

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему «Розробка вдосконаленої конструкції розподільчого валу для 4 -
тактного газowego двигуна потужністю 720 кВт».

Двигун-прототип: 6ГЧН25/34.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-18з

_____ **Закамалдін О.А.**

(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**

(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

стор.

Вступ.....	4
1. Опис конструкції базового газового двигуна 6ГЧН 25/34.....	6
1. Конструкторський розділ	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів циклу двигуна.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	17
2.3 Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.....	27
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	31
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.....	36
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34.....	40
3. Проектування механізму газорозподілу	
3.1 Опис та аналіз конструкції механізмів газорозподілу.....	42
3.2 Опис конструкції механізму газорозподілу двигуна - прототипу.....	49
3.3 Розрахунок на міцність деталей розподільчого валу	53
4. Розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища	
4.1 Охорона праці.....	58
4.2 Захист навколишнього середовища.....	63
5. Загальні висновки по бакалаврській роботі.....	68
Література.....	70

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Закамалдін			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.		Грабовенко					2
Рецензент						54-ЕМ-18з	
Н. Контр.		Грабовенко					
Затверд.		Нестеренко					

Додатки

Графічна частина проекту:

ДОДАТОК А Газовий двигун, поперечний розріз Ск, АІ

ДОДАТОК Б Газовий двигун, повздовжній розріз, Ск, АІ

ДОДАТОК В Привід клапанів, Ск, АІ

ДОДАТОК Г Вал розподільчий, Ск, АІ

ДОДАТОК Д Секція задня, РК, АІ

ДОДАТОК Е Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД, АІ

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						3
Зм	Аркуш	№ 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 бакалавра 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, заготовкою для яких є відливка із чавуну, значно зменшує вартість такого розподільчого валу та двигуна в цілому. Виконані перевірочні розрахунки

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

на міцність свідчать про працездатність розподільчого валу складеної конструкції, а економічний ефект від втілення розподільчого валу запропонованої конструкції у виробництво є суттєвим.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 газотурбіним 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 площа блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподілювач 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.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і впускних 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 маслом відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краях 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.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

