

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка компресійних поршневих кілець покращеної конструкції для 4-тактного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Константинов В.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Дубовець А.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2024 р.

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

Студенту Константінову Владиславу Олександровичу

1. Тема роботи: «Розробка компресійних поршневих кілець покращеної конструкції для 4-тактного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2024 року.

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

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

Вступ.

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції поршневого компресійного кільця

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧН25/34, Поперечний переріз (СК), А1. 2. Поршень, (СК), А1. 3.

Кільце компресійне (РК), А1. 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування поршневого компресійного кільця	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна, поперечний переріз	12.04.2024	
6.	Розробка креслення поршневої групи	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення компресійного кільця	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент

(підпис)

Константинов В.О.

Керівник роботи

(підпис)

Дубовець А. І.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка компресійних поршневих кілець покращеної конструкції для 4-тактного газового двигуна потужністю 650 кВт. Двигун-прототип 6ГЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 4 Додатків – 2-х специфікацій та 4 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розрахований робочий процес проектного двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування вибраної конструкції поршневого кільця. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на газовий двигун 6ГЧН25/34, креслення двигуна 6ГЧН25/34 (поперечний переріз), поршневого кільця та поршня.

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, поршень, кільце, охорона праці.

Abstract

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of compression piston rings of an improved design for a 4-stroke gas engine with a capacity of 650 kW. The prototype engine 6ГЧН25/34» consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 4 Appendices – 2 specifications and 4 sheets of A4 format drawings.

In the textual part of the explanatory note, a description of the design of the 6ГЧН25/34 prototype gas engine is given, the working process of the designed engine is calculated with the determination of its main parameters, and the rationale for the selected design of the piston ring is given. The necessary calculations on the strength of the parts of the designed engine were also performed. At the end of the qualification work, labor and environmental protection measures were developed, and general conclusions were made on the work performed.

Appendices to the explanatory note contain specifications for the 6ГЧН25/34 gas engine, drawings of the 6ГЧН25/34 engine (cross-section), piston ring and piston.

Key words: gas engine, work cycle, piston, ring, labor protection.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН25/34.	6
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	14
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	18
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	32
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	37
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ	
3.1 Умови роботи і вимоги до матеріалів поршневих кілець.....	41
3.2 Опис конструкції газощільного кільця	43
3.3 Розрахунок на міцність поршневого кільця.....	45
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1 Заходи з охорони праці.....	47
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	51
ВИСНОВКИ	53
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	55

					ПІННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Константи́нів				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірів	Дубовець					н	3	59
Н. контр	Дубовець							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-22		

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун газовий 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), ГК, А1.....	56
Додаток 2	Поршень, СК, А1.....	57
Додаток 3	Поршневе кільце, РК, А1.....	58
Додаток 4	Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	59

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудівниками стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна. Основним подальшим розвитком двигунобудування є переобладнання двигунів працюючих на дорогому дизельному паливі на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 є привідним двигуном в двигун - генераторі ДвГА-675, який 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 (рис.1.1) – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із блок – картера 1 і фундаментної рами 2, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер 1 з фундаментною рамою 2 скріплені анкерними шпильками 3, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу 4 двигуна розміщені: турбокомпресор 5, система вентиляції картера 6, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні 7 і масляний 8 насоси, фільтр-глушник 9 і змішувач 10.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном 12, щит приладів 12, маховик 24, задній кожух, на якому розташовані розподільвач повітря пускового 13.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів 14, до яких кріпляться впускний колектор 15, випускний колектор 16 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

