

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 850 кВт
за рахунок застосування покращеної системи охолодження поршня.
Прототип - 6ЧН26/34

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-20

_____ **Медлярський І. С.**
(підпис)

Керівник роботи:

зав. кафедри «ЕМ», к.т.н., доцент ПФ НУК
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Нестеренко В.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

Вступ

1. Загальний розділ

1.1 Опис електростанції на базі проектного двигуна

1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34

2. Конструкторський розділ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН26/34 в

2.5 з базовим

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

2.6 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

3 Науковий розділ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій поршнів різних типів двигунів

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршня

3.3 Перевірочний розрахунок на міцність шатунних болтів

4. Охорона праці та навколишнього середовища

4.1 Заходи з охорони праці

4.2 Охорона навколишнього середовища

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

5 Техніко-економічний розділ

5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна

Загальні висновки по кваліфікаційній роботі

Література

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Медлярський				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Нестренко					н	2	
Н. контр	Нестренко							
Затвердив	Нестренко					61-ТЕМмаг-20		

Графічна частина магістерської роботи

ДОДАТОК А План розміщення ДвГА-800 в машинній залі, А1,СК

ДОДАТОК Б Газовий двигун 6ГЧН26/34 (Поперечний розріз), А1,СК

ДОДАТОК В Поршень (Складальне креслення), А1,СК

ДОДАТОК Г Головка поршня (Робоче креслення), А1, РК

ДОДАТОК Д Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

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

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором.

Метою та завданням роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи газового двигуна 6ГЧН26/34 завдяки застосування поршня покращеної конструкції, камера згоряння в голівці якого виконана сковорідкоподібної форми замість камери Гесельмана, а поверхня охолодження днища має збільшену поверхню.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис електростанції на базі проектного двигуна

Для максимального використання теплоти згоряння газового палива, вар ість якого є високою і стрімко зростає, газовий двигун 6ГЧН26/34 найбільш доцільно використовувати в когенераційній установці, яка включає в собі газовий двигун-генератор ДвГА-800 та обладнання для утилізації теплоти випускних газів. Когенераційна установка дозволяє одночасно виробляти електроенергію та теплову енергію, яка відбирається від системи охолодження двигуна, масла, наддувочного повітря та випускних газів. Будівля електростанції одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 5,0 Т. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації.

1.1.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі газового двигуна-генератора ДвГА-800 із газовим двигуном 6ГЧН26/34 призначена для вироблення електричної енергії для власних потреб підприємства, а також вироблення додаткової теплової енергії, яка видається в теплову мережу, за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води двигуна, наддувочного повітря, масла і вихлопних газів.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат на електроенергію у 1,5...2,0 разів, а також автономне теплопостачання для підприємства.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування

В склад когенераційної установки входить таке теплотехнічне устаткування:

- газовий двигун-генератор ДвГА-800 (газовий двигун 6ГЧН26/34 потужністю 850кВт, електрогенератор потужністю 800кВт, що встановлені на спільні рамі), теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-60, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла, система подачі газового палива.

Основні технічні дані газового двигуна - генератора ДвГА - 800:

повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	800
мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	200
витрата газового палива, м ³ /год	255
питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВтгод)	1,0
вид струму -	змінний, 3-х фазний
напруга, В	380
частота, Гц	50
назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
суха маса газового двигуна-генератора, кг	20300
Габаритні розміри, мм - довжина	5450
- ширина	1900
- висота	2775

Генератор синхронний типу СГС-900Г-8-Н11, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС-900 із системою збудження генератора, системою контролю і управління газодизель-генератором, пристроєм точної синхронізації.

- Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) конструктивно виконаний одноступеневим. Поверхня теплообміну складається із гладеньких трубок.

Номінальна теплопродуктивність, кВт	300
Площа нагріву, м ²	16,5
Аеродинамічний опір, Па не більше	1000

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Номінальна витрата, кг/год	
- газів випускних	5580
- води	45000
Температура води на виході із ТУВ, °С не більше	85
Температура випускних газів, °С	
- на вході в ТУВ	450
- на виході із ТУВ	120
Габаритні розміри, мм	
- довжина	2500
- ширина	500
- висота	1500
Маса, кг	650
- Основні технічні характеристики градирні ГМП – 60:	
гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	60
напір води перед соплом, м. вод. ст.	3...5
перепад температур води, °С	5...20
вентилятор осьовий	ВО8-300 №12
потужність електродвигуна, кВт	3,0
габаритні розміри, мм	190012301700
об'єм прийомного бака, м ³	0,85
маса градирні без води, кг	585

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$)

Підпитка теплової мережі і градирні виконується в натрій – катіонітному фільтрі насосом водяним ($Q = 2 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 25 \text{ м вод. ст.}$)

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Постачання повітря для пуску дизеля

Для пуску дизеля передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- а) електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);
- б) балон стиснутого повітря ($V = 200\text{л}$);
- в) трубопроводи і арматуру.