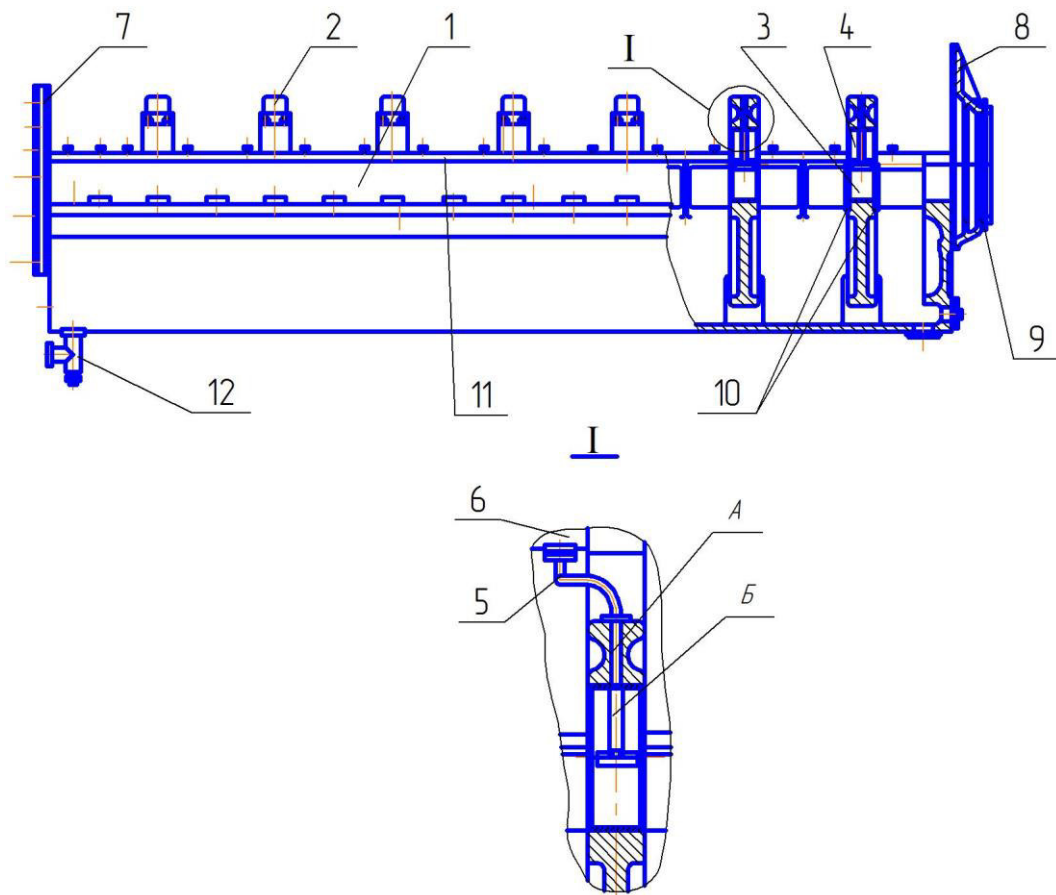


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш 13
Зм	Аркуш	№ 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.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

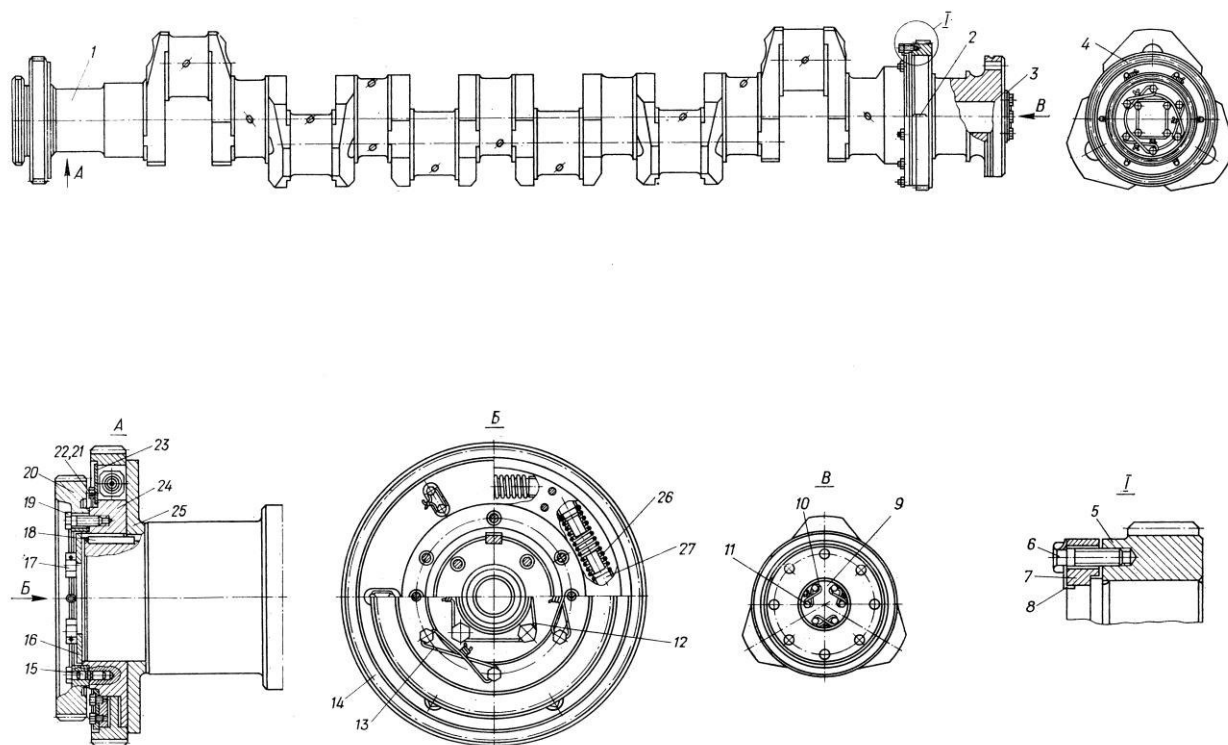


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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 – дрiт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дрiт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дрiт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осового 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 осового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