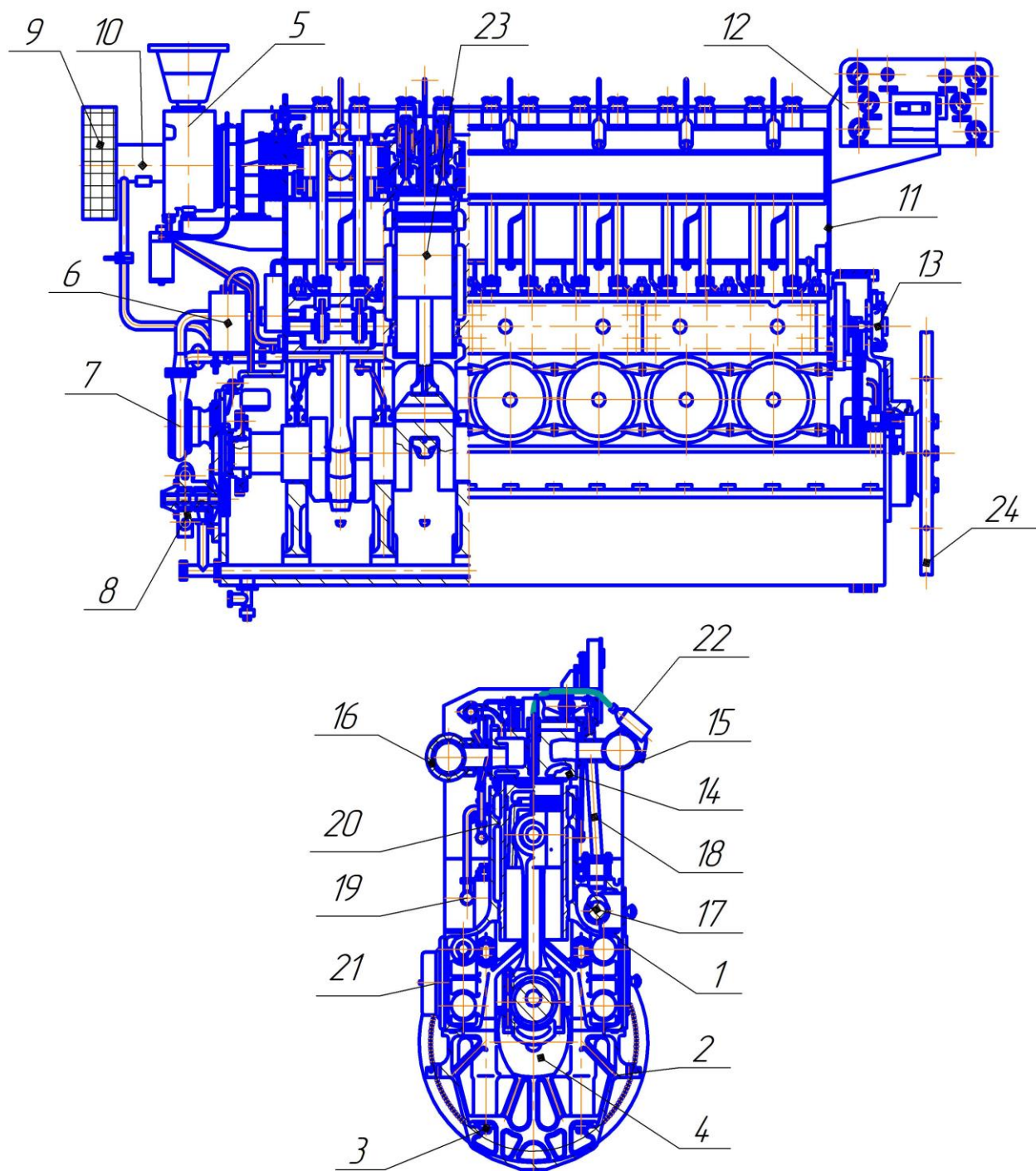


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 – блок-картер; 2 – фундаментна рама; 3 – анкерна шпилька; 4 – вал колінчастий; 5 – турбо-компресор; 6 – система вентиляції; 7 – насос водяний; 8 – насос масляний; 9 – фільтр – глушник; 10 – змішувач газу з повітрям; 11 – щит задній; 12 – щит приладів; 13 – розподільвач пускового повітря; 14 – кришка робочого циліндру; 15 – колектор впускний; 16 – колектор випускний; 17 – вал розподільний; 18 – привід клапанів; 19 – колектор подачі води; 20 – втулка циліндру; 21 – люк закриття; 22 – система запалювання; 23 – шатунно-поршнева група

					ПІНІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал 17, привід впускних і випускних клапанів 18, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання 22.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води 19 в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів 20 і щити закриття картеру 21 із запобіжними клапанами. В середині двигуна на колінчастому валу встановлені шатунно-поршневі групи 23.