- Система прийому, зберігання та заміни масла

Для поточної витрати масла в проекті передбачений бак запасу масла об'ємом 800 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємності.

1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34

Дизель 6ЧН26/34 разом з генератором СБГ 800-750 входять в склад дизель-генератора ДГА-800 та змонтовані на спільній рамі. З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестеренний привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун - сталевий з прямим роз’ємом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплена до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестеренного паливopідкачного насоса з редукційним клапаном, подвійного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мк) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільовача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;
- масла до фільтра;
- палива після фільтра;
- циркуляційної води;
- води зовнішнього контуру;
- пускового повітря;
- наддувочного повітря;
 2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;
- масла, що поступає в дизель;
- палива охолодження форсунок.
 3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.
- Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

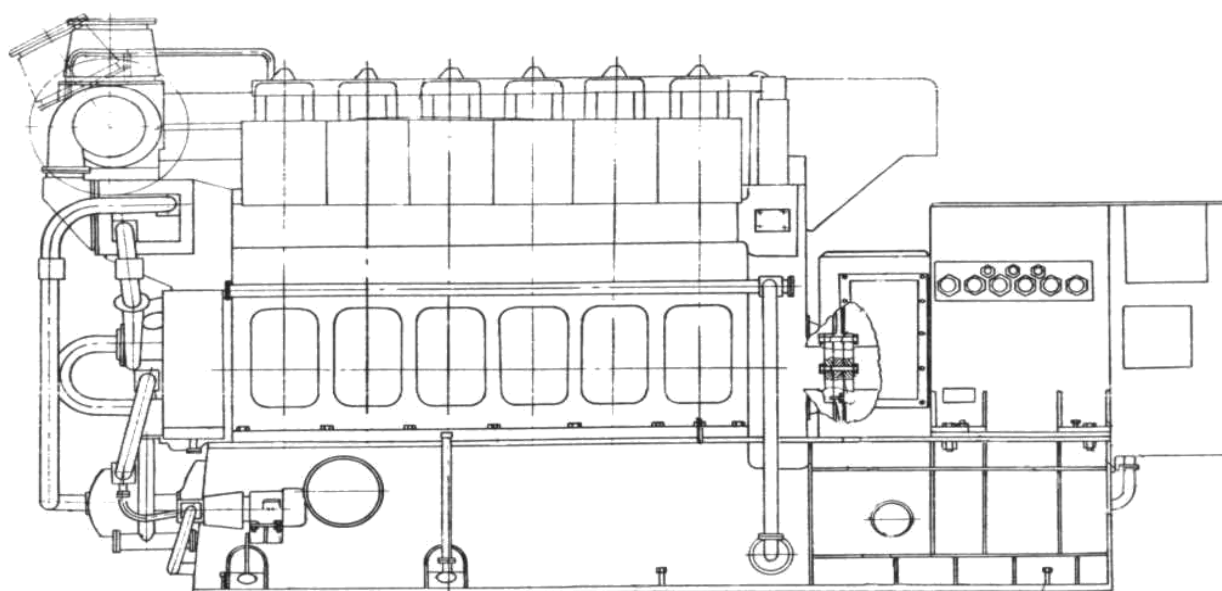


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

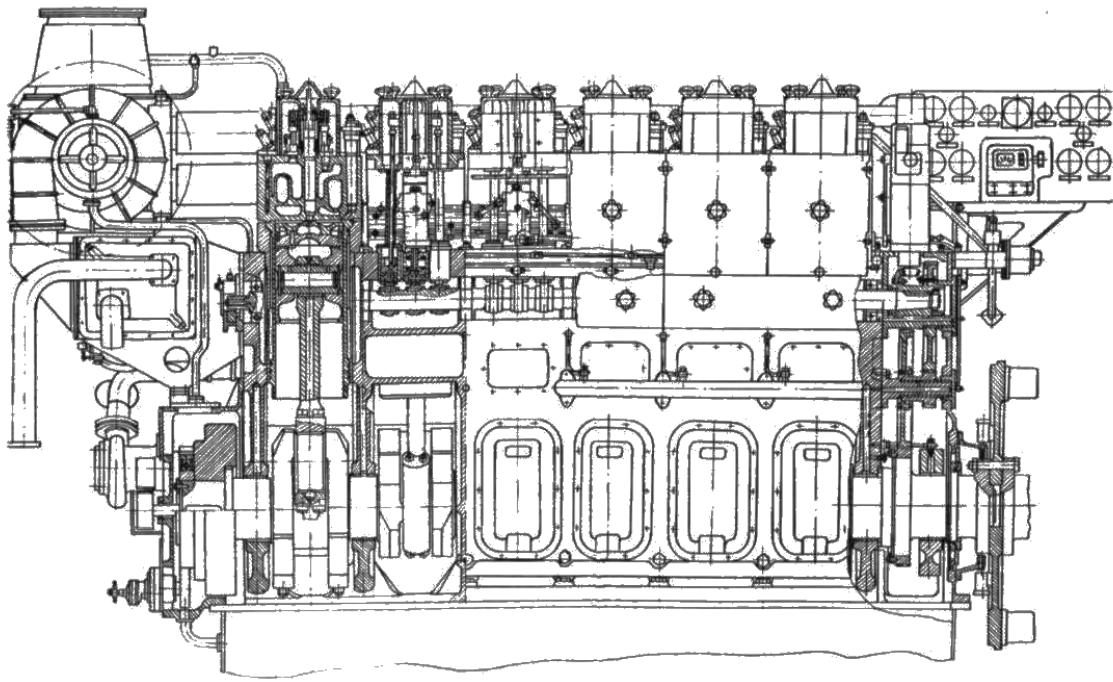


Рисунок 1.2 Дизель-генератор ДГА-800 (сторона

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектового двигуна та обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації 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 також 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 втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений 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 відповідає сучасним вимогам.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 26/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизельного двигуна - прототипу 6ЧН26/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу, n	хв.^{-1}	750
Середній ефективний тиск, p_{me}	КПа	1270
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	840
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000
Питома витрата дизельного палива, b_e	$\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$	0,21
Витрата дизельного палива за годину, B_T	кг/год	176,4
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г/(кВт}\cdot\text{год)}$	1,0

Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\epsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ϵ . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 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 газоповітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газоповітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким,

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання

д) 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 $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор.56 . Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

ж) 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] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) 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] стор.41.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 40...60°C [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3] стор.125.

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$. [3] стор.107

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1.45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧН26/34

1. Вихідні дані для розрахунку згідно із умовами завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	850	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	260	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,67	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для розрахунку згідно із розділом 2.2.

Тиск наддуву	$p_b =$	230	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	$p_r =$	205	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,3	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,34	