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 проходження 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 сталі алюмінієві вкладиші 3 і 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 чому після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

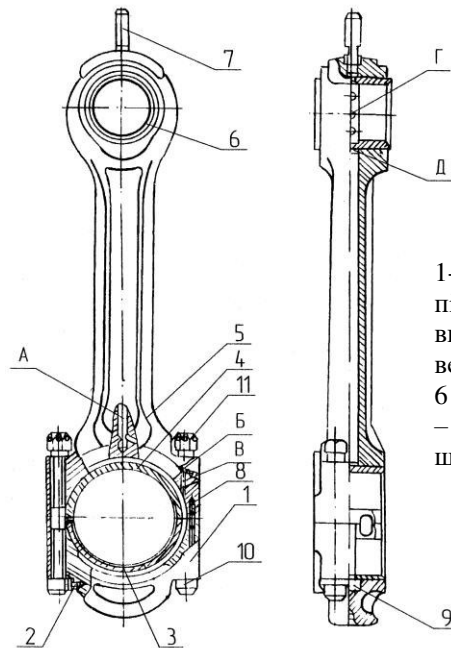


Рисунок.1.3 Шатун

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

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

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

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між 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.1.5) - 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 сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осевого 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 маслосборні кільця 16.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

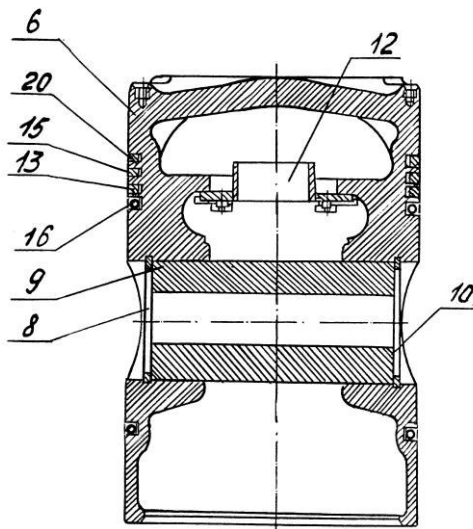


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

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	м ³ /кВт·год	0,3
Витрата газового палива за годину, V_g	м ³ /год	192
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВт·год)	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	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 конструктивні особливості проектного двигуна. Оцінку вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу проводимо з використанням досвіду накопиченого при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявних експериментальних даних.

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна буде зменшуватися.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ [2] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля [3].

					ПА НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [5] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200 \text{ K}$.

4. Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4 \text{ МПа}$ [3] і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20 \text{ МПа}$.

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

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,2$ [3]. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів заряду свіжого повітря, або газо- повітряної суміші від стінок 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

					ПА НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

$n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [3]/

9. Механічний ККД

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

10. Охолодження наддувочного повітря

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

11. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ 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 $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згорання $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

13. Показник політропи стиску в компресорі.

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

					ПА НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна. [3], [4]

1. Вихідні дані:

Ефективна потужність	$P_e =$	720	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,71	
Число циліндрів	$i \equiv$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	217	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	207	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	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"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	95	$R_{CH_4} =$	0,95
етан	$C_2H_6 =$	2	$R_{C_2H_6} =$	0,02
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

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/ммоль}$$

$$M_1 = 18,39 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,5159 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,734 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,430 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0024$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa} - 1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 391,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 331,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 320,6 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 206,2 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 349,3 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 5166,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K}$$

$$T_c = 833,8 \text{ K} \quad t_c = 560,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0023$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0591$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1134$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0822$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7452$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$m C_{v_{me}} = R_{O_2} \cdot m C_{v_{O_2}} + R_{N_2} \cdot m C_{v_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot m C_{v_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot m C_{v_{CO_2}}$$

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$m C_{v_{me}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 22,35$$

$$b = 602,71$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{CH}_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 502,05$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 251,03$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску
в точці "Z"

