

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції ущільнення картеру стаціонарного газового двигуна потужністю 580 кВт.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

(підпис) **Паламарчук Д. Д.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання) **к.т.н, професор кафедри**

(підпис) **Ткач М. Р.**

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2023 р.

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

Студенту Паламарчуку Денису Дмитровичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції ущільнення картеру стаціонарного газового двигуна потужністю 580 кВт»

Керівник роботи Ткач М. Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34, номінальною потужністю 580 кВт.

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

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування ущільнення картера двигуна.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34, СК, (поперечний переріз) 2. Газовий двигун 6ГЧН25/34, СК, (поздовжній переріз) 3. Ущільнення картера (СК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання « 07 » 03 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна-прототипу	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування ущільнення картеру	05.04.2022	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення двигуна 6ГЧН25/34	18.04.2022	
7.	Розробка креслення ущільнення картеру	26.04.2022	
8.	Розробка креслення ущільнюючого кільця	28.04.2022	
9.	Побудова діаграм динаміки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	26.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	05.06.2022	

Студент _____ Паламарчук Д. Д.
(підпис)

Керівник роботи _____ Ткач М. Р.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка покращеної конструкції ущільнення картеру стаціонарного газового двигуна потужністю 580 кВт» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 4 Додатків – 2-х специфікацій та 4 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розраховані робочий процес проектуваного двигуна з визначенням його основних параметрів, тепловий баланс та динамікf двигуна, приведені обґрунтування покращеної конструкції ущільнення картеру в місці виходу колінчастого валу. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на газовий двигун 6ГЧН25/34, ущільнення картера, складальні креслення двигуна 6ГЧН25/34 (повздовжній переріз), ущільнення картера, робоче креслення ущільнюючого прецензійного кільця.

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

Abstract

The explanatory note to the qualification work on the topic "Development of an improved design of the crankcase sealing of a stationary gas engine with a capacity of 580 kW" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 4 Appendices - 2 specifications and 4 sheets of A1 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, the thermal balance and dynamics of the engine, the rationale for the improved design of the crankcase seal at the crankshaft outlet is given. At the end, in the qualification work, measures for labor protection and environmental protection were developed, and general conclusions were made on the work performed.

Appendices to the explanatory note contain specifications for the 6ГЧН25/34 gas engine, crankcase sealing, assembly drawings of the 6ГЧН25/34 engine (longitudinal section), crankcase sealing, and a working drawing of the sealing pressure ring.

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

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН25/34	6
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	35
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА УЩІЛЬНЕННЯ КАРТЕРА ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Загальна будова остову, умови роботи, вимоги до його конструкції.....	39
3.2 Конструктивні схеми остовів.....	40
3.3 Умови роботи сальникових ущільнень картера.....	42
3.4 Опис конструкції сальника.....	43
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ	45
4.2 Охорона навколишнього природного середовища.....	49
ВИСНОВКИ	57
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	58

					ПІННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Паламарчук				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Ткач					н	3	62
						44-ЕМ-21		
Н. контр	Ткач							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток А	Двигун газовий 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	59
Додаток Б	Двигун газовий 6ГЧН25/34 (Поздовжній розріз), СК, А1.....	60
Додаток В	Ущільнююче кільце прицевійне, СК, А1.....	61
Додаток Г	Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	62

					ПННІ НУК 142.44.23.10 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.

В кваліфікаційній роботі пропонується сучасна конструкція ущільнення виходу колінчастого валу із картера двигуна. Серійна конструкція ущільнення фланця колінчастого валу за допомогою сальника не забезпечує герметичність картерного простору та допускає витікання масла із картера.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 є привідним двигуном в двигун - генераторі ДвГА-550, 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 розподільувач 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 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

