,55	-1,72	13,6	-12,9	0,7	-0,2	0,2	-0,7
315	22,1	54,21	-59,26	-5,05	0,89	-2,94	4,20	22,1	-24,2	-2,1	0,4	-1,2	1,7
330	38,7	94,94	-82,89	12,05	-1,49	9,69	-7,32	38,7	-33,8	4,9	-0,6	3,9	-3,0
345	66,7	163,62	-98,81	64,82	-4,14	61,54	-20,77	66,7	-40,3	26,4	-1,7	25,1	-8,5
360	103,0	252,67	-104,4	148,25	0,00	148,25	0,00	103,0	-42,6	60,4	0,0	60,4	0,0
375	154,2	378,27	-98,81	279,47	17,83	265,33	89,55	154,2	-40,3	113,9	7,3	108,2	36,5
390	93,3	228,88	-82,89	145,99	18,09	117,38	88,66	93,3	-33,8	59,5	7,4	47,9	36,1
405	55,9	137,13	-59,26	77,87	13,75	45,34	64,79	55,9	-24,2	31,7	5,6	18,5	26,4
420	36,1	88,56	-31,60	56,96	12,42	17,72	55,54	36,1	-12,9	23,2	5,1	7,2	22,6
435	25,4	62,31	-3,84	58,47	14,30	1,32	60,18	25,4	-1,6	23,8	5,8	0,5	24,5
450	19,2	47,10	20,62	67,72	17,19	-17,19	67,72	19,2	8,4	27,6	7,0	-7,0	27,6

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,02	39,55	77,57	18,98	-38,40	70,01	15,5	16,1	31,6	7,7	-15,7	28,5
480	13,2	32,38	52,21	84,59	18,45	-58,27	64,04	13,2	21,3	34,5	7,5	-23,8	26,1
495	12,0	29,44	59,26	88,70	15,67	-73,80	51,64	12,0	24,2	36,2	6,4	-30,1	21,1
510	11,1	27,23	62,27	89,50	11,09	-83,06	35,14	11,1	25,4	36,5	4,5	-33,9	14,3
525	9,8	24,04	63,10	87,14	5,56	-85,61	17,18	9,8	25,7	35,5	2,3	-34,9	7,0
540	7,7	18,89	63,19	82,08	0,00	-82,08	0,00	7,7	25,8	33,5	0,0	-33,5	0,0
555	6,0	14,72	63,10	77,82	-4,96	-76,45	-15,34	6,0	25,7	31,7	-2,0	-31,2	-6,3
570	5,0	12,27	62,27	74,54	-9,24	-69,17	-29,27	5,0	25,4	30,4	-3,8	-28,2	-11,9
585	4,1	10,06	59,26	69,32	-12,24	-57,67	-40,36	4,1	24,2	28,3	-5,0	-23,5	-16,5
600	4,1	10,06	52,21	62,27	-13,58	-42,89	-47,14	4,1	21,3	25,4	-5,5	-17,5	-19,2
615	4,1	10,06	39,55	49,60	-12,13	-24,56	-44,77	4,1	16,1	20,2	-4,9	-10,0	-18,3
630	4,1	10,06	20,62	30,67	-7,79	-7,79	-30,67	4,1	8,4	12,5	-3,2	-3,2	-12,5
645	4,1	10,06	-3,84	6,22	-1,52	0,14	-6,40	4,1	-1,6	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	4,1	8,59	-31,60	-23,01	5,02	-7,16	22,43	3,5	-12,9	-9,4	2,0	-2,9	9,1
675	4,1	10,06	-59,26	-49,20	8,69	-28,65	40,94	4,1	-24,2	-20,1	3,5	-11,7	16,7
690	4,1	10,06	-82,89	-72,83	9,03	-58,56	44,23	4,1	-33,8	-29,7	3,7	-23,9	18,0
705	4,1	10,06	-98,81	-88,75	5,66	-84,26	28,44	4,1	-40,3	-36,2	2,3	-34,3	11,6
720	4,1	10,06	-104,4	-94,37	0,00	-94,37	0,00	4,1	-42,6	-38,5	0,0	-38,5	0,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій механізмів газорозподілу

Механізм газорозподілу призначений для впуску в циліндри двигуна горючої свіжої суміші (в карбюраторних та газових двигунах) або повітря в дизелях і для випуску відпрацьованих газів. У відповідності з цим при проектуванні двигунів мають за мету створити таку конструкцію деталей механізму газорозподілу і всієї системи в цілому, щоб забезпечити найкраще наповнення та найкраще очищення циліндрів.