Кривошипно-шатунний механізм

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал

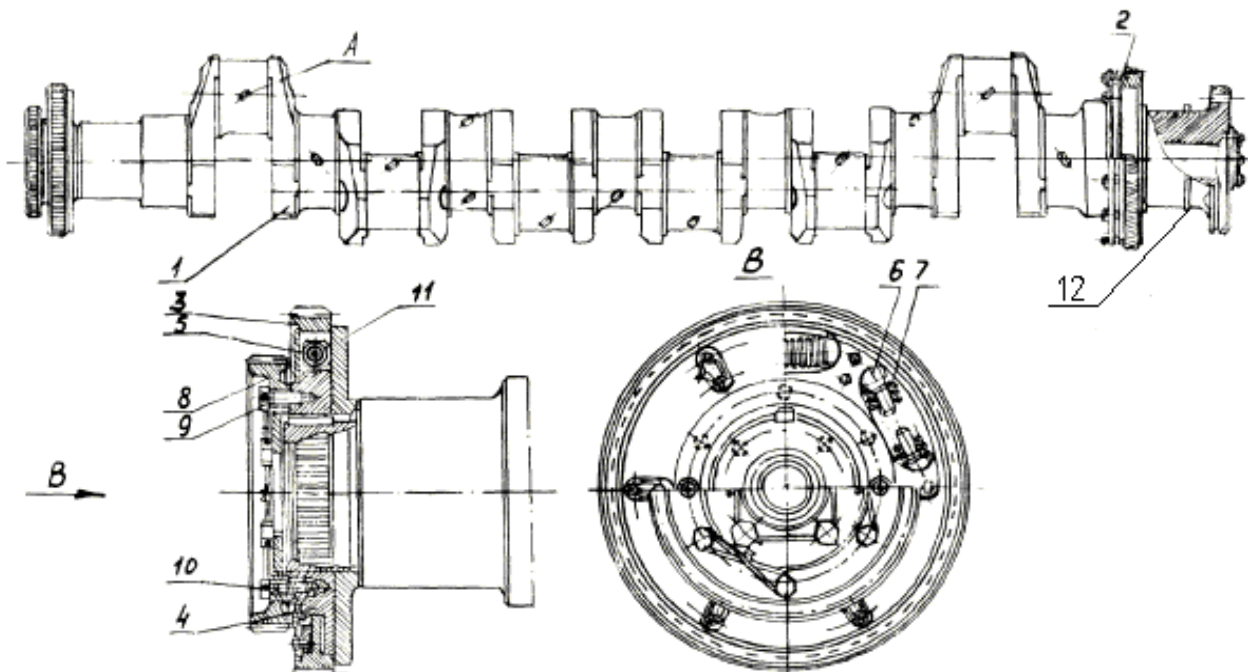


Рисунок 1.1 Колінчастий вал

1- колінчастий вал; 2-шестерня колінчастого валу; 3-шестерня приводу водяного насоса; 4-ступиця; 5-диск; 6-грибок; 7-пружина; 8-шестерня приводу масляного насоса; 9,10-болти; 11-кільце упорне; 12-масловідбивач

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Колінчастий вал (рис.1.1) сталевий, суцільно кований, має вісім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується.

Кривошипи двигуна 6ГЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120° .

Масило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минуючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного насосу.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