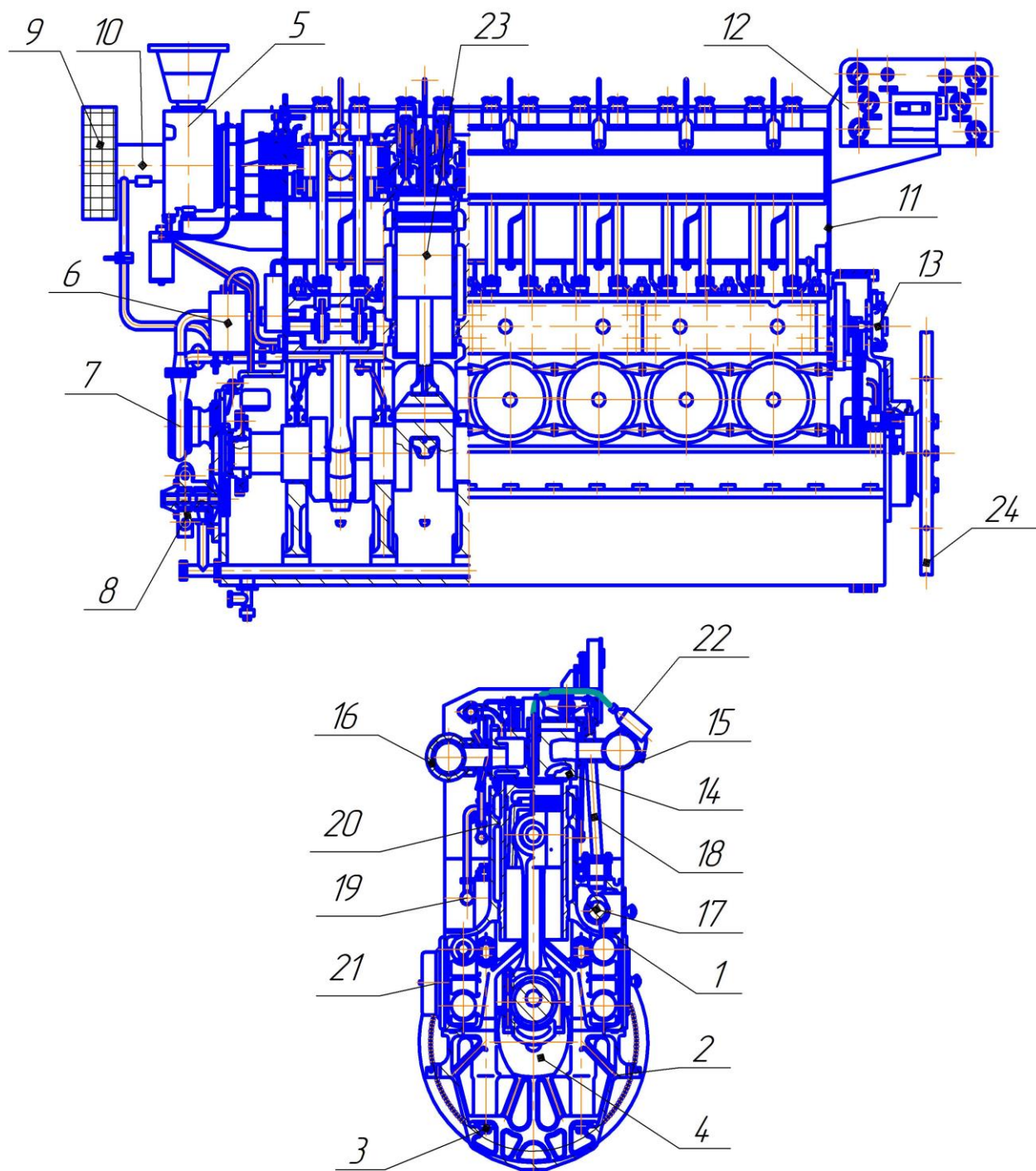


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

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

					ПІННІ НУК 142.44.23.10 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

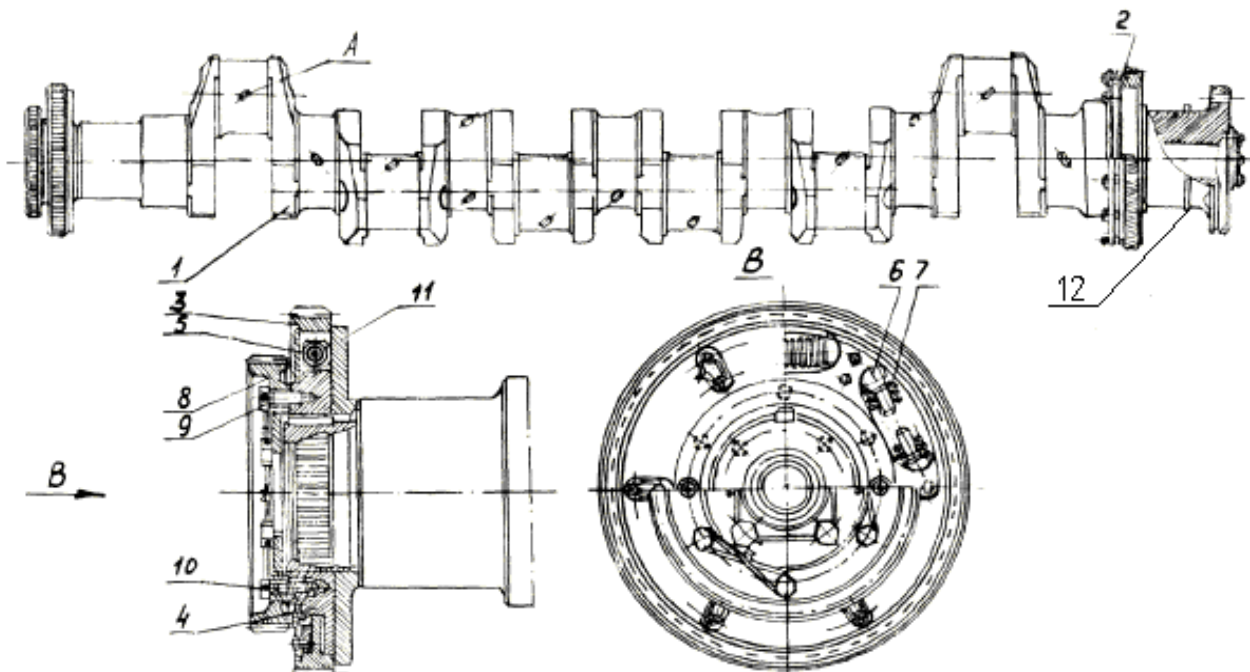


Рисунок 1.1 Колінчастий вал

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 142.44.23.10 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° .

Мастило 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 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

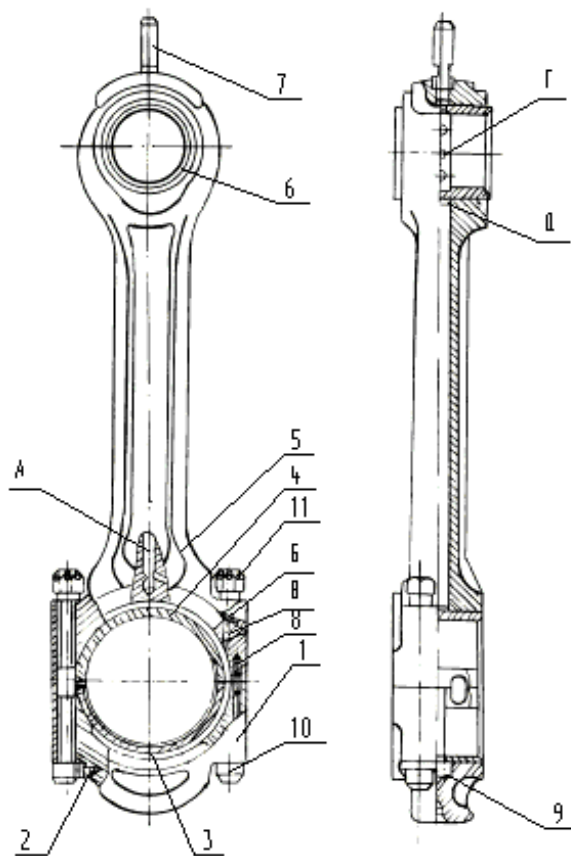


Рисунок 1.2 Шатун

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 142.44.23.10 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 маслороз'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 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

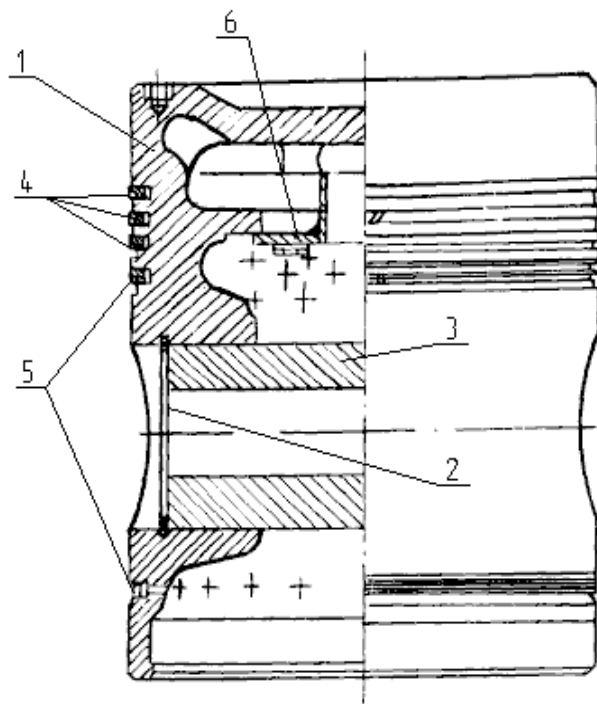


Рисунок 1.4 Поршень
1- поршень; 2-стопорне кільце; 3- палець; 4-кільце компресійне; 5-кільце маслос'ємне; 6-діафрагма

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.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

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

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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

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

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

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

3. Коефіцієнт надлишку повітря

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

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

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

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

7. Коефіцієнти використання теплоти

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

8. Ступінь підвищення тиску

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

9. Механічний ККД

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

10. Охолодження наддувочного повітря

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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

11. Температура залишкових газів.