розширення	$n_2 =$	1,23	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33500	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	$\text{O}_2 =$	0	$R_{\text{O}_2} =$	0
водень	$\text{H}_2 =$	0	$R_{\text{H}_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(\text{CO} + \text{H}_2) + \sum (n + 0.25m) \text{C}_n \text{H}_m - \text{O}_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10.17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17.98 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } \text{CO}_2: M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n \text{C}_n \text{H}_m + \text{CO}_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1.09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } \text{H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0.5m \text{C}_n \text{H}_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2.09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } \text{O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 1.4305 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } \text{N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + \text{N}_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{N}_2} = 13.413 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad 18.023 \text{ кмоль}$$

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.

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

$$\beta_0 = 1.0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 400,4 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (50 - 100 \text{ K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 80$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 320,4 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 320,0 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

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

$$P_d = 218,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,043$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 347,4 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 5103,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 772,8 \text{ K} \quad t_c = 499,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згорання.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_m + 8,314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0605$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1160$$

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

$$R_{O_2} = 0,0794$$

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

$$R_{N_2} = 0,7442$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,41$$

$$b = 606,86$$

теплоємкість газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 508,13$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 254,07$$

мольна теплоємкість 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:

$$a = 29,180$$

$$b = 537,775$$

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

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

$$a = 29,180$$

$$b = 268,888$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 269,533$$

$$B = 29,250$$

$$C = 52023,39 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1555,6 \text{ C} \quad T_z = 1828,6 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 12104,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,37$$

$$\Delta\lambda = 3,13 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$P_B = 671,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1064,7 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 841,8 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 717,0 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 4,40 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1386,77 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$b_i = 0,25 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, M / C$$

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

$$V_{П.СР} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1254,96 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,395$$

Питома ефективна витрата газу.

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

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

Годинна витрата газу.