Шатун

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

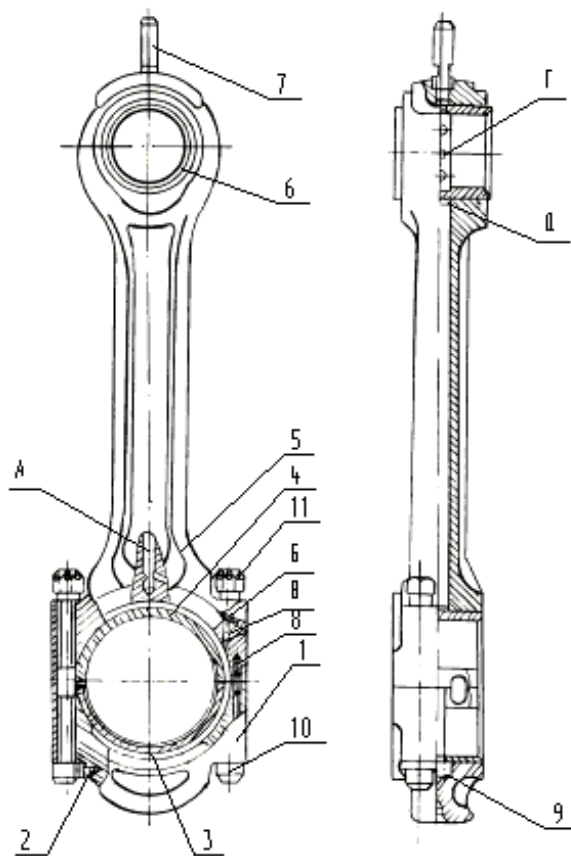


Рисунок 1.2 Шатун

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

Шатун (рис1.2) виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів.

Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом.

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиск, відстані між якими, заміряне з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації двигуна.

Гайки повинні затягуватися по черзі, в перехресному порядку, в два прийоми, рівномірно.

Різниця шатунів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

Поршень

Поршень (рис.1.4) суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоз'ємні кільця.

У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишек поршня.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

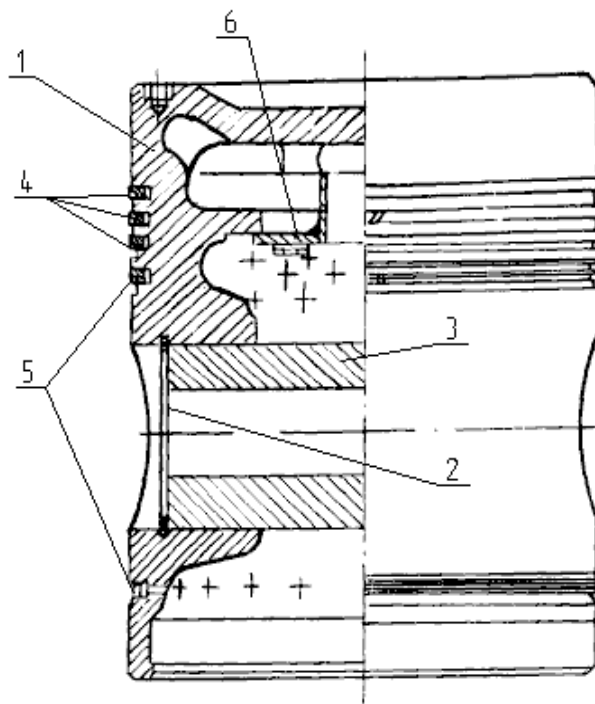


Рисунок 1.4 Поршень
1- поршень; 2-стопорне кільце; 3- палець; 4-кільце компресійне; 5-кільце маслоз'ємне; 6-діафрагма

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоз'ємних кілець (конструктивно відмінних). Компресійні і маслоз'ємні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напilenня, фосфатовані. Маслоз'ємні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ходу поршня вниз з дзеркала циліндра знімається мастило, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії.

Різниця поршнів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

Об'єкт застосування двигуна

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Двигун призначений для використання в якості приводу генератора.

Двигун-генератори призначені для установки на стаціонарних електростанціях як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою мережею.

В процесі проектування двигуна враховувались високі теплові і механічні навантаження на деталі і вузли двигуна.

Були враховані вимоги, які вимагаються від двигунів:

- Висока надійність і довговічність роботи.
- Забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації.
- Зручність ремонту і обслуговування.