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

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

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

13. Показник політропи стиску в компресорі.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	580	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,62	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	200	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	$p_r =$	195	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"	$\xi_z =$	0,85	
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	$\text{CH}_4 = 95$	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 2$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,02$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 1$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,01$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 0$	$R_{\text{CO}_2} = 0$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = 0$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$R_{\text{N}_2} = 0$

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 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,47 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

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

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,3237 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,011 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,515 \text{ кмоль}$$

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.

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

$$\beta_0 = 1,0026$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 380,0 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 320,0 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 320,0 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } p_d = 0,95 \times p_\varepsilon$$

$$p_d = 190,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,048$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 349,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$p_c = 4761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 833,3 \text{ K}$$

$$t_c = 560,3^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0025$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,0622$$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1193$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,0756$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,7429$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{\text{ме}} = R_{\text{O}_2} \cdot mCv_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot mCv_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2}$$

$$\text{для } \text{O}_2: mCv_{\text{O}_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{N}_2: mCv_{\text{N}_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{CO}_2: mCv_{\text{CO}_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: mCv_{\text{H}_2\text{O}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,48$$

$$b = 612,32$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

$$mC_{vc_4}h_{10} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{vc_5}h_{12} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v_{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 516,98$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{vm_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 258,49$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,211$$

$$b = 541,182$$

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

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

$$a = 29,211$$

$$b = 270,591$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 271,257$$

$$B = 29,283$$

$$C = 57746 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1703,3 \text{ C} \quad T_z = 1976,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 11321,3 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,38$$

$$\Delta\lambda = 10,58 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$p_{\epsilon} = 599,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\epsilon} = 1097,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 873,5 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 755,2 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% \quad 0,70 \quad \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1278,31 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{П.СР.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$p_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ кПа}$$

$$p_{me} = 1160,55 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,91$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,400$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,261 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

І одинна витрата газу.

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

$$B = 151,4 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 99,95 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,66 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,8 \text{ мм}$$

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.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 580,8 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{еп} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еп} = 580,4 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,13 \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.1 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,278
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,32
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	4,76	95,2	11,32	226,4
1,25	3,25	65,0	8,0	160,0
1,5	2,60	52,0	6,2	124,0
2,0	1,78	35,6	4,20	84,0
2,5	1,38	27,6	3,2	64
3,0	1,05	21,0	2,5	50
4	0,69	13,8	2,0	40
5	0,54	10,8	1,45	29,0
7	0,35	7,0	0,95	19,0
9	0,28	5,6	0,62	12,4
10,5	0,195	3,9	0,49	9,9

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

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b – точка початку відкриття випускного клапана.

r' – точка початку відкриття впускного клапану.

r'' – точка закриття випускного клапана.

d – точка закриття впускного клапану.

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

z_d – точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;

б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5$ мм;

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

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,195$ МПа;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;

е) хід поршня $S = 0,34$ м;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,32$ 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 $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,9$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,70$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 5,70/0,05 = 114$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,32 = 9,60$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,60/0,05 = 192$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	580,8 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	600 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:	$B_r =$	151,4 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,40
кількість свіжого заряду	$M_l =$	17,470 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,515 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	873,5 К
температура на початку стиску	$T_d =$	349,1 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''v =$	25,79 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'v =$	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1278,31 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:

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

$$Q_{\Pi} = 1451,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 580,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 40,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 580 \text{ кВт}$$

Вирахуємо похибку

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

$$\Delta = 0,13 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

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 насоса.

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:

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

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

$$Q_w = 217,7 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 268,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0096 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,45 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,45 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 269,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 18,58 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 31,10 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

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

$$Q_{\Gamma} = 548,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 37,77 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0579$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,60 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 33,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,32 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_c + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 19,0 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,31 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Тепловий баланс газового двигуна

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	580,8	40,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	269,7	18,6
теплота, яка виноситься випускними газами	548,1	37,8
теплота, яка відводиться маслом	33,7	2,3
невраховані теплові втрати	19,0	1,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1451,2	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих в КШМ

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

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

- | | |
|--|-------------------------------------|
| а) Діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| б) Частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 226,4 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 11,32 \text{ МПа}$ |
| 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	$R = 0,17\text{м}$
---------------------	--------------------

л) Кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
----------------------------	----------------------------

к) Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с}$.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,0	9,8	#####	-94,6	0,0	-94,6	0,0	40,0	-425,7	-385,7	0,0	-385,7	0,0
15	4,0	9,8	-98,8	-89,0	-5,7	-84,5	-28,5	40,0	-402,8	-362,8	-23,1	-344,4	-116,2
30	4,0	9,8	-82,9	-73,1	-9,1	-58,8	-44,4	40,0	-337,9	-297,9	-36,9	-239,5	-180,9
45	4,0	9,8	-59,3	-49,4	-8,7	-28,8	-41,1	40,0	-241,6	-201,6	-35,6	-117,4	-167,7
60	4,0	9,8	-31,6	-21,8	-4,7	-6,8	-21,2	40,0	-128,8	-88,8	-19,4	-27,6	-86,6
75	4,0	9,8	-3,8	6,0	1,5	0,1	6,2	40,0	-15,6	24,4	6,0	0,5	25,1
90	4,0	9,8	20,6	30,4	7,7	-7,7	30,4	40,0	84,0	124,0	31,5	-31,5	124,0
105	4,0	9,8	39,5	49,4	12,1	-24,4	44,6	40,0	161,2	201,2	49,2	-99,6	181,6
120	4,0	9,8	52,2	62,0	13,5	-42,7	47,0	40,0	212,8	252,8	55,1	-174,2	191,4
135	4,0	9,8	59,3	69,1	12,2	-57,5	40,2	40,0	241,6	281,6	49,7	-234,3	163,9
150	4,0	9,8	62,3	72,1	8,9	-66,9	28,3	40,0	253,8	293,8	36,4	-272,7	115,4
165	4,0	9,8	63,1	72,9	4,7	-71,6	14,4	40,0	257,2	297,2	19,0	-292,0	58,6
180	4,0	9,8	63,2	73,0	0,0	-73,0	0,0	40,0	257,6	297,6	0,0	-297,6	0,0
195	4,0	9,8	63,1	72,9	-4,7	-71,6	-14,4	40,0	257,2	297,2	-19,0	-292,0	-58,6
210	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
225	4,2	10,3	59,3	69,6	-12,3	-57,9	-40,5	42,0	241,6	283,6	-50,1	-235,9	-165,1
240	4,6	11,3	52,2	63,5	-13,8	-43,7	-48,1	46,0	212,8	258,8	-56,4	-178,3	-195,9
255	5,4	13,2	39,5	52,8	-12,9	-26,1	-47,7	54,0	161,2	215,2	-52,6	-106,5	-194,2
270	6,8	16,7	20,6	37,3	-9,5	-9,5	-37,3	68,0	84,0	152,0	-38,6	-38,6	-152,0
285	9,3	22,8	-3,8	19,0	-4,6	0,4	-19,5	93,0	-15,6	77,4	-18,9	1,7	-79,6
300	13,6	33,4	-31,6	1,8	-0,4	0,5	-1,7	136,0	-128,8	7,2	-1,6	2,2	-7,0
315	22,1	54,2	-59,3	-5,0	0,9	-2,9	4,2	221,0	-241,6	-20,6	3,6	-12,0	17,1
330	38,7	94,9	-82,9	12,0	-1,5	9,7	-7,3	387,0	-337,9	49,1	-6,1	39,5	-29,8
345	66,7	163,6	-98,8	64,8	-4,1	61,5	-20,8	667,0	-402,8	264,2	-16,9	250,9	-84,7
360	#####	252,7	#####	148,2	0,0	148,2	0,0	#####	-425,7	604,3	0,0	604,3	0,0
375	#####	378,3	-98,8	279,5	17,8	265,3	89,6	#####	-402,8	1139,2	72,7	#####	365,1
390	93,3	228,9	-82,9	146,0	18,1	117,4	88,7	933,0	-337,9	595,1	73,8	478,5	361,4
405	55,9	137,1	-59,3	77,9	13,8	45,3	64,8	559,0	-241,6	317,4	56,1	184,8	264,1
420	36,1	88,6	-31,6	57,0	12,4	17,7	55,5	361,0	-128,8	232,2	50,6	72,3	226,4
435	25,4	62,3	-3,8	58,5	14,3	1,3	60,2	254,0	-15,6	238,4	58,3	5,4	245,3
450	19,2	47,1	20,6	67,7	17,2	-17,2	67,7	192,0	84,0	276,0	70,1	-70,1	276,0