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

$$B = 231,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 108,37 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 18,06 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$D_{пп} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,308$$

$$D = 260,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,1 \text{ мм}$$

11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,25 \text{ Л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 18,04 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 849,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 849,5 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,11 \%$$

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

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,387
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,1
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,69
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
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 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 2.3

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	5,1	102	12,1	242
1,25	3,42	68,4	7,32	146,3
1, 5	2,74	48,8	5,81	116,3
2,0	1,66	33,1	4,05	80,9
2,5	1,22	24,5	3,05	61,1
3,0	0,96	19,2	2,43	48,5
4,0	0,65	13,0	1,69	33,8
5	0,48	9,6	1,28	25,5
7,0	0,35	7,0	0,83	16,7
9	0,25	5,0	0,61	12,2
10,5	0,23	4,6	0,50	10

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

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.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,205$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 5,1$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,1$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,205/0,05 = 4,1$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,1 = 6,06$ МПа;

$p_c'/m_p = 6,06/0,05 = 121,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 12,1 = 10,3$ МПа

$p_{zd}/m_p = 10,3/0,05 = 206$ мм.

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

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 листі Додатку Е. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

Для можливості проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого двигуна 6ГЧН26/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри дизельного двигуна – прототипу та проектного

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧН26/34. прототип	6ГЧН26/34. запроектований
1	2	3
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	840	850
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ϵ	12,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,15	1,75
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,190	0,235
Нижча теплота згоряння газового палива Q_H , кДж/м ³		33500
Нижча теплота дизельного палива, Q_H , кДж/кг	41500	
Максимальна температура циклу, T_z , К	1750	1778
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	12,5	10,3
Середній індикаторний тиск, p_{mi} , МПа	1,380	1,387
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,45	0,44
Питома індикаторна витрата газового палива, b_i , м ³ /(кВт·год)		0,25
Питома індикаторна витрата рідкого палива, g_i , кг/кВт·год	0,194	
Механічний ККД двигуна, η_m	0,90	0,90

1	2	3
Ефективний ККД циклу, η_e	0,405	0,395
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	12,35	12,55
Питома ефективна витрата газового палива, b_e , м ³ /кВт·год		0,272
Питома ефективна витрата рідкого палива, g_e , кг/кВт·год	0,215	
Питома витрата теплоти, g_t , кДж/кВт·год	8422	9112

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ГЧН26/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що питома витрата палива на кВт·год менша у дизельного двигуна. Зважаючи на більш високі параметри робочого циклу у дизельного двигуна (p_{max} і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на 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

$$F_r = p_c \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

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

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

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

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

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

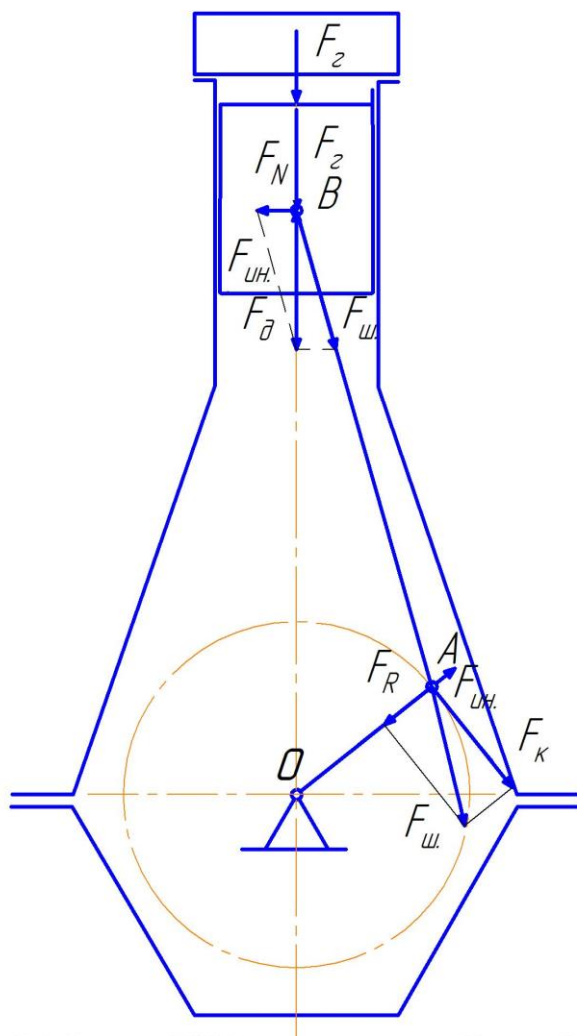


Рис.2.1 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

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

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

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

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

- | | |
|---|-------------------------------|
| а) Діаметр поршня | $D = 0,25 \text{ м}$ |
| б) Частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для $P_{\max}$ | $h_{\max} = 206 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 10,3 \text{ МПа}$ |
| д) Кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L$ | $\lambda = 0,17/0,72 = 0,246$ |