В сучасних двигунах внутрішнього згоряння застосовують, як правило, клапанні механізми газорозподілу. Різні золотникові системи газорозподілу з поступальними або обертаючими золотниками (у вигляді гільз, шайб, циліндричних та конічних золотників) при простоті конструкції, вартості виготовлення і ремонту, якості ущільнення робочого простору циліндру і, головне, надійності роботи значно уступають системам газорозподілу із звичайним тарілчастим клапаном. Якісне та надійне ущільнення в двигунах із клапанними системами досягається завдяки того, що в той час, коли в циліндрі двигуна діє високий тиск газу, клапан нерухомий і тиском газів прижимається до сидла. Це є одним із головних переваг клапанних механізмів газорозподілу, забезпечивши їх виключне застосування в карбюраторних та дизельних двигунах внутрішнього згоряння.

При проектуванні механізмів газорозподілу сучасних карбюраторних, дизельних та газових двигунів виникає необхідність вирішення складних задач. Для отримання високих показників двигунів по потужності та економічності механізм газорозподілу повинен в першу чергу забезпечити ефективну заміну робочого тіла в циліндрі. Крім того, конструкція механізму газорозподілу в цілому та окремих його ланків в частості повинна забезпечувати надійну роботу механізму на всіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи двигуна. Різке підвищення напруженості деталей механізму газорозподілу, що спостерігається особливо в сучасних високо оборотних двигунах з верхніми

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

клапанами та нижнім розподільчим валом, і необхідність у зв'язку з цим забезпечення для цих деталей високої зносостійкості та тривалого періоду роботи визвало необхідність проведення детальних теоретичних та експериментальних досліджень. В теперішній час суттєвими заходами підвищення довговічності деталей механізму газорозподілу є: вибір матеріалів, що найбільше відповідають умовам роботи цих деталей; надійне відведення тепла від клапанів (в першу чергу від випускних); забезпечення достатнього змащування поверхнею деталей, що труться, примусове обертання клапанів, а також деякі інші заходи. Особливо велика увага приділяється в теперішній час кінематиці та динаміці механізму газорозподілу.

При неправильному запроектованому механізмі газорозподілу двигун не тільки не розвиває необхідних обертів, але і може в короткий термін вийти із ладу.

3.1.1 Конструктивний огляд механізмів газорозподілу

Розташування клапанів.

В залежності від розташування клапанів механізми газорозподілу діляться на три види:

- 1) механізми газорозподілу з нижніми (боковими) клапанами, що застосовуються в карбюраторних та газових двигунах;
- 2) механізми газорозподілу з верхніми (підвісними) клапанами, що застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах;
- 3) механізми газорозподілу із змішаним розташуванням клапанів, які застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах.

Для покращення наповнювання циліндру двигуна діаметр впускного клапану виконується звичайно більшим, ніж випускного. Впускний та випускний клапани однакових розмірів, а також виготовлені із однієї сталі, зустрічають порівняно рідко. Верхні клапани розташовуються в кришці циліндру(головці), бокові - в блоці циліндрів.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При верхньому розташуванні клапанів, що застосовується у всіх дизелях та в більшості сучасних автомобільних і тракторних двигунах, найбільше розповсюдження получили конструкції двигунів з двома клапанами на циліндр. Клапани у цьому випадку можуть бути розташовані в один або два ряди.

В карбюраторних двигунах з однорядним розташуванням клапанів для забезпечення підігріву впускного трубопроводу та більш досконалого випаровування палива впускний та випускний трубопроводи звичайно розташовують з однієї сторони головки циліндрів. У двигунах з двохрядним розташуванням клапанів, а також у V – подібних двигунах, трубопроводи розташовують по обидві сторони головки циліндрів. Таке ж розташування трубопроводів застосовується частіше всього і в дизелях, що дозволяє зменшити підігрів впускного трубопроводу і тим самим підвищити коефіцієнт наповнювання двигуна.

Для покращення наповнення циліндрів, зниження температури випускних клапанів та зменшення маси деталей механізму газорозподілу, що приходить на один клапан, в двигунах великої потужності в деяких випадках доцільно встановлювати три і навіть чотири клапана на циліндр.

Механізм клапанного розподілу при боковому розташуванні клапанів складається із таких деталей: клапани, направляючі втулки клапанів, клапанні пружини, деталі кріплення клапанних пружин, штовхачі, розподільчий вал та привод розподільчого валу. При верхньому розташуванні клапанів і приводі їх від нижнього розподільчого валу до названих деталей механізму газорозподілу додаються штанги, коромисла, стійки та валики коромисел. Підвісні клапана можуть мати привід і від верхнього розподільчого валу за допомогою важільного механізму.