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,0	39,5	77,6	19,0	-38,4	70,0	155,0	161,2	316,2	77,4	-156,6	285,4
480	13,2	32,4	52,2	84,6	18,4	-58,3	64,0	132,0	212,8	344,8	75,2	-237,5	261,0
495	12,0	29,4	59,3	88,7	15,7	-73,8	51,6	120,0	241,6	361,6	63,9	-300,8	210,5
510	11,1	27,2	62,3	89,5	11,1	-83,1	35,1	111,0	253,8	364,8	45,2	-338,6	143,3
525	9,8	24,0	63,1	87,1	5,6	-85,6	17,2	98,0	257,2	355,2	22,7	-349,0	70,0
540	7,7	18,9	63,2	82,1	0,0	-82,1	0,0	77,0	257,6	334,6	0,0	-334,6	0,0
555	6,0	14,7	63,1	77,8	-5,0	-76,4	-15,3	60,0	257,2	317,2	-20,2	-311,6	-62,6
570	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
585	3,7	9,1	59,3	68,3	-12,1	-56,9	-39,8	37,0	241,6	278,6	-49,2	-231,8	-162,2
600	3,7	9,1	52,2	61,3	-13,4	-42,2	-46,4	37,0	212,8	249,8	-54,5	-172,1	-189,1
615	3,7	9,1	39,5	48,6	-11,9	-24,1	-43,9	37,0	161,2	198,2	-48,5	-98,1	-178,9
630	3,7	9,1	20,6	29,7	-7,5	-7,5	-29,7	37,0	84,0	121,0	-30,7	-30,7	-121,0
645	3,7	9,1	-3,8	5,2	-1,3	0,1	-5,4	37,0	-15,6	21,4	-5,2	0,5	-22,0
660	3,7	8,6	-31,6	-23,0	5,0	-7,2	22,4	35,0	-128,8	-93,8	20,4	-29,2	91,4
675	3,7	9,1	-59,3	-50,2	8,9	-29,2	41,8	37,0	-241,6	-204,6	36,1	-119,1	170,2
690	3,7	9,1	-82,9	-73,8	9,1	-59,3	44,8	37,0	-337,9	-300,9	37,3	-241,9	182,7
705	3,7	9,1	-98,8	-89,7	5,7	-85,2	28,8	37,0	-402,8	-365,8	23,3	-347,3	117,2
720	3,7	9,1	#####	-95,3	0,0	-95,3	0,0	37,0	-425,7	-388,7	0,0	-388,7	0,0

3 РОЗРОБКА УЩІЛЬНЕННЯ КАРТЕРА ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Загальна будова остову, умови роботи, вимоги до його конструкції

Під остовом розуміють основні нерухомі частини двигуна. Остов анкерної конструкції складається з фундаментної рами 1 (рис.3.1) з рамовими підшипниками 2, станини 3 із блоком циліндрів 4 (у даній конструкції станина і блок виготовлені заодно) і циліндрових кришок 5. Анкерні шпильки 6 (звичайно 4 шпильки на 1 циліндр) з'єднують всі елементи остову (крім циліндрових кришок) у єдину жорстку конструкцію щоб уникнути їхньої деформації під дією сил тиску газів і сил інерції. У остові без анкерної конструкції його деталі з'єднані болтами чи шпильками.

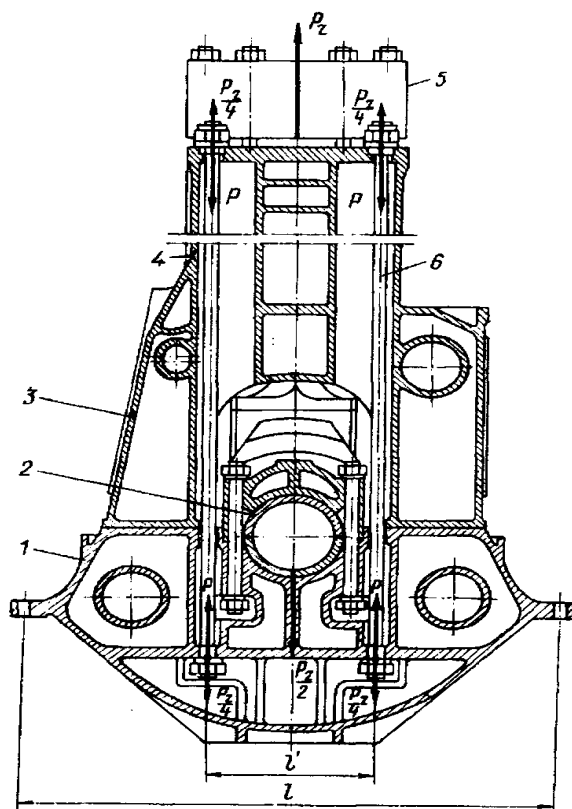


Рисунок 3.1 Остов анкерної конструкції

1- фундаментна рама; 2 – рамовий підшипник; 3 – станина; 4 – блок циліндрів; 5-кришка циліндру; 6 – анкерна шпилька

Умови роботи остову наступні: сприймає всі сили, що виникають під час роботи дизеля і частину їх передає корпусу судна. Для забезпечення щільного з'єднання деталей остову кожен анкерний зв'язок затягують із зусиллям P , що перевищує силу максимального тиску згоряння $P_z/4$, що діє на один зв'язок (рис.3.1). Тому в непрацюючому дизелі деталі остову сприймають напруження

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

стиску від сили $4P$, а під час роботи - від різниці сил $4P - P_z$. У результаті деформація остова, не змінюючи свого знака, така ж як деформація анкерних зв'язків. При цьому сила тиску газу $P_z/2$, що діє на кожен рамовий підшипник, викликає вигин тільки поперечних балок фундаментної рами, тому що реакції $P_z/4$ врівноважуються на зв'язках; причому згинальний момент у небезпечному перерізі буде менше, ніж у без анкерній конструкції.