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 $\omega = \pi n / 30 =$
 $= 3,14750 / 30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

φ °	$P_{\text{ц}}$	F_{r}	$F_{\text{и}}$	F_{d}	F_{N}	F_{r}	F_{k}	F_{r}	$F_{\text{и}}$	F_{d}	F_{N}	F_{r}	F_{k}
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	5,0	13,27	#####	#####	0,00	-112,8	0,00	5,0	-47,5	-42,5	0,0	-42,5	0,0
15	5,0	13,27	#####	#####	-6,49	-100,8	#####	5,0	-45,0	-40,0	-2,4	-38,0	-12,7
30	5,0	13,27	#####	#####	-10,35	-70,24	#####	5,0	-37,8	-32,8	-3,9	-26,5	-19,8
45	5,0	13,27	-72,11	#####	-9,96	-34,57	#####	5,0	-27,2	-22,2	-3,8	-13,0	-18,3
60	5,0	13,27	-38,96	#####	-5,36	-8,20	#####	5,0	-14,7	-9,7	-2,0	-3,1	-9,4
75	5,0	13,27	-5,55	7,71	1,81	0,25	7,92	5,0	-2,1	2,9	0,7	0,1	3,0
90	5,0	13,27	24,07	37,33	9,07	-9,07	37,33	5,0	9,1	14,1	3,4	-3,4	14,1
105	5,0	13,27	47,24	60,50	14,17	-29,34	54,78	5,0	17,8	22,8	5,3	-11,1	20,6
120	5,0	13,27	63,02	76,29	15,93	-51,94	58,11	5,0	23,8	28,8	6,0	-19,6	21,9
135	5,0	13,27	72,11	85,38	14,45	-70,59	50,15	5,0	27,2	32,2	5,4	-26,6	18,9
150	5,0	13,27	76,29	89,55	10,64	-82,87	35,56	5,0	28,8	33,8	4,0	-31,2	13,4
165	5,0	13,27	77,66	90,93	5,56	-89,27	18,16	5,0	29,3	34,3	2,1	-33,6	6,8
180	5,0	13,27	77,91	91,18	0,00	-91,18	0,00	5,0	29,4	34,4	0,0	-34,4	0,0
195	5,1	13,53	77,66	91,20	-5,58	-89,53	#####	5,1	29,3	34,4	-2,1	-33,7	-6,9
210	5,4	14,33	76,29	90,61	-10,77	-83,86	#####	5,4	28,8	34,2	-4,1	-31,6	-13,6
225	5,9	15,65	72,11	87,77	-14,85	-72,56	#####	5,9	27,2	33,1	-5,6	-27,3	-19,4
240	6,8	18,04	63,02	81,07	-16,93	-55,19	#####	6,8	23,8	30,6	-6,4	-20,8	-23,3
255	8,0	21,23	47,24	68,46	-16,03	-33,20	#####	8,0	17,8	25,8	-6,0	-12,5	-23,4
270	10,2	27,06	24,07	51,13	-12,42	-12,42	#####	10,2	9,1	19,3	-4,7	-4,7	-19,3
285	13,9	36,88	-5,55	31,33	-7,33	1,02	#####	13,9	-2,1	11,8	-2,8	0,4	-12,1
300	20,8	55,19	-38,96	16,23	-3,39	5,18	#####	20,8	-14,7	6,1	-1,3	2,0	-5,9
315	34,5	91,54	-72,11	19,43	-3,29	11,41	#####	34,5	-27,2	7,3	-1,2	4,3	-6,1
330	62,6	166,1	-100,4	65,74	-7,81	53,03	#####	62,6	-37,8	24,8	-2,9	20,0	-14,9
345	118,5	314,4	-119,4	195,1	-11,94	185,3	#####	118,5	-45,0	73,5	-4,5	69,8	-23,4
360	186,0	493,5	-126,0	367,5	0,00	367,5	0,00	186,0	-47,5	138,5	0,0	138,5	0,0
375	246,5	654,0	-119,4	534,7	32,72	508,0	170,0	246,5	-45,0	201,5	12,3	191,5	64,1
390	151,9	403,0	-100,4	302,7	35,97	244,1	182,5	151,9	-37,8	114,1	13,6	92,0	68,8
405	87,1	231,1	-72,11	159,0	26,91	93,40	131,5	87,1	-27,2	59,9	10,1	35,2	49,5
420	54,8	145,4	-38,96	106,4	22,22	33,98	103,3	54,8	-14,7	40,1	8,4	12,8	38,9
435	37,8	100,3	-5,55	94,74	22,18	3,10	97,26	37,8	-2,1	35,7	8,4	1,2	36,7
450	28,4	75,35	24,07	99,42	24,15	-24,15	99,42	28,4	9,1	37,5	9,1	-9,1	37,5
465	22,8	60,50	47,24	107,7	25,22	-52,25	97,53	22,8	17,8	40,6	9,5	-19,7	36,8