Питання компоновання і конструкції двигуна вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновки, конструкції окремих вузлів і деталей.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні параметри двигуна 6 ГЧН 25/34

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	600
Середній ефективний тиск	кПа	1080
Ефективна потужність	кВт	630
Питома ефективна витрата палива	м ³ /кВтг	0,34

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу

двигуна

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

Проаналізуємо вихідні параметри для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

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

3. Коефіцієнт надлишку повітря

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

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

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, і 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 $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Підігрів заряду свіжого повітря, або газу - повітряної суміші від стінок втулки циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5...20^{\circ}\text{C}$ [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 $\xi_z = 0,70...0,85$ і $\xi_b = 0,84...0,95$. [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500...750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. Механічний ККД

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

9. Охолодження наддувочного повітря

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

10. Температура залишкових газів.

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

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	650	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	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	195	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	180	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,36	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,85	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	36590	кДж/м ³
Природний газ			

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95,4	$R_{\text{CH}_4} =$	0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2,6	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$	0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$	0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$	0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,2	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$	0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0,2	$R_{\text{CO}_2} =$	0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$	0
азот	$\text{N}_2 =$	1,1	$R_{\text{N}_2} =$	0,011

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 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,05 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,328 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 12,692 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,083 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0018$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 374,6 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 344,6 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 321,4 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$$

$$P_d = 185,3 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,044$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,94$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 344 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4535,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 803,1 \text{ K}$$

$$t_c = 530,1^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0017$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0611$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1182$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0777$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7430$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

де:

$$a = 22,47$$

$$b = 610,83$$

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:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,03$$

$$b = 508,89$$

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.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,03$$

$$b = 254,44$$

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:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

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

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

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 270,026$$

$$B = 29,243$$

$$C = 58929,45 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1736,7 \text{ C} \quad T_z = 2009,7 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 11368,7 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,51$$

$$\Delta \lambda = 0,28 \%$$

$\Delta \lambda$ 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.

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

$$p_{\varepsilon} = 601,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1116,4 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 881,0 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\varepsilon}}{\sqrt{\frac{p_{\varepsilon}}{p_r}}}$$

$$T_r = 746,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 0,43 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.
Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1164,81 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,37$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,26 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

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.

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

$$P_{me} = 1033,00 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,330$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,298 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 193,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

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.

$$V_{st} = 100,68 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,78 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,5 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,7 \text{ мм}$$

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.

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

$$P_{ep} = 646,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ср} = 648,1 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,59 \%$$

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

2.3.1 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграм

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,165
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,54
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,36
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,4
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4,54	90,8	11,4	228
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	0,20	4,0	0,58	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

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 $p_r = 0,185$ МПа;
- д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;
- є) хід поршня $S = 0,34$ м;
- ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,54$ МПа;
- з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,4$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,7$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,54 = 5,60$ МПа;

$p_c'/m_p = 5,60/0,05 = 112,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,4 = 9,8$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,8/0,05 = 196,0$ мм.

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	646,2 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	36590 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	193,6 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,37
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,33
кількість свіжого заряду	$M_l =$	17,052 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,083 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	881,0 К
температура на початку стиску	$T_d =$	344,4 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,62 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	21,82 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1164,81 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

- 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:

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

$$Q_{II} = 1968,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 646,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 32,8 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 650 \text{ кВт}$$

Вирахуємо похибку

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

$$\Delta = -0,59 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{г.п.}$ - 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 дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,20 \quad 0,16$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 413,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ $b = 0,0118$ - 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:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 94,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 94,2 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 507,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

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

$$V_B = 0,0182 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6$$

$$P_{\epsilon.н.} = 2,97 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 2,97 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 510,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 25,94 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 32,93 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,14 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_r = 765,0 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_r = 38,87 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МД}}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0602$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 118,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 21,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,2$

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

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

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

$$\Delta T_M = 15 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0090 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 300000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 3,87 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 3,9 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 25,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,28 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_c + Q_{\text{ра}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 21,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,08 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	646,2	32,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	510,5	25,9
теплота, яка виноситься випускними газами	765,0	38,9
теплота, яка відводиться маслом	25,2	1,3
невраховані теплові втрати	21,3	1,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1968,1	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

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

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

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 228 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 11,4 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

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

Продовження таблиці 2.5

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

РОЗДІЛ 3 ПРОЕКТУВАННЯ КОМПРЕСІЙНОГО ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ

В кваліфікаційній роботі розроблена конструкція верхнього компресійного поршневого кільця, які максимально зменшують прорив газів до нижніх компресійних кілець в двигуні 6ГЧН25/34.