До конструкції остову пред'являють наступні основні вимоги: максимально можлива жорсткість, достатня міцність, найменш можлива маса (маса кістяка складає до 70% загальної маси дизеля).

Висока жорсткість остову дає можливість уникнути неприпустимі деформації його деталей, що порушують відносне розташування осей деталей кривошипно-шатунного механізму. Необхідна жорсткість остову при достатній його міцності і найменшій масі забезпечується головним чином вибором раціональних конструктивних форм його елементів і способів їхнього з'єднання між собою.

3.2 Конструктивні схеми остовів

Конструктивні схеми остовів показані на рис.3.2

Фундаментна рама 1, станина 2, циліндр (чи блок циліндрів) 3 і кришки циліндрів виготовлений роздільно (рис.3.2а,б). Жорсткість конструкції забезпечується за рахунок збільшеного перетину високих поперечних і подовжніх балок фундаментної рами і застосування анкерних зв'язків (рис.3.2,а), а також застосування блоку циліндрів і станини коробчастої конструкції (рис.3.2,б). Схема дозволяє спростити виготовлення і монтаж деталей остову і застосовувати різні матеріали для виготовлення блоку циліндрів (чавун), станини і рами (сталь). Однак наявність трьох площин розйому викликає необхідність обробки і пригонки багатьох поверхонь, які з'єднуються. Таку схему остову застосовують у МОД (частота обертання вала $n < 200 \text{ хв}^{-1}$).

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Станина 2 виконана заодно з блоком циліндрів 3 (блок-станина) і встановлена на фундаментній рамі 1 (рис.2,в) чи з фундаментною рамою при окремому блоці циліндрів 3 (рис.2,г). У даних схемах конструкцій забезпечується висока подовжня жорсткість остова при відносно малій масі, зменшується площа оброблюваних поверхонь, однак технологічно виготовити їх складніше. Розглянуті конструкції широко використовуються в СОД ($n = 400 — 600 \text{ хв}^{-1}$) середньої потужності ($P_e = 150 — 1500 \text{ кВт}$).

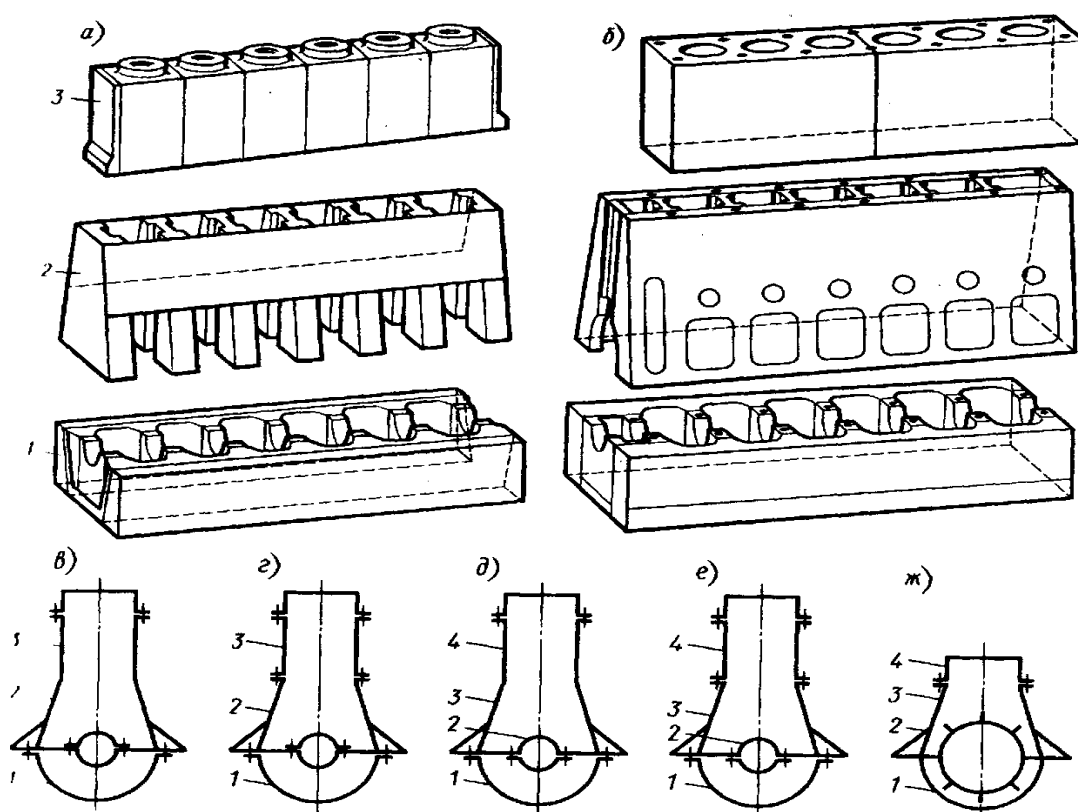


Рисунок 2. Основні схеми остовів дизелів

1- фундаментна рама; 2 – станина; 3 – блок циліндрів; 4 – кришка циліндру

вно (рис.3.2,е). Фундаментна рама відсутня, але мається легкий знімний піддон-маслозбірник 1. Рамові підшипники 2 кріпляться до станини знизу (підвісні рамові підшипники). Конструкції дозволяють значно знизити масу остову і спростити центрування підшипників відносно осі колінчатого вала. Першу схему звичайно застосовують у ВОД ($n > 1000 \text{ хв}^{-1}$), другу у потужних СОД ($P_e = 1500 — 2500 \text{ кВт}$).

Моноблок (рис.2,ж) складається з рами 1, станини 2 і блоку циліндрів 3 з єдиною для всіх циліндрів кришкою 4 (остов тунельного типу). Колінчастий вал у такому остові монтують через отвори в боковій частині остоу. Остов має високу поперечну і подовжню жорсткість при відносно невеликій масі. Дану конструкцію використовують звичайно в малопотужних ВОД ($P_e < 1500$ кВт).

В проєкті розроблена конструкція сальникового ущільнення картера вихідних кінців колінчастого валу в двигуні 6ГЧН25/34.

3.3 Умови роботи сальникових ущільнень.