В автомобільних двигунах з чотирма клапанами на циліндр при розміщенні однойменних клапанів в одному ряду останні приводяться частіше всього від розташованих на головці циліндрів розподільчих валів, кулачки яких діють на тарілки клапанів безпосередньо. Однойменні клапана можна також приводити в

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

дію за допомогою триплечих важелів або поздовжніх траверзів.

Розподільчі вали.

Розподільчий вал призначений для передачі руху клапанам від колінчастого валу. Він виконується звичайно за одне ціле з кулаками та елементами приводу деяких агрегатів двигуна (бензонасосів, паливних та масляних насосів). Розподільчий вал встановлюється, як правило, в сталевих або алюмінієвих підшипниках, число яких більшою частиною дорівнює числу корінних підшипників колінчастого валу. При нижньому розташуванні розподільчого валу його підшипники запресовують в отвори в стінках і перегородках картера або блока двигуна, при верхньому – в отвори кронштейнів, що кріпляться до головки блоків. В деяких випадках проміжні підшипники розподільного валу виконуються роз'ємними. Осьова фіксація нижніх розподільчих валів частіше всього виконується регулювальним болтом або упорною шайбою. Осьові переміщення верхнього розподільчого валу можуть обмежуватися бортиками, які упираються в торці близького до шестерні приводу підшипника. Підшипник в цьому випадку виконується із від'ємною кришкою.

Розподільчі вали виготовляють із вуглецевих сталей 40;45 або легированих хромових 154Х, хромонікелевих 12ХН3А та нікель молібденових 15НМ сталей. В деяких двигунах застосовують литі розподільчі вали, виготовлені із легированого чавуну.

Розподільчі вали в залежності від їх розташування можуть приводитися в рух за допомогою шестерній передачі, ланцюгових передач та проміжних валів з конічними або гвинтовими шестернями. При нижньому розташуванні розподільчого валу його шестерня може з'єднуватися з шестернею колінчастого валу безпосередньо або за допомогою ланцюга. В середньо оборотних двигунах привід розподільчого валу реалізується за допомогою проміжної шестерні.

Верхні розподільчі вали приводяться в рух або ланцюговою передачею, або за допомогою проміжних валів. Привід верхнього розподільчого валу за

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

допомогою циліндричних передач, завдяки складності та громіздкості, поширення не отримав.

В ланцюгових передачах застосовують зубчасті та роликові ланцюги. Роликові ланцюги застосовують звичайно з натяжним механізмом. Зубчасті ланцюги, складені із широких мало зношуваних ланок, можна встановлювати і без натяжного пристосування.

До переваг ланцюгової передачі відносяться: можливість приводу розподільних валів, що знаходяться на значній відстані від колінчастого валу, відносна безшумність роботи, простота конструкції та менша вага в порівнянні з іншими видами передач. Недоліком ланцюгової передачі є зношування та витяжка ланцюгів, що приводить навіть при наявності натяжних пристосувань до деякого погіршення роботи механізму газорозподілу. Ланцюгові передачі застосовують в більшості автомобільних карбюраторних двигунів США і в значній частині європейських двигунів.

Обґрунтування вибору матеріалу розподільчого валу

В сучасних форсованих двигунах розподільчі вали працюють в дуже важких умовах. Підвищення потужності двигуна потребує збільшення подачі паливної суміші в циліндри, підвищення розмірів випускного клапана та висоти його підйому при впуску. Для своєчасного закриття та відкриття клапанів, особливо при низьких оборотах колінчастого валу двигуна, кулачки розподільчого валу мають мати витягнутий профіль. Підвищене число оборотів двигуна привело до збільшення сил інерції маси рухомих частин механізму газорозподілу. Перераховані фактори підвищили робочі навантаження на кулачки та погіршили умови змащування. При роботі двигуна поверхня контакту розподільчого валу та штовхача уявляє собою вузьку та коротку стрічку, тому величина діючих контактних напруг доходить до 850...1200 МПа. При таких високих контактних напругах масло витискується та металеві поверхні безпосередньо контактують, що призводить до їх зношування та руйнування.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина контактних напруг та працездатність валу в значній мірі залежить від профілю кулачка.

Максимальні контактні напруги виникають на носіку кулачка та прилеглих до нього зонах.

Для забезпечення максимальної працездатності розподільчого валу необхідно, щоб матеріал, вибраний для його виготовлення, мав наступний комплекс фізико-механічних властивостей:

- оптимальна мікроструктура, що забезпечує добрий опір зношуванню; звичайно рекомендується гетерогенна структура із скелетом твердих включень, які блокують зсувні деформації, зменшують внутрішнє тертя та, відповідно, зменшують теплоутворення при роботі;
- високі механічні властивості на стиск, згинання та зрізання;
- достатньо висока твердість та добра в'язкість;
- висока теплопровідність, що забезпечує швидке відведення тепла від зон місцевого нагріву;
- стійкість структури та властивостей при робочих температурах;
- хороший опір руйнуванням при роботі на втому;
- відсутність нахилу до схвачування з матеріалом штовхача;
- задовільна корозійна стійкість.