480	19,4	51,47	63,02	114,5	23,91	-77,95	87,21	19,4	23,8	43,2	9,0	-29,4	32,9
продовження таблиці 2.7													
495	16,6	44,04	72,11	116,2	19,66	-96,04	68,23	16,6	27,2	43,8	7,4	-36,2	25,7
510	14,3	37,94	76,29	114,2	13,57	-105,7	45,36	14,3	28,8	43,1	5,1	-39,8	17,1
525	11,4	30,25	77,66	107,9	6,60	-105,9	21,55	11,4	29,3	40,7	2,5	-39,9	8,1
540	8,2	21,76	77,91	99,67	0,00	-99,67	0,00	8,2	29,4	37,6	0,0	-37,6	0,0
555	5,2	13,80	77,66	91,46	-5,60	-89,79	#####	5,2	29,3	34,5	-2,1	-33,8	-6,9
570	4,6	12,21	76,29	88,49	-10,52	-81,89	#####	4,6	28,8	33,4	-4,0	-30,9	-13,2
585	4,6	12,21	72,11	84,32	-14,27	-69,71	#####	4,6	27,2	31,8	-5,4	-26,3	-18,7
600	4,6	12,21	63,02	75,23	-15,71	-51,22	#####	4,6	23,8	28,4	-5,9	-19,3	-21,6
615	4,6	12,21	47,24	59,44	-13,92	-28,83	#####	4,6	17,8	22,4	-5,2	-10,9	-20,3
630	4,6	12,21	24,07	36,27	-8,81	-8,81	#####	4,6	9,1	13,7	-3,3	-3,3	-13,7
645	4,6	12,21	-5,55	6,65	-1,56	0,22	-6,83	4,6	-2,1	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	4,6	12,21	-38,96	#####	5,59	-8,54	25,96	4,6	-14,7	-10,1	2,1	-3,2	9,8
675	4,6	12,21	-72,11	#####	10,14	-35,19	49,53	4,6	-27,2	-22,6	3,8	-13,3	18,7
690	4,6	12,21	-100,4	#####	10,47	-71,10	53,15	4,6	-37,8	-33,2	3,9	-26,8	20,0
705	4,6	12,21	-119,4	#####	6,56	-101,8	34,06	4,6	-45,0	-40,4	2,5	-38,4	12,8
720	4,6	12,21	-126,0	#####	0,00	-113,8	0,00	4,6	-47,5	-42,9	0,0	-42,9	0,0

2.6 Розрахунок теплового балансу газового двигуна 6ГЧН26/34

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	849,1 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_T =$	231,5 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,39
кількість свіжого заряду	$M_l =$	17,978 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_T =$	18,023 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	841,8 К
температура на початку стиску	$T_d =$	347,4 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	24,81 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	20,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1386,77 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_T - 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:

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

$$Q_{II} = 2153,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 849,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,4 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 850 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,11 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_s = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{сг.} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

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

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

$$Q_w = 323,1 \text{ кВт}$$

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.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 70,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 393,8 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0141 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 2,13 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 2,13 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 395,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 18,38 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$m\bar{C}_p'' = 30,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 29,15 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 806,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 37,42 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0592$$

тоді

$$Q_{MD} = 127,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 54,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0054 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 2,72 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 2,7 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 57,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,67 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 45,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,11 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	849,1	39,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	395,9	18,4
теплота, яка виноситься випускними газами	806,1	37,4
теплота, яка відводиться маслом	57,5	2,7
невраховані теплові втрати	45,4	2,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2153,9	100

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршковий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2. Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільше поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхом ковки та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низькій температурі алюмінієвих поршнів (250...350°С замість 400...450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих навантаженнях) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