3.1 Умови роботи і вимоги до матеріалів поршневих кілець.

Поршневі кільця по призначенню розділяють на компресійні (ущільнюючі) та маслороз'ємні.

Компресійні кільця працюють у важких умовах, особливо перше із них. В результаті безпосереднього контакту із горячими газами, а також внаслідок великої роботи тертя, що виконується першим кільцем, воно сильно нагрівається. Температура стінок циліндра, що приймає тепло від поршневих кілець, доходить до 100...120°C, що обмежує інтенсивність відведення тепла від кільця. Внаслідок цього температура першого кільця доходить до 350...450°C, і виникають значні труднощі в забезпеченні надійного його змащування, особливо при положення поршня в ВМТ. В цій зоні два перших кільця працюють в умовах напівсухого тертя, що призводить до підвищеного їх та відповідної ділянки циліндра. При неохолоджуваних поршнях кільця передають циліндру приблизно 60...75% тепла, що надходить в головку поршня; приблизно половину тепла відводить перше кільце. На роботу тертя поршневих кілець приходить 40...50% всіх механічних втрат в двигуні. Зношування кілець звичайно більше зношування циліндрів внаслідок меншої відносної поверхні тертя.

Основна вимога, що висувається до кілець, заключається в тому, щоби вони щільно прилягали до поверхні циліндра і до опорних поверхней канавок поршня. Для того щоб забезпечити щільне (без просвіту) прилягання кільця до стінки циліндру, необхідно, щоб в кожній точці по колу циліндра воно створювало хоча б невеликий початковий тиск на його стінку (від 0,05 до 0,20 МПа і більше). В іншому випадку в зоні просвіту газ може віджати кільце від поверхні циліндру.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними дефектами в роботі кілець є пригоряння, пропуски газів та масла, втрата пружності та підвищений знос. Ущільнююча дія кілець забезпечується за рахунок притискання кілець до поверхні циліндру і в результаті утворення системою поршневих канавок та зазорів складного лабіринта.

Притискання кілець до зеркала циліндра проходить за рахунок власної сили пружності кілець і головним чином за рахунок тиску газів, що проникають через зазори в порожнини кільцевих канавок.

Поршень звичайно має одне – три маслоз'ємних кільця. Вони встановлюються або в головці поршня безпосередньо під ущільнюючими кільцями, або одне кільце виноситься на юбку поршня (в переважних випадках ближче до нижнього торця). Тиск газів на маслоз'ємні кільця незначний, тому підвищують тиск кільця на зеркало циліндру, зменшуючи площу контакту кільця із зеркалом циліндру за рахунок встановлення на ньому ріжучої кромки, яка щільно прилягає до зеркала циліндру. Для відведення масла, що скопичується під кільцем, необхідно передбачувати прорізи або сверління в самому кільці, а також масловідвідні канали в стінці поршня.

Вимоги, що висуваються до матеріалу поршневих кілець:

- 1) висока зносостійкість в умовах граничного тертя;
- 2) висока механічна міцність при робочій температурі;
- 3) високі антифрикційні властивості пари поршневе кільце – втулка циліндру;
- 4) здатність швидко припрацьовуватися до поверхні циліндру.

Найкращим матеріалом для виготовлення поршневих кілець є чавун з підвищеним вмістом фосфору (до 0,8%), легований хромом (до 0,3%), нікелем (до 1%) та іншими елементами (Ti, Mo, W, Cu). Оптимальна структура кілець – мілкопластинчата перлітна основа з влученням мілкопластинчатого графіту та фосфидної евтектики у вигляді розімкнутої сітки. Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ18, СЧ21, СЧ28.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У форсованих двигунах інколи застосовують поршневі кільця із сталі марок Х12М, 65Г, У8А та інші. Сталеві кільці мають більший термін служби, але вони дорожчі у виготовленні.

Твердість поршневих кілець (особливо перших двох) має бути приблизно на 10% вище, ніж циліндрової втулки, так як вони мають більш високу температуру і працюють в більш важких умовах.