Створення двигунів з високим числом обертів колінчастого валу показало, що сталі розподільчі вали із загартованими кулачками не мають достатньої надійності в роботі, тому більшість двигунів як карбюраторних так і дизельних почали випускати з литими розподільчими валами із чавуну з різним ступенем легування нікелем, хромом, молібденом, ванадієм, міддю та титаном.

Розподільчі вали із чавуну кращі за сталі по експлуатаційним та технологічним властивостям. Чавун добре гасить вібрації, що має велике значення для такої довгої деталі, як розподільчий вал. Контактні напруги при використанні чавунного валу набагато нижчі, ніж сталюого. Наявність в структурі чавуну карбідів забезпечує високу зносостійкість. Вільний вуглець у

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

вигляді графітних включень запобігає виникненню сухого тертя та задирок в зоні контакту пари кулак – штовхач. Достатня добра теплопровідність чавуну знижає теплові напруги у валах. Добрі ливарні властивості чавуну дозволяють відливати розподільчі вали з мінімальними припусками, у зв'язку з цим затрати на механічну обробку литої чавунної заготовки значно менше, ніж кованої. Вага литої заготовки значно менше, ніж кованої.

Для виготовлення литого розподільчого валу застосовують чавуни з різним ступенем легування хромом, молібденом, міддю, титаном та ванадієм. Типовий хімічний склад чавуну розподільчих валів: С - 3,1...3,5%, Si - 2.3...2.5%, Mn – 0,7%, Cr -1,0 %.

Присутність в складі чавуну легуючих елементів забезпечує йому високі механічні властивості:

НВ.....240...320

$\sigma_{\text{и}}$500 МПа

$\sigma_{\text{в}}$280 МПа

HRC.....48...53 (після поверхневого загартування)

Особливості термічної обробки чавунних розподільчих валів.

Штучне старіння проводять по такому режиму: нагрів валів із швидкістю 75...100°C/год до 550...570°C, витримка при цій температурі 3...5 годин, охолодження з піччю (25...50°C/год) до 150...200°C. Після цього вали вивантажують на повітря. Для попередження прогину валів при старінні їх розміщують на піщану постіль або підвішують вертикально.

Після штучного старіння та попередньої механічної обробки вали піддають загартуванню з нагрівом струмом високої частоти. Загартування чавунних валів проводять на спеціальній установці. Рівномірність нагріву усіх кулачків по температурі та по глибині забезпечується різницею в діаметрах активних ниток індуктора та зазорами поміж ними. Нагрів бокових сторін іде спочатку більш інтенсивно, але поступово температура на носиках підвищується і до кінця нагріву сягає 950...970 °C. а на бокових сторонах кулачків залишається в межах

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

930...950 °С. Середня швидкість нагріву в області фазових перетворень - 15°С/год. Вал під час нагріву та охолодження обертається із швидкістю 60 хв⁻¹.

Відносно мала швидкість охолодження в маслі може призвести до утворення наряду з мартенситом, троостіта і навіть сорбіту загартування.

3.2 Опис конструкції механізму газорозподілу двигуна - прототипу

Механізм газорозподілу призначений для управління впуском свіжого заряду газо - повітряної суміші в циліндри двигуна та випуском відпрацьованих із них у відповідності з встановленими фазами газорозподілу.

В механізм входять: розподільчий вал з кулачковими шайбами, привід розподільчого валу, привід впускних та випускних клапанів.

3.2.1 Розподільчий вал

Розподільчий вал 1 (рис.3.1) сталевий, суцільний, змонтований на семи підшипниках для двигунів 6ГЧН25/34 та дев'яти – для 8ГЧН25/34, розташованих в порожнині під горизонтальною полкою блок-картера. Крайній до маховика підшипник опорно-упорний.

На розподільчому валу на шпонках насаджені сталі із загартованою поверхнею впускні та випускні кулаки. Всі кулаки на розподільчому валу розташовані у визначеній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндру показані на рис.3.2.