У процесі експлуатації двигун зазнає різних навантажень з постійною мінливістю режимів роботи. Для забезпечення працездатності двигунів внутрішнього згоряння, значного скорочення тертя, зношування деталей, а також щоб уникнути перегріву, використовується спеціальне моторне масло. Масло в моторі подається під тиском, самопливом та розбризкуванням. Для цього існують сальники, встановлені насамперед спереду і ззаду колінчастого валу.

Опис і функції сальника коленвала

Отже, для нормального функціонування двигуна, потрібне якісне і постійне мастило деталей, що труться. Один з головних елементів двигуна - колінчастий вал, обидва кінці якого виступають назовні. Колінчастий вал змащується під високим тиском, а отже, необхідно якісне ущільнення з двох сторін. Як ці ущільнювачі виступають сальники. Усього використовується два сальники:

- передній, зазвичай менший в розмірі, встановлюється за шківом колінчастого вала в передній кришці. Може бути інтегрований в масляний насос;
- задній, як правило, великий. Знаходиться за маховиком, іноді змінюється разом з кришкою, забезпечує герметичність, не пропускаючи масло з картер.

Як матеріал виготовлення застосовується фторкаучук або силікон. Раніше, в якості заднього сальника використовувалася сальникова набивка, проте вона має

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

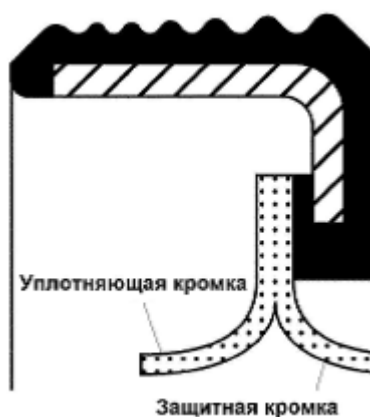
здатність пропускати масло при роботі двигуна на високих оборотах. Форма сальників кругла, а вищевказані матеріали, з яких вони виготовлені, дозволяють не втрачати еластичність в широкому діапазоні температур. Діаметр сальника повинен бути таким, щоб з усіх боків щільно прилягав до поверхонь.

Також, сальники можуть встановлюватися на розподільні вали. Зазвичай сальник розподільного валу має однаковий розмір з переднім сальником колінчастого валу. Як виглядає і де встановлений:

- наявність пружинки всередині сальника;
- на кромці повинні бути насічки, вони називаються "маслосгонними", а також захищають від попадання пилю на ту саму кромку;
- насічки на сальнику повинні бути спрямовані в бік обертання валу.

3.4 Опис конструкції сальника

Сучасні дизельні та бензинові двигуни пред'являють до сальників все більш високі вимоги. Насамперед, це стосується вищої кількості оборотів і температури олії. Крім того збільшуються інтервали техобслуговування по заміні масла, в результаті чого олії з великою кількістю присадок надають більш агресивний вплив на матеріал прокладок. Використані сальники з фтор-каучуку (FKM) часто не відповідають цим підвищеним вимогам.



Інша справа з матеріалом політетрафторетилен (PTFE). Сальники PTFE витримують екстремальні навантаження, т.к. вони:

- мають значно ширшу поверхню ущільнюючої кромки («губки») без металевої пружини

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

- стійкі до впливу високих температур та сучасних моторних масел
- відрізняються меншими втратами на тертя та...
- мають дуже гарні властивості, що ущільнюють.

Крім того, прокладки PTFE можуть використовуватися при недостатньому мастилі і навіть при його відсутності, а також на незагартованих валах. Кромки ущільнення («губки») PTFE і захисні кромки («губки») PTFE навулканізовані і, залежно від способу монтажу, можуть бути спрямовані всередину або назовні.

					ПІННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 (беруши) - до зносу;
- ч еревики 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 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						45
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

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ

Лист

46

- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Основні вимоги техніки безпеки 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 підтягувати 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;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ

Лист

47

- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;
- 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 в рознос - підвищення частоти обертання вище 670 хв^{-1} , підвищення температури води вище 90°C , падіння тиску масла нижче $0,16 \text{ МПа}$ ($1,6 \text{ кг/см}^2$);
- розривання паливопроводів 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;

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

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 Охорона навколишнього середовища

Засоби зовнішньої нейтралізації викидів ДВЗ. В основі комп'ютерних блоків керування рівнем токсичності викидів ДВЗ (КБК токсичністю) лежать засоби, що знижують шкідливість ВГ, тобто забезпечують зовнішню нейтралізацію продуктів згоряння двигунів.

До них відносяться нейтралізатори ВГ, вловлювачі ТЧ та рециркуляційні заходи.

Розглянемо ці засоби зовнішньої нейтралізації токсичних викидів з ВГ двигунів. Після їх вивчення можна буде переходити до схем КБК токсичністю ДВЗ.

Конструкції сучасних нейтралізаторів ВГ ДВЗ. Залежно від здатності ініціювати ті чи інші хімічні реакції каталізатори для ДВЗ розподіляються на такі види:

- окисні, в яких переважно протікають реакції окислення вуглеводнів, у тому числі канцерогенних, та монооксиду вуглецю (C_nH_m й CO);
- відновлювальні, що використовуються для відновлення оксидів азоту (NO_x);

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- біфункціональні, які можуть бути використані для нейтралізації всіх зазначених вище інгредієнтів (складових) ВГ ДВЗ і сполучають функції окисних і відновлювальних каталізаторів.

Відповідно, використовуються термічні (доокисні) та комбіновані (окисні й відновлювальні) нейтралізатори.

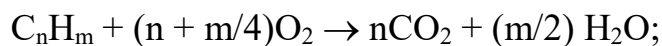
Найбільш поширеними сьогодні є комбіновані нейтралізатори, тому почнемо з їх розгляду.

Сутність каталітичної нейтралізації – це хімічне перетворення оксидів ВГ ДВЗ у присутності каталізаторів, що прискорюють протікання хімічних реакцій, внаслідок чого ці шкідливі речовини стають нешкідливими.

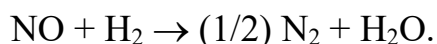
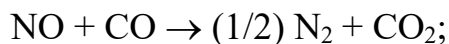
Так, CO та C_nH_m слід окислити до продуктів повного окислення (згоряння) CO_2 та H_2O , а NO_x – відновити, виділивши N_2 .

Таким чином, для нейтралізації всіх оксидів ВГ ДВЗ треба створити на випуску два середовища – окисне й відновлювальне. Можливі, як основні, такі хімічні реакції:

■ у окисному середовищі:



■ у відновлювальному середовищі:



Однак за найкоротший час перебування ВГ у випускній системі ДВЗ, особливо при помірній температурі в зоні вихлопу, зазначені реакції не встигають відбутися.