3.2 Опис конструкції газоцильного кільця

Для запобігання утворенню відкладень в поршневих канавках і, як наслідок, втрати рухливості поршневого кільця пропонується виготовляти поршневі кільця слідуючим чином. На внутрішньої циліндричної поверхні кільця роблять рівномірно чергуються неглибокі канавки, спрямовані під кутом до площини кільця. Затікають в простір за кільцем газу впливають на косі кромки канавок, при цьому газова сила розкладається на дві складові, одна з яких викликає поворот кільця на відповідний кут при кожному робочому циклі. Постійним поворот кільця при роботі дизеля запобігає утворенню відкладень в канавці поршня і виключає, таким чином, втрату рухливості кільця.

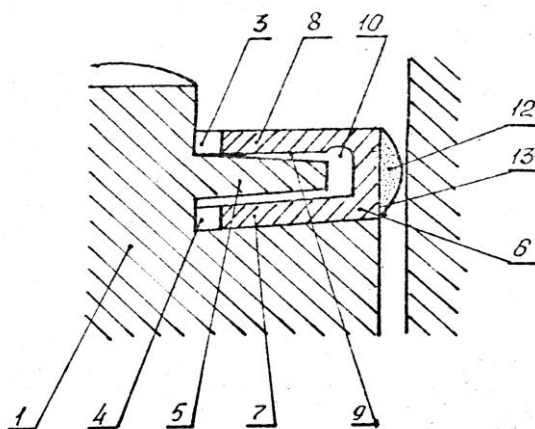


Рисунок 3.1 Поршневе кільце

Кільце 6 має в поперечному перерізі U-подібну форму. Для його установки на поршні 1 виконується кільцева проточка, в якій розміщується верхня полиця 8 кільця 6, а під кільцевим трапецієподібним виступом 5 кільцевої 4 канавка, в яку

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

входить нижня полиця 7. Торцюва робоча поверхня 13 покрита шаром 12 зносостійкого матеріалу, для забезпечення піддатливості верхньої полиці 8 у її заснування виконана напівкругла канавка 10. В результаті цього при високому тиску газів в камері згоряння полку 8 прогинається, і своєю нижньою поверхнею 9 щільно прилягає по всій поверхні до перемички 5 Цим виключається затікання газів в порожнину між 7 і полками 8, внаслідок чого зменшується радіальна сила, що притискає кільце до робочої поверхні циліндра і відповідно зменшуються втрати на тертя і знос, а також виключається за коксування перемички і канавок.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок на міцність поршневого кільця

Задачею розрахунку на міцність поршневого кільця є знаходження напружень, що діють в робочому стані кільця і при установці його на поршень та порівняння цих напружень з допустимими для матеріалу кілець.

Вихідні дані для розрахунку.

1.Діаметр поршня $D = 250$ мм

2.Радіальна товщина кільця $b = 12$ мм

$$b = \left(\frac{1}{25} \dots \frac{1}{30} \right) \cdot D$$

3.Висота кільця

$$h = (0.6 \dots 1.0) \cdot b \quad h = 8 \text{ мм}$$

4.Зазор в замці у вільному стані

$$a_o = (3 \dots 4) \cdot b \quad a_o = 40 \text{ мм}$$

5.Зазор в замці в робочому стані

$$a = (0.003 \dots 0.006) \cdot D \quad a = 2 \text{ мм}$$

6.Модуль пружності для матеріалу поршневого кільця

Для чавуну $E_{\text{ч}} = 120000$ МПа

Для сталі $E_{\text{ст}} = 200000$ МПа

7.Коефіцієнт, величина якого залежить від способу надівання кільця на поршень

при надіванні вручну $m = 1$

за допомогою пластин $m = 1.5$

за допомогою щипців $m = 2$

Розрахунок

1.Деформація замка в робочому стані (переміщення двох кінців замка)

$$f = a_o - a \quad f = 38 \text{ мм}$$

2.Напруги згинальні в перерізі протилежному замку кільця в робочому стані

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{4}{3\pi} \cdot E \cdot \frac{1}{(D/b - 1)^2} \cdot \frac{f}{b} \quad \sigma_{\text{зг}} = 410.1 \text{ МПа}$$