На конусний кінець валу на шпонці насаджена приводна шестерня 7, яка складається із маточини та зубчастого вінця, жорстко з'єднаних поміж собою призами болтами. Від осевого зміщення шестерня втримується гайкою 18. До заднього торця валу за допомогою шпонки і болта кріпиться пусковий кулак 4.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

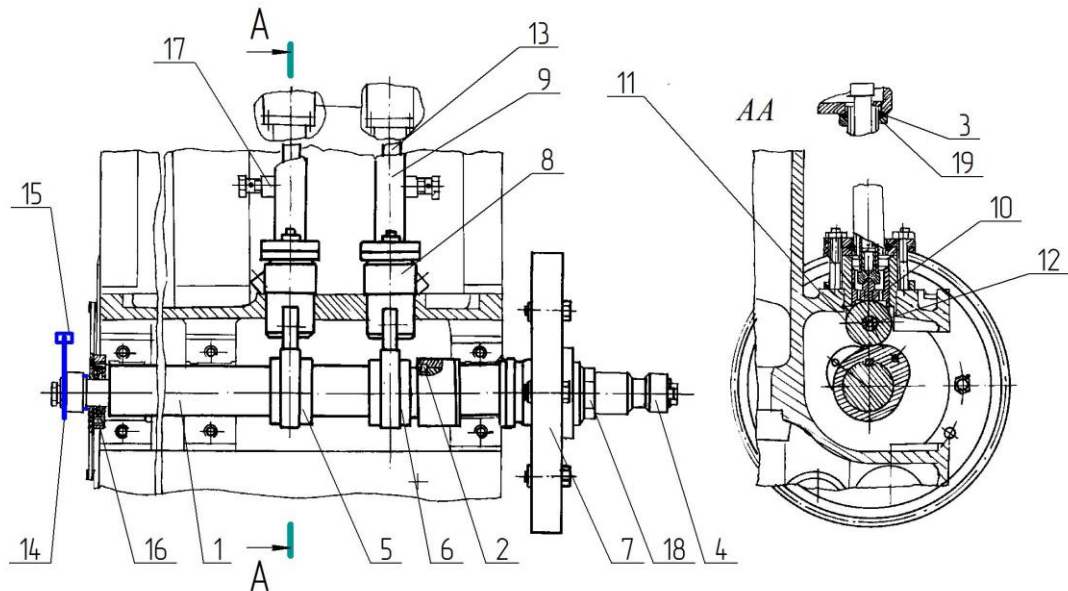


Рисунок 3.1 Привід клапанів.

1- вал розподільчий; 2 - прокладка (набір); 3 - кільце ущільнююче;
 4 - пусковий кулак; 5 - кулак впускний; 6 - кулак випускний;
 7 - шестерня розподільчого валу; 8 - штовхач; 9 - кожух; 10 - повзун;
 11 - ролик; 12 - ось; 13 - штанга; 14 - диск датчика; 15 - прапорець;
 16 - ущільнення; 17 - бобишка; 18 - гайка; 19 - фланець.

На нульовій шийці розподільчого валу встановлений упорний підшипник (рис.3.3). Він складається із двох бронзових кілець 20, втулки 21, 2-х сталених півкілець 22, що входять в проточку валу, упорної втулки 23 та набору прокладок для регулювання 24, розташованих поміж сталеними півкільцями 22 та втулкою 21.

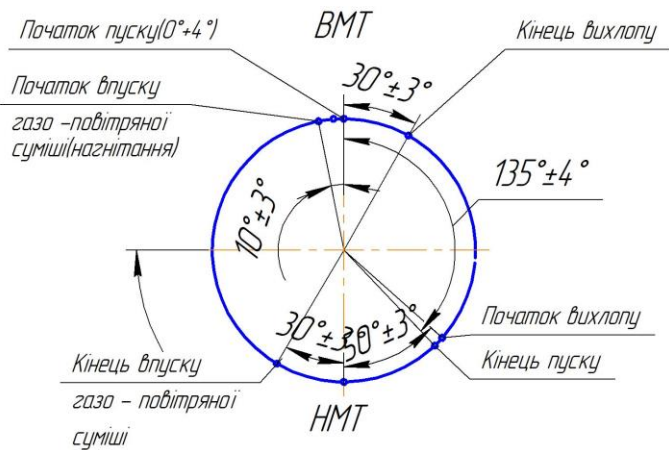


Рисунок 3.2 Діаграма фаз газорозподілу

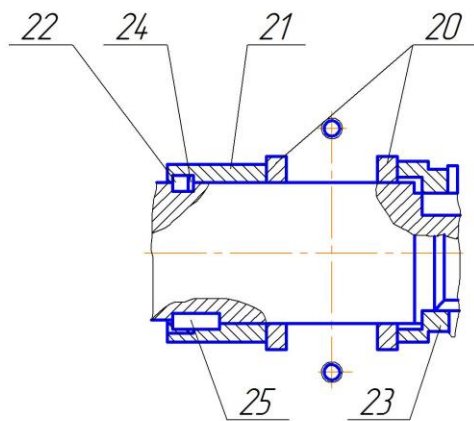


Рисунок 3.3 Упорний підшипник

20 – кільце; 21 – втулка; 22 – напівкільце; 23 – упорна втулка;
24 – набір прокладок; 25 – шпонка.