Для прискорення реакцій необхідні каталізатори. Найбільш ефективними з них є каталізатори на основі благородних металів – платини та паладію. Платина – найбільш універсальний каталізатор, що забезпечує швидке протікання реакцій окислення й відновлення. Паладій, як правило, використовують для прискорення окисних реакцій. Для інтенсифікації відновлювальних реакцій застосовують

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

радій, рутеній, оксиди міді, заліза, марганцю, ванадію, хрому та ін. Активність останніх металів зумовлена низькою міцністю зв'язку кисню з металом; однак їх ефективність (каталізуюча) – значно нижча, ніж платини чи паладію, тому, незважаючи на їх високу вартість та дефіцитність для багатьох країн, у тому числі й України, для нейтралізації шкідливих викидів ДВЗ поки що виключно застосовуються каталітичні нейтралізатори на основі благородних металів.

Каталізатор наносять на поверхню носія або насичують його. Як носії використовують керамічні або виготовлені з тугоплавких окислів блоки або гранули з розвиненою поверхнею контакту з ВГ.

Оскільки забезпечення у випускній системі ДВЗ протікання реакцій окислення й відновлення ускладнює конструкцію нейтралізатора та обслуговуючих його пристроїв, у деяких випадках використовують каталітичні нейтралізатори тільки для окислення CO , C_nH_m .

У бензинових двигунах на ряді режимів роботи (холостий хід, розгін, повні навантаження) суміш збагачена ($\alpha < 1$), що викликає підвищені викиди CO , C_nH_m , а головне, виключає протікання реакцій окислення (за відсутності вільного кисню у ВГ) навіть у присутності каталізаторів. Тому у каталітичний нейтралізатор, що розташовують у тракті випуску, необхідно подавати додаткове повітря. Для цього використовують нагнітачі, ежектори.

Цікаве конструктивне рішення являє собою використання для додаткової повітряної повітроподачі пульсарів. Вони є зворотними клапанами, що спрацьовують під дією перепаду тисків у настроєній випускній системі й атмосфері. Схема такого пульсара показана на рис.1. Він включає корпус 1, що складається з двох частин, між якими затиснуто пластину 2 з отворами для проходження повітря. Між упором 3 та пластиною розміщено еластичну мембрану 4.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

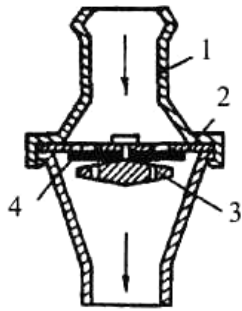


Рисунок 4.1
Схема пульсатора

При розрідженні у випускному патрубку мембрана прогинається, в результаті чого до випускної системи додатково надходить повітря. При підвищенні тиску мембрана закриває отвори у пластині, включаючи викид ВГ у навколишнє середовище. Використання пульсарів не викликає додаткових газодинамічних втрат, що спостерігається при використанні нагнітачів чи ежекторів.

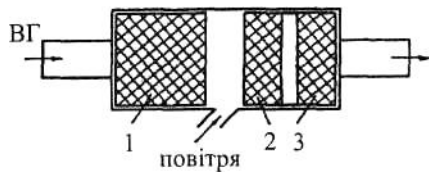


Рисунок 4.2 Схема трикамерного
каталітичного нейтралізатора бензинового
ДВЗ

Необхідно відзначити, що у ВГ бензинових двигунів відновлювальне середовище легко створюється при збагаченні суміші, що надає можливість за допомогою каталізаторів знизити рівень NO_x .

У бензинових двигунах можна одночасно знижувати викиди CO , C_nH_m й NO_x навіть в однокамерному нейтралізаторі, але з використанням так званого каталізатора потрійної дії. Останній одночасно інтенсифікує окисно-відновлювальні реакції. Такій вимозі відповідає платино-родієвий каталізатор. Він найбільш ефективний, якщо склад паливоповітряної суміші є близьким до стехіометричного ($\alpha \rightarrow 1,0$). При складах суміші, які відрізняються від стехіометричного, ефективність такого (як і інших) каталізатора суттєво знижується й нейтралізація ВГ не відповідатиме нормативам (рис.3). Таким чином, забезпечення стехіометричного складу паливоповітряної суміші на будь-якому експлуатаційному режимі

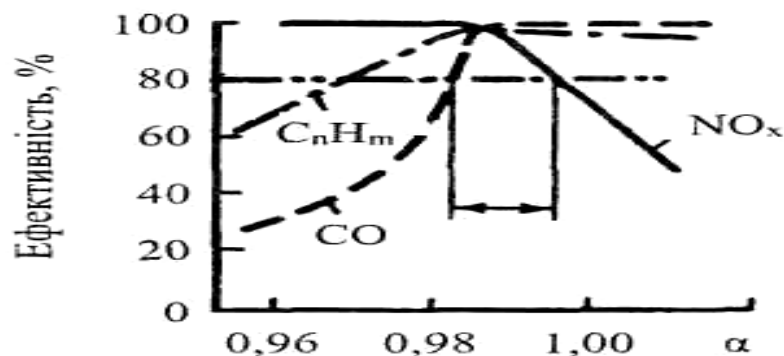


Рисунок 4.3. Ефективність каталітичного нейтралізатора залежно від складу суміші.

бензинового двигуна є обов'язковою умовою якісної роботи каталітичного нейтралізатора ВГ. На практиці не допускається розбіжність більше ніж $\pm 0,7\%$.

Треба підкреслити, що навіть при використанні електронних систем керування токсичністю ДВЗ з адаптивним (зворотним) зв'язком не завжди в одному нейтралізаторі потрібної дії вдається досягти на кожному експлуатаційному режимі роботи двигуна необхідного зниження токсичності ВГ. Тому у ряді випадків після нейтралізатора потрібної дії встановлюють окисний остаточний нейтралізатор з подачею на його вхід додаткового повітря.

Каталітичні нейтралізатори найбільш поширені на автотранспорті, особливо легковому. Як свідчить досвід, ці нейтралізатори мають і значні недоліки. Вони можуть погіршувати паливну економічність, знижувати потужність ДВЗ в експлуатації внаслідок старіння показників їх основних виконуючих органів. Однією з причин такого старіння (погіршення з часом) є отруєння каталізатора на матриці нейтралізатора двооксидом сірки (SO_2). Особливо це характерно для нейтралізаторів, що вживають сірчані палива. Сутність отруєння – у створенні сульфату алюмінію при реакції між SO_2 і матеріалом носія Al_2O_3 . У результаті знижуються пористість та газопроникнення матеріалів (шарів) каталізатора на поверхнях матриць у камерах нейтралізатора. Ефективність останніх зменшується ще й по мірі осідання на їх поверхні часток сажі. Для часткового оновлення ефективності каталізатори підлягають регенерації шляхом витримки у

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

повітряному середовищі при високих температурах або у гарячій воді з подальшим промиванням водою.

Одним з недоліків (а може, виходячи з сучасних вимог, перевагою) є те, що каталізатори неможливо використати на ДВЗ, що живляться етильованим бензином, оскільки поверхні матриць майже миттєво (протягом 10...200 годин) отруюються сполуками свинцю.

Розглянемо конструктивне оформлення сучасних каталітичних нейтралізаторів ВГ бензинових ДВЗ.