3.1.1 Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в

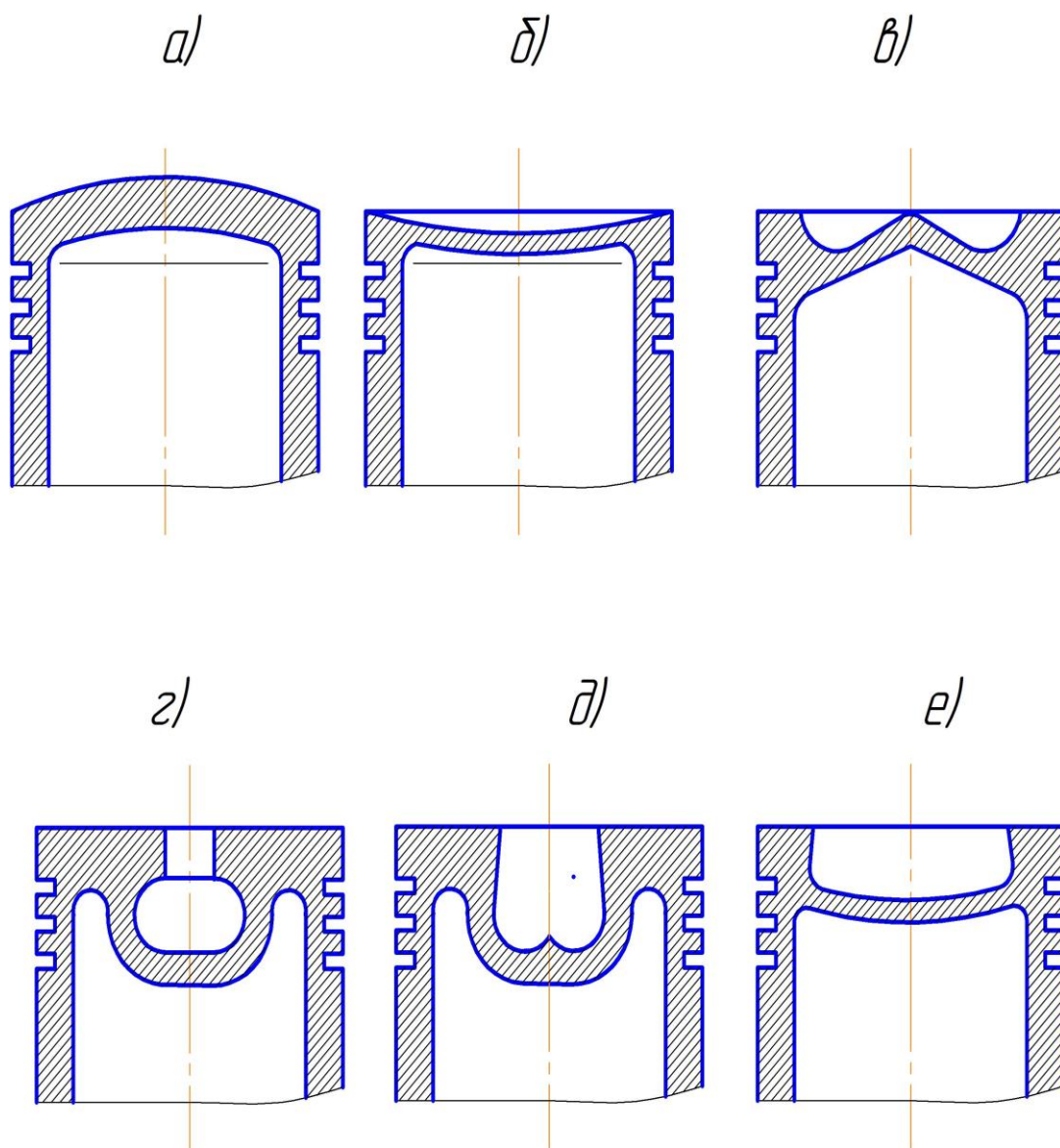


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.3.1,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

багатокамерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис.3.1,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.3.1,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихру. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.3.1,е, завдяки більш простій форми відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.2 Форма поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобиками та маслоз'ємних кілець.

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізна канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис.3, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишків або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталєних поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця). В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишків приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.3). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис.3). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня придають попередньо при механічній обробці

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслороздаючих кілець; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми. В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж вісями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

Способи охолодження поршнів

Зниження тепло напруженості охолоджуваних поршнів досягається ретельним відпрацюванням їхньої конструкції (вибір матеріалу,

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальних стінок і т.д.) і системою охолодження. Як охолоджувач застосовують масло чи воду.

Основна перевага масляного охолодження - можливість застосування в тронкових і крейцкопфних дизелях (протікання масла в картер не являється небезпечним), а основні недоліки - ймовірність коксування масла, що різко погіршує тепловідвід, менша теплоємність, більш швидке окислення масла.