При складанні двигуна осьовий зазор розподільчого валу за допомогою прокладок 2 (24) встановлюється в межах 0,05 – 0,15 мм. По мірі зношування та збільшення осьового зазору до 0,25 мм необхідно кількість прокладок збільшити, щоб отримати вихідний зазор.

До переднього торця валу, після манжетного ущільнення, кріпиться на шпонці диск датчика 14 з пальцем 15, який при обертанні створює в зоні датчика імпульси, забезпечуючи цим роботу системи запалювання.

3.2.2 Привід клапанів

Привід впускних та випускних клапанів складається із штовхачів, штанг та коромисел. В корпусі штовхача (рис. 3.1) рухається повзун 10 з осю 12, на якій обертається ролик 11. В повзун запресований упор із загартованою кульовою

поверхнею, на яку опирається нижній кінець штанги 13. Верхній кінець штанги упирається в опору коромисла.

При роботі двигуна кулаки розподільчого валу діють на ролики штовхачів, які в свою чергу, перекочуючись по профілю кулачкових шайб, перетворюють обертальний рух розподільчого валу в поступальний рух повзуна штовхача та періодично діють через упори, штанги, нажимні болти на коромисла. Коромисла повертаються навколо вісей, встановлених в корпусах на кришках циліндрів, відкриваючи впускні та випускні клапани. Закриття клапанів та зворотній рух механізму приводу проходить під дією пружин клапанів.

Штанга 13 приводу клапанів розміщена в кожусі 9, який ущільнюється фланцями та гумовими кільцями 3. Штанга спільно із з корпусом приводу утворює герметичну систему, що виключає викид продуктів згоряння в приміщення та надійне змащування пар тертя приводу клапанів. До кожухів 9 приварені бобики 17 до яких приєднуються трубки відведення масла від кришок циліндрів.

Масло для змащування повзуна, ролика та упору підводяться автономно від масляної мережі по каналу в корпусі штовхача, крім того, масло, що зливається з кришки циліндрів додатково змащує штовхач та ролик.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок на міцність деталей розподільчого валу

Завданням розрахунку секції розподільчого валу на міцність є визначення її працездатності при виготовленні із чавуну. Для цього необхідно визначити нормальні напрути від згинання розподільчого валу силою, що діє на випускний кулак зі сторони ролика штовхача в момент відкриття випускного клапана, так як ця сила створює максимальний згинальний момент. Дотична напруга в розподільному валу виникає від крутного моменту, максимальна величина якого також виникає від дії випускного клапана в момент його відкриття на механізм приводу клапанів.

Вихідні дані для розрахунку

1. Тиск газів в момент відкриття випускного клапану, знаходиться поіндикаторній діаграмі	$p_r =$	0,465	МПа
2. Діаметр випускного клапану	$d_k =$	0,09	м
3. Передаточне відношення коромисла	$i =$	1,5	
4. Відстань поміж опорами секції розподільчого валу	$L =$	0,38	м
5. Відстань від опори до середини випускного кулака	$l =$	0,106	м
6. Середня швидкість штовхача під час відкриття випускного клапана	$v_{max} =$	0,45	м/с
7. Радіус ролика штовхача	$r =$	0,03	м
8. Ширина ролика штовхача	$b =$	0,025	м
9. Модуль пружності для чавуну	$E =$	1E+05	Мпа
10. Мінімальний діаметр поперечного перерізу секції розподільчого валу	$d_{min} =$	0,068	м
11. Частота обертання розподільчого валу	$n =$	300	хв ⁻¹

Розрахунок

1. Максимальна сила, що діє на випускний кулак із сторони ролика штовхача в момент відкриття випускного клапану