Каталітичні нейтралізатори звичайно розташовують якомога ближче до випускного колектора. Один датчик кисню (λ -зонд) установлений у випускному колекторі на вході у трикамерний нейтралізатор, а інший – на виході, з метою відслідковування ефективності роботи нейтралізатора (рис.4). Робочий елемент λ -зонда виконано з пористої кераміки з двобічним платиновим покриттям, і він реагує на вміст кисню у відпрацьованих газах. Напряга на виході λ -зонда має два рівні (рис.5). Якщо вміст кисню у ВГ стає меншим за одиницю, сигнал датчика миттєво збільшується до 1000 мВ, а коли цей вміст падає до $\alpha > 1$ (збідніла суміш), то сигнал датчика миттєво падає до 100 мВ.

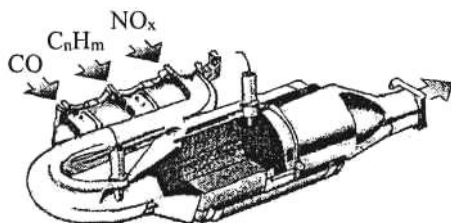


Рисунок 4.4 Конструктивна схема трикамерного каталітичного нейтралізатора ДВЗ

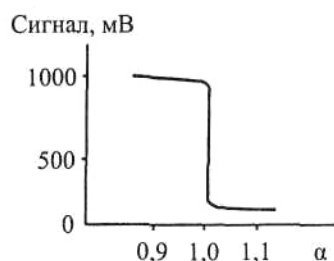


Рисунок 4.5. Принцип роботи λ -зонда

На практиці, якщо суміш (горюча) стає бідною, тобто $\alpha > 1$, то датчик наводить низьковольтний рівень сигналу на збагачення горючої суміші, й навпаки.

Сучасна компоновка нейтралізатора ВГ сучасного ДВЗ з системою бортової діагностики подана на рис. 4.6.

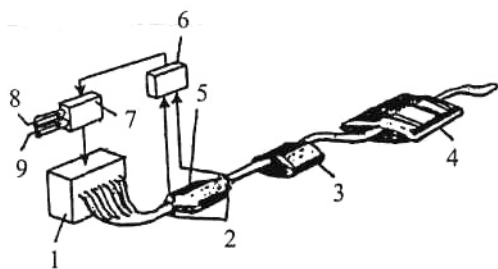


Рисунок 4.6 Сучасна компоновка

нейтралізатора ДВЗ на автомобілі:

- 1 – двигун; 2 – λ -зонди; 3 – резонатор; 4 – глушник; 5 – каталітичний нейтралізатор; 6 – блок синтезу інформації; 7 – система впорскування; 8 – повітря; 9 – бензин

Вперше цю складну задачу вирішили за допомогою трикомпонентного (трикамерного) нейтралізатора із зворотним (адаптивним) зв'язком та датчиком кисню (λ -зондом), які з'явилися у 1977 році на двигунах фірми «Volvo».

А сьогодні ними оснащені всі без винятку автомобілі, які пропонуються на ринках збуту автотехніки економічно розвинутих країн.

Як правило, носієм у нейтралізаторі служить спеціальна кераміка – моноліт з багатьма поздовжніми вічками, на які нанесена спеціальна шорстка підкладка. Це дозволяє максимально збільшити ефективну поверхню контакту каталітичного покриття з ВГ – до значень 20 тис.м². При цьому маса благородних металів (платина, паладій), а також рідкоземельних металів (родій), нанесених на підложку на цій великій площині, складає всього 2...3 г. Ця кераміка – досить вогнестійка – витримує температуру 800...850°C. Але при несправностях паливної апаратури і тривалій роботі на Perezбагаченій горючій суміші моноліт кераміки може не витримати й оплавитися.

Тому все ширше останнім часом як носії каталітичного шару використовуються найтонші металеві щільники. Це дозволяє збільшити площину робочої поверхні, отримати менший протитиск, прискорити нагрівання нейтралізатора до робочої температури та, головне, розширити допустимий температурний діапазон до 1000... 1050 °C. Крім того, з'явилися нейтралізатори з металевими електрообігрітими щільниками, які відразу після повороту ключа у замку запалювання миттєво розжарюються при пропусканні сильних струменів у сотні ампер. А для того щоб λ -зонд не «відставав» від нейтралізатора, йдуть на його підігрівання.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

З'явилися щільникові нейтралізатори, зроблені з тонкостінного (товщиною 0,04мм, а не 0,15мм, як у кераміки) листа хромоалюмінієвої сталі. Для кращої адгезії (зчеплення з поверхнею носія) каталітичний шар легований рідкоземельним металом – ітрієм. Такий нейтралізатор витримує пікові температури вже до 1300°C.

До широкого використання методів каталітичного очищення термічна нейтралізація застосовувалася досить впевнено. Її сутність – допалювання у випускній системі двигуна продуктів неповного згоряння (CO , C_nH_m), що містяться у ВГ. Останні розробки термічних нейтралізаторів базуються на використанні термічних реакторів, які очищують CO , C_nH_m на 60...80 %. По суті, це жарова труба з подовженим термічним каналом для збільшення часу допалення шляхом багаторазової зміни напрямку руху ВГ. Для інтенсифікації їх окиснення у ВГ до реактора подають повітря. Завдяки теплоізоляції реактора у ньому підтримується висока температура, яка забезпечує ефективне окислення продуктів неповного згоряння палива у КЗ двигуна.

Сьогодні термічне допалювання розглядається як система з дуже низькою ефективністю, особливо через те, що цей метод не дає можливості знизити викид NO_x до регламентованих меж. Але цей засіб все ж може використовуватися для зниження викидів C_nH_m , CO у режимі прогрівання двигуна, поки каталітичний нейтралізатор не розігрівся до робочої температури.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ВИСНОВКИ

Розроблений згідно із завданням кафедри проект на тему "Розробка покращеної конструкції ущільнення картеру стаціонарного газового двигуна потужністю 580 кВт.» Містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції ущільнення картера. Проект оформлений текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

У другому розділі проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 580 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) 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 $P_k = 0,20 \text{ МПа}$, 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 кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції ущільнення картера, яка забезпечує високу надійність та тривалу роботу в різних умовах експлуатації.

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 впускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М.,1992
2. Дизели.Справочник под ред. В.А.Ваншейдта „Машиностроение„ Л.,1977
- 3.Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, 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. Первомайскдизельмаш. Двигатель-генераторы ДвГ1А500-1, ДвГ1А-630 и когенерационные установки на их базе. Руководство по эксплуатации 375-0000РЭ
11. Медлярський І.С., Смуток О.С. гр.61-ТЕМмаг-20, Грабовенко О.І.- науковий керівник, ст. викладач. Ретроспективний огляд і аналіз можливих шляхів розвитку поршневих ДВЗ. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожного університету «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 27-29 жовтня 2021р.

1.

					ПННІ НУК 142.44.23.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58