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,156$$

$$b = 535,193$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,156$$

$$b = 267,596$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,222$$

$$B = 29,225$$

$$C = 53989,47$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1609,6 \text{ C} \quad T_z = 1882,6 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \kappa Pa$$

$$p_{\max} = 11693,0 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,26$$

$$\Delta \lambda = 5,26 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_{\text{в}} = 618,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\text{в}} = 1045,8 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{p_{\text{г}}}{p_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 834,5 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 726,1 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 3,19 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1280,86 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 0,24 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M / C$$

$$S_{пп} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 1149,05 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,38$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{квт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 0,272 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B = 195,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,26 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,71 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,2 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 100,09 \text{ Л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, KВт$$

$$P_{ep} = 718,8 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 719,4 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,17 \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова 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

Таблиця 2.2

Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , 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 будуємо 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.

г'- точка початку відкриття впускного клапану.

г''- точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

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

z_d - точка максимального тиску газів.

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;

є) 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
c , 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 $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,69 = 9,94 \text{ МПа}$

$p_{zd}/m_p = 9,94/0,05 = 198,8 \text{ мм.}$

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

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

2.4 Розрахунок теплового балансу [4]

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	718,8 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	195,8 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h \eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$h_e \eta_e =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_l =$	18,385 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,430 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	834,5 К
температура на початку стиску	$T_d =$	349,3 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	24,38 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1280,86 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

- де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{\Pi} = 1876,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 718,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 38,3 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 720 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,17 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,12$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,03$$

$$Q_w = 281,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{CPT} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 70,7 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 352,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

$$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)} - \text{середня теплоємність води.}$$

$$\Delta T_{\epsilon} = 6-10 \text{ К} - \text{температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0126 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,65$$

$$P_{\epsilon.н.} = 1,90 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\epsilon.н.} = 1,90 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 354,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_B = 18,87 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{II} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'' \nu$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p' \nu$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

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

$$Q_{II} = 706,5 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{II} = Q_{II} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{II} = 37,64 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_v + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0629$$

тоді

$$Q_{MD} = 118,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 45,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу

$K = 1,5$

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

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

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0045 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 2,26 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 2,3 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 47,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,54 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 49,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 2,65 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	718,8	38,3
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	354,1	18,9
теплота, яка виноситься випускними газами	706,5	37,6
теплота, яка відводиться маслом	47,7	2,5
невраховані теплові втрати	49,7	2,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	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

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

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- 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

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

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}	$h_{\text{max}} = 233,8 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 11,69 \text{ МПа}$
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 дипломного проекту.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		34

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34

Для можливості проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого двигуна 6ГЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого

Таблиця 2.7 Основні параметри газових двигунів 6ГЧН25/34 та 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Значення	
	6ГЧН25/34 (двигун-прототип)	6ГЧН25/34
Тип двигуна		
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	640	720
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	750
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,65	1,71
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,170	0,217
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1920	1883
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	8,5	11,69
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,90	1,281
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,41	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВт·год)	0,252	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,90
Ефективний ККД циклу, η_e	0,35	0,38
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,775	1,145
Питома витрата газового палива, b_e , кВт/год	0,30	0,272

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газових двигунів - прототипу 6ГЧН25/34 та запроектованого 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.7, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроектованого двигуна 6ГЧН25/34 до 720 кВт при одночасному зменшенні числа циліндрів з 8 до 6 стало можливим завдяки підвищенню частоти обертання колінчастого валу з 600 хв^{-1} до 750 хв^{-1} , а також застосуванню турбокомпресора з тиском наддуву $p_k = 0,217 \text{ МПа}$. Зниження питомої витрати газового палива досягнуто за рахунок покращення параметрів робочого циклу двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		41

3 ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

деталей механізму газорозподілу, що спостерігається особливо в сучасних високо оборотних двигунах з верхніми 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,

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

зустрічають порівняно рідко. Верхні клапани розташовуються в кришці циліндру(головці), бокові - в блоці циліндрів.