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot p_{\Gamma} \cdot i$$

$$F_{\max} = 9537,8 \quad \text{Н}$$

2. Максимальний згинальний момент, що діє на секцію розподільчого валу

$$M_{\max} = F_{\max} \cdot \frac{l \cdot (L - l)}{L}$$

$$M_{\max} = 729,0 \quad \text{Нм}$$

3. Момент опору поперечного перерізу секції розподільчого валу при згинанні

$$W_{3\Gamma} = \frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{32}$$

$$W_{3\Gamma} = 3\text{E-}05 \quad \text{м}^3$$

4. Максимальна нормальна напруга, що діє в секції валу

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}$$

$$\sigma_{\max} = 23,6 \quad \text{МПа}$$

5. Максимальна потужність приводу розподільчого валу

$$P_{\max} = F_{\max} \cdot v_{\max}$$

$$P_{\max} = 4292 \quad \text{Ват}$$

6. Момент опору поперечного перерізу секції розподільчого валу при скручуванні

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{16}$$

$$W_K = 6\text{E-}05 \quad \text{м}^3$$

7. Кутова швидкість обертання розподільчого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = 31,41 \quad \text{с}^{-1}$$

8. Максимальний момент, що скручує секцію розподільчого валу

$$M_k = \frac{P_{\max}}{\omega}$$

$$M_K = 136,6 \quad \text{Нм}$$

9. Дотична напруга, що діє в розподільчому валу від крутного моменту

$$\tau = \frac{M_K}{W_K}$$

$$\tau = 2,2 \quad \text{МПа}$$

10. Еквівалентна напруга в небезпечному перерізі розподільчого валу

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{екв.} = 23,93 \text{ МПа}$$

11. Допустима напруга для розподільчих валів знаходиться в межах 30 - 80 МПа

Для розподільчих валів, також як і для колінчастих валів, велике значення має жорсткість, а не міцність

12. Полярний момент інерції розрахункового перерізу вала

$$J = \frac{\pi \cdot d_{\min}^4}{64}$$

$$J = 1\text{E-}06 \text{ м}^4$$

12. Стріла прогину розподільчого валу знаходимо по формулі

$$\gamma = \frac{F_{\max} \cdot l^2 \cdot (L-l)^2}{3E \cdot J \cdot l}$$

$$\gamma = 2\text{E-}04 \text{ м}$$

Жорсткість розподільчого валу вважається достатньою, якщо стрілка прогину в місці прикладення навантаження не перевищує 0,02 - 0,05 мм.

В місцях контакту робочих поверхней кулаків та роликів виникають напруги зминання, величина яких знаходиться по формулі Герца.

При контакті циліндричної поверхні та площини (тангенціальний кулак та ролик) напруга зминання знаходиться по формулі

$$\sigma = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F_{\max} \cdot E}{b} \cdot \frac{1}{r}}$$

$$\sigma = 494,4 \text{ МПа}$$

Напруги зминання не повинні перевищувати 800 - 1000 МПа

По результатам проведених розрахунків міцність розподільчого валу виготовленого із чавуну забезпечується

4.2 Розрахунок на міцність зеднання секцій розподільчого валу

Окремі секції розподільчого валу з'єднуються поміж собою за допомогою призонних болтів. При виконанні перевірконого розрахунку з'єднання знайдемо напруги зрізу та напруги зминання в з'єднувальних болтах та порівняємо їх з допустимими напругами

Вихідні дані для розрахунку

1. Кількість болтів у з'єднанні	$z =$	8
2. Діаметр болта	$d_b =$	0,008 м
3. Діаметр кола, на якому розташовані болти	$D =$	0,085 м
4. Товщина з'єднувальних фланців секцій	$\delta =$	0,015 м

Розрахунок

1. Напряга зрізу, що діє в тілі з'єднувального болта від максимального крутного моменту знаходимо по формулі, відомої із "Деталей машин"

$$\tau = \frac{2 \cdot M_K \cdot 4}{D \cdot d_b^2 \cdot z}$$

$$\tau = 25,1 \text{ МПа}$$

2. Напряга зминання, що діє на поверхні болта знаходиться по формулі

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_K}{D \cdot d_b \cdot \delta \cdot z}$$

$$\sigma = 3,349 \text{ МПа}$$

Для якісної конструкційної сталі допустима напруга зрізу складає 100 МПа, а допустима напруга зминання 150 МПа. Отже міцність з'єднання секцій розподільчого валу забезпечується з великим запасом

4.3 Розрахунок на міцність кріплення шестерні розподільчого валу
 Необхідність у перевірці міцності кріплення шестерні розподільчого валу виникла у зв'язку з тим, що її конструкція суттєво відрізняється від аналогічної шестерні двигуна - прототипу. На відміну від серійної шестерні, яка має конусну посадочну поверхню, у запроєктованому розподільчому валу шестерня насаджується на циліндричну поверхню, що значно зпрощує конструкцію як носового кінця вала так і шестерні. Крім того, запроєктована шестерня виконана суцільною, що також зпрощує її виготовлення. Перевірочному розрахунку на зминання робочих поверхней підлягає шпонкове з'єднання шестерні із розподільчим валом, яке передає крутний момент від колінчастого валу до розподільчого валу.

Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр циліндричного шпонкового з'єднання	$d_B =$	0,05 м
2. Робоча довжина шпонки	$l_p =$	0,055 м
3. Висота шпонки	$h =$	0,01 м
4. Глибина шпоночного паза на валу	$t_1 =$	0,006 м

Розрахунок

1. Сила, що діє на шпонку від крутного моменту, що передається з'єднанням

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d_s} \quad F_t = 5466 \text{ Н}$$

2. Площа зминання бокової поверхні шпонки

$$A_{зм.} = (0,94 h - t_1) \cdot l_p \quad A_{зм.} = 2E-04 \text{ м}^2$$

3. Напруга зминання на боковій поверхні шпонки

$$\sigma_{зм.} = \frac{F_t}{A_{зм.}} \quad \sigma_{зм.} = 29,23 \text{ МПа}$$

Допустима напруга зминання для чавунного валу складає 50 - 60 МПа, отже працездатність шпонкового з'єднання забезпечується

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

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

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

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

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

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

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

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

б) під час проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту двигуна внутрішнього згоряння повинен бути задіяний пристрій для повороту валу. При цьому на пультах управління (ЦП, місцевий) повинні бути вивішені відповідні попереджувальні знаки, а також заблоковані клапани подачі повітря, палива,

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

мастила, систем охолодження. Вентилі повинні бути позначені словами «Не відкривати! Люди працюють!», індикаторні клапани повинні бути відкриті;

7) на суднах з двовальною силовою установкою (далі - силова установка) роботи на зупиненому двигуні можуть проводитися тільки після закріплення стопора на валопроводі;

8) на суднах з силовою установкою, що працюють через гідромурфту до загального гребного валу від двох двигунів внутрішнього згоряння, дизельний двигун, на якому буде проводитися робота, повинен бути від'єднаний від гідромурфти і повинен бути включений (включений) СПМ;

9) при демонтажі (монтажі) кришок циліндрів повинні застосовуватися деталі циліндропоршневої групи, форсунки, запобіжні пускові клапани, кривошипно-шатунні, рамові, траверсні підшипники, штатні знімні пристрої та засоби механізації (таль,);

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

11) При спуску в балон великого діаметра необхідно за допомогою спеціальної драбини провести виміри балона і очистити випускні (продувні) вікна. Сходи драбини повинні бути виготовлені з металевих чотиригранних брусків, поставлених на ребро;

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

13) опресовування дизельних форсунок повинно проводитися в окремому обладнаному для цього приміщенні;

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

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

					ПІННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

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

17) необхідно стежити за станом захисних кожухів паливопроводів високого тиску. Забороняється торкатися руками пошкоджених ділянок паливопроводів;

18) Забороняється експлуатація дизельного двигуна з несправними контрольно-вимірними приладами.

4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

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

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

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

Наявні в теперішній час в експлуатації на транспортних установках іскрогасники можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автомна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, переведення датгуна з рідкого палива на газове паливо. Для дизелів хороші результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які апрцюють у змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характера, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести нвступні: підтримання двигуна в справному технічному стані; введення обовязкової періодичної діагностики; систематичне регулювання пристроїв, шо забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних двигунах; перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання. Для дизелів велике значення має правильна установка та забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання форсунок і паливних насосів високого тиску.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Розробка вдосконаленої конструкції розподільчого валу для 4 - тактного газового двигуна потужністю 720 кВт" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції основної деталі механізму газорозподілу – вала розподільчого, який відрізняється від розподільчого валу двигуна – прототипу тим, що він виконаний складеної конструкції і для його виготовлення застосовано чавун замість сталі. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 720 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична та теплова енергія. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі Додатку А графічної частини роботи, а опис його конструкції виконаний в загальному розділі пояснювальної записки.

У конструкторському розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 720 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. 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 на листі Додатку Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

Основне місце в роботі займають розрахунок і розробка конструкції розподільчого валу складеної конструкції. В пояснювальній записці приведений детальний опис розподільчого валу двигуна – прототипу, обґрунтована конструкція запроектованого розподільчого валу та його розрахунок на міцність. В графічній частині роботи (Додатки Б,В,Г) розроблено складальне креслення розподільчого валу та робочі креслення його деталей.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну увагу в магістерській 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 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла малооборотных ДВС на базе гидридной технологии. Авиационно-космическая техника и технология // Научно - технический журнал, 2013, № 8(105) – С.61–66.

2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.

5. С.М. Доценко, В.И. Иодловский, А.И. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6 ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2017, - С. 17-24.

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

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

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

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

					ПННІ НУК 131.61.23.10 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