3. Напруги згинальні при надіванні кільця на поршень

$$\sigma_{згн} = \frac{3 \cdot 9}{m} \cdot E \cdot \frac{1 - \frac{1}{3\pi} \cdot \frac{f}{b}}{(D/b - 1)^2} \quad \sigma_{згн} = 395,0 \text{ МПа}$$

4. Допустимі напруги в поршневих кільцях:

в робочому стані $[\sigma_{зг}] = 200 \text{ МПа}$

при надіванні кільця на поршень $[\sigma_{згн}] = 250 \text{ МПа}$

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

До роботи на ділянці з підготовки до експлуатації і експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б -12 місяців;
- навушники (оєруши) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- оксид вуглеводня;
- мінеральні масла;
- сірчистий ангідрид;
- виробничий шум.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом пищи;

- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.

- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективною і індивідуальною захисті

- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.

- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що вабить до відповідальності відповідно до чинного законодавства України.

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застебнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.

- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;

- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;

- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам,:

гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарощувати ключі іншими предметами;

користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцессами

- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ

Лист

48

Основні вимоги перед пуском дизеля

- Перед пуском дизеля провертання колінчастого валу уручну здійснювати тільки з відкритими декомпрессионними клапанами і при закритому балоні стислого повітря, не менше двох оборотів, після чого зняти валоповоротний пристрій для провертання маховика;
- Перевірити чи не знаходиться дизель-генератор при пуску під навантаженням;

Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°C;
- Не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;
- Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплинтовку всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплинтовку шатунових болтів і шпильок рамових підшипників;
- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомляти адміністрації електростанції і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся на виробництві або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні вентиля палива, води зовнішнього контуру, пускового повітря, відключити переносний електроінструмент, відпрацьоване масло злити в спеціальну ємність;
- Привести в порядок робоче місце, інструмент і пристосування;
- Зняти робочий одяг і прибрати його в шафу;
- Вмиватися або прийняти душ;
- Про всі недоліки, виявлених в процесі роботи негайно повідомляти адміністрації електростанції.

Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- дизель йде розносячи - підвищення частоти обертання вище 570 хв^{-1} , підвищення температури води вище 90°C , падіння тиску масла нижче $1,6 \text{ кг/см}^2$;
- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;
- при появі стороннього шуму в дизелі негайно зупинити двигун, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії електричного струму, шляхом відключення від джерела живлення, а при неможливості відключення - відтягнути його від токоведущих частин за одяг або застосувати підручний ізоляційний матеріал. При потраплянні робочого під дію електричного струму необхідно вивільнити його від струму, після чого, необхідно викликати лікаря і надати постраждалому долікарську допомогу.

При опіках слід робити холодні примочки з розчином борної кислоти.

При пораненні, порізах, обробити шкіру навколо рани йодом, накласти стерильну пов'язку.

При виникненні аварійної ситуації необхідно припинити роботу і:

- видалити з аварійної зони людей
- прийняти заходи по зупинці устаткування і інші заходи, що виключають небезпеку для людей, повідомити адміністрації електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних розуму здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умовах у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народогосподарчою 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. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки сморід впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна, працюючого на дизельному паливі

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхню землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило. 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 летючих вуглеводневих з'єднань в атмосферу.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кафедри кваліфікаційна робота на тему "Розробка компресійних поршневих кілець покращеної конструкції для 4-тактного газового двигуна потужністю 650 кВт. Двигун-прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції поршневого кільця. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 650 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $P_k = 0,19 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,65$.

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.

Центральне місце в кваліфікаційної роботи займає розробка конструкції поршневого кільця, яка забезпечує високий механічний коефіцієнт корисної дії двигуна завдяки зменшенню тиску газів на комплект поршневих кілець та покращеному мащенню пари: верхнє поршневе кільце - втулка циліндру. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроєктованого поршневого кільця та виконане обґрунтування запропонованої конструкції верхнього компресійного кільця із акумулюючою порожниною.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі 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,.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.:ил.

					ПННІ НУК 142.44.24.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55