Переваги водяного охолодження: висока теплоємність води (майже в 2,5 рази вище, ніж в масла) і більший коефіцієнт тепловіддачі від стінок поршня до води. Основні недоліки: можливість застосування тільки в крейцкопфних дизелях; необхідність ретельного виготовлення й ізоляції системи підведення і відводу води.

Струминне (фонтанне) охолодження (рис.3,а) застосовують при помірній тепло напруженості поршня. Масло по свердлінню 1 у шатуні надходить у кільцеву канавку 2 головного підшипника 3, через сопло 4 струменем омиває днище поршня 5 і стікає в картер дизеля.

Проточне охолодження - за допомогою змійовика 1 (рис.3, в), залитого в тіло голівки при виготовленні поршня, чи за допомогою кільцевої порожнини 1 (рис.3,б). У змійовик масло звичайно надходить по свердлінням у шатуні і поршневому пальці, а потім з поршня чи через свердління в пальці і шатуні (рис.3,в)

в) зливається в картер, а в кільцеву порожнину (рис.3.3,д) - по свердліннях у шатуні і поршневому пальці чи через сопло, встановлене в картері дизеля співвісно з вертикальним свердлінням у тілі поршня.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

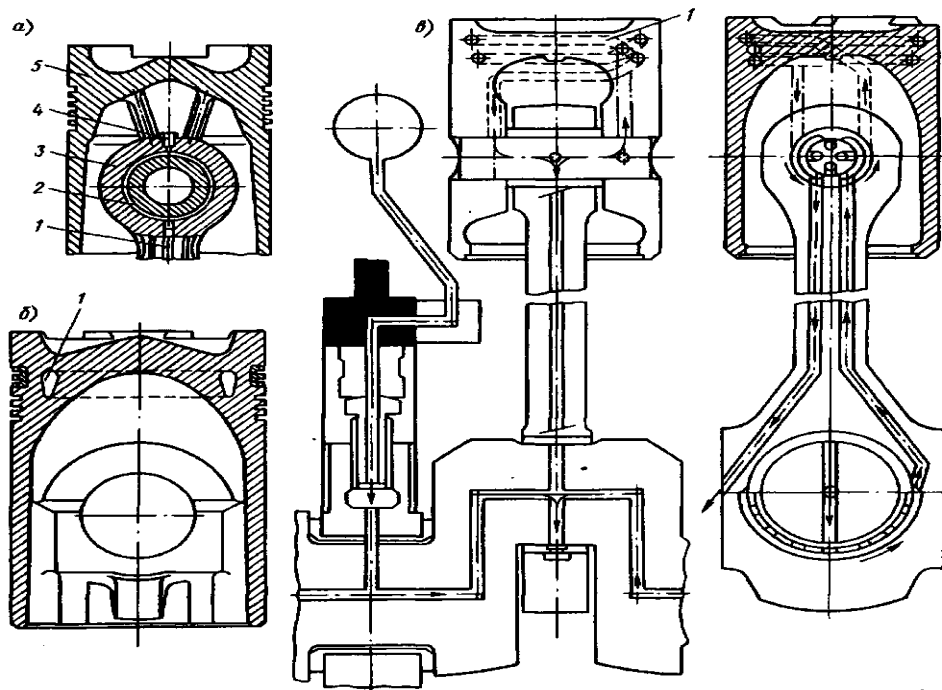


Рис. 3 Системи охолодження поршнів

Охолодження збовтуванням масла (за рахунок «коктейль-ефекту») є найбільш ефективним, його широко застосовують у сучасних суднових дизелях (рис.3.3,а,б). Перетини каналів, що підводять і відводять масло чи висоту зливальних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково.

Під дією сил інерції масляний об'єм поперемінно відкидається то до верхньої, то до нижньої частини порожнини охолодження, інтенсивно омиваючи нагріті зони поршня. Нагріте масло замінюється охолодженим маслом, що надходить у поршень. Високий коефіцієнт тепловіддачі в масло (майже в два рази більше, ніж при циркуляційному охолодженні) забезпечується за рахунок високої середньої швидкості поршня й участі в теплообміні всієї маси масла, а не тільки прикордонного шару. Ймовірність коксування масла на охолоджуваних поверхнях поршня при охолодженні збовтуванням значно зменшується.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

У крейцкопфних дизелях застосовують циркуляційне охолодження поршнів чи охолодження збовтуванням [5]. Охолоджувач підводять до поршня за допомогою телескопічних (масло чи вода) , або шарнірних труб, які хитаються (масло).