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.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

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. 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 вигляді графітних включень запобігає виникненню сухого тертя та задирок в зоні контакту пари кулак – штовхач. Достатня добра теплопровідність чавуну знижує 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:

HB.....240...320

$\sigma_{\text{н}}$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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 °С. а на бокових сторонах кулачків залишається в межах 930...950 °С. Середня швидкість нагріву в області фазових перетворень - 15°С/год. Вал підчас 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 газу - 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 сталені із загартованою поверхнею впускні та випускні кулаки. Всі кулаки на розподільчому валу

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 призоними болтами. Від осьового зміщення шестерня втримується гайкою 18. До заднього торця валу за допомогою шпонки і болта кріпиться пусковий кулак 4.

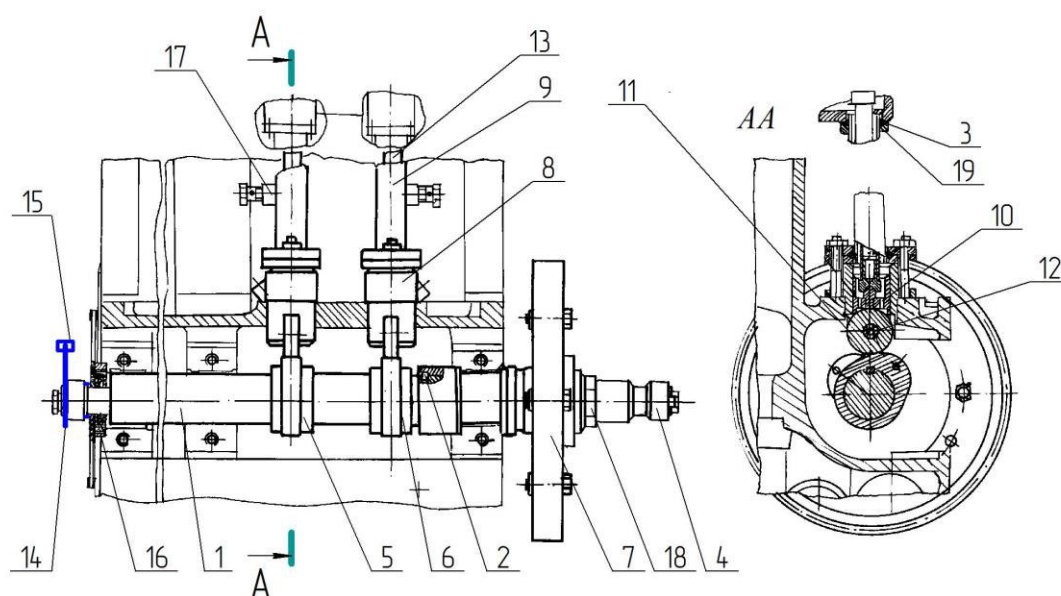


Рисунок 3.1 Привід клапанів.

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.

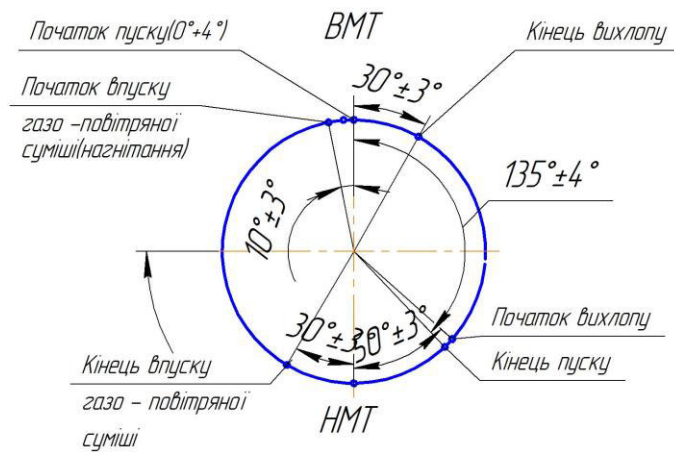


Рисунок 3.2 Діаграма фаз газорозподілу

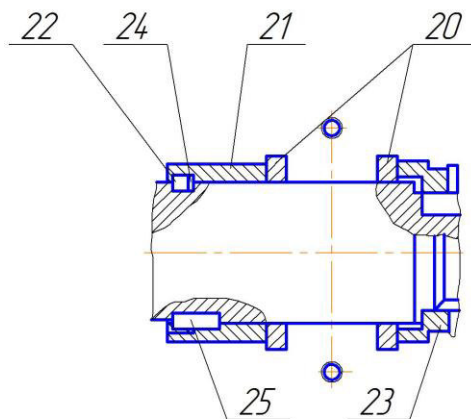


Рисунок 3.3 Упорний підшипник

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.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

3.3 Розрахунок на міцність деталей двигуна

3.3.1 Розрахунок на міцність секції розподільчого валу

Завданням розрахунку секції розподільчого валу на міцність є визначення її працездатності при виготовленні із чавуну. Для цього необхідно визначити нормальні напруги 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 по індикаторній 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

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

$$\tau = 2,2 \text{ МПа}$$

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 з'єднання 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. Напруга 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. Напруга 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

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

2. Площа зминання бокової поверхні шпонки

$$A_{3M.} = (0,94 h - t_1) \cdot l_p \quad A_{3M.} = 2E-04 \text{ м}^2$$

3. Напруга зминання на боковій поверхні шпонки

$$\sigma_{3M.} = \frac{F_t}{A_{3M.}} \quad \sigma_{3M.} = 29,23 \text{ МПа}$$

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

4 ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з двигуном 6ГЧН25/34.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

а) Газ та пари мастила.

Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

б) Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

в) Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

г) Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

д) Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація газового палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення електростанції.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП .

Вентиляція, що застосовується на електростанції : штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

э) Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

Середньоггеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, Дб	109	99	92	86	83	80	76

ж) Вібpaція.

Вібpaція виникає через динамічну неврiвноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібpaція викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібpaція з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібpaції приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібpaції

Напрямок нормування вібpaції	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

Pe – номінальна потужність двигуна, $Pe = 720 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 720^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 89,5 \text{ дБ}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, встановлюємо фільтр - глушник на вході в турбокомпресор. На вихлопі встановлений глушник - іскрогасник. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуємо звукоізолюючі кожухи, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб,

Для зниження механічного шуму зменшуємо зазори між деталями і вузлами, виготовляємо конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і застосовуємо шумопоглинальні покриття.

Рівень вібрації для двигуна 6ГЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{дБ}$$

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

де $m = 10500\text{кг}$ - маса двигуна

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 720^{0,55} \cdot \left(\frac{1+720}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{720}} \right) + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) = 87,8 \text{ дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено:
добір поршнів і шатунів по вагових групах, встановлений маховик,

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал.

До роботи на газовому двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал газового двигуна з відкритими індикаторними клапанами не менш двох оборотів;
- попередити присутніх про запуск двигуна;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі двигуна відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

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

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

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та води забруднені нафтопродуктами. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;

г) канцерогенні домішки;

д) альдегіди.

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

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

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

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні шкідливих робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

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

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників. Для цього передбачаються такі заходи:

- встановлення вентиляції та опалення;
- застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО БАКАЛАВРСЬКІ РОБОТІ

Бакалаврська 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. 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 листах 1,2 графічної частини роботи, а опис його конструкції виконаний в першому розділі пояснювальної записки.

У конструкторському розділі бакалаврської 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. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску наддуву $P_k = 0,217 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,71$, який є оптимальним для надійної і тривалої роботи двигуна.

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 проекту.

Основне місце в роботі займають розрахунок і розробка конструкції розподільчого валу складеної конструкції. В пояснювальній записці

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		63

приведений детальний опис розподільчого валу двигуна – прототипу, обґрунтування конструкції запроєктованого розподільчого валу та його розрахунок на міцність. В графічній частині проекту (лист 2,3,4) розроблено складальне креслення розподільчого валу та робочі креслення його деталей.

Враховуючи те, що запроєктований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в дипломному проекті відведено на розробку 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,

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИгаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта „Машиностроение“, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
11. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев, 2006.

					ПФ НУК 142.54.20.05 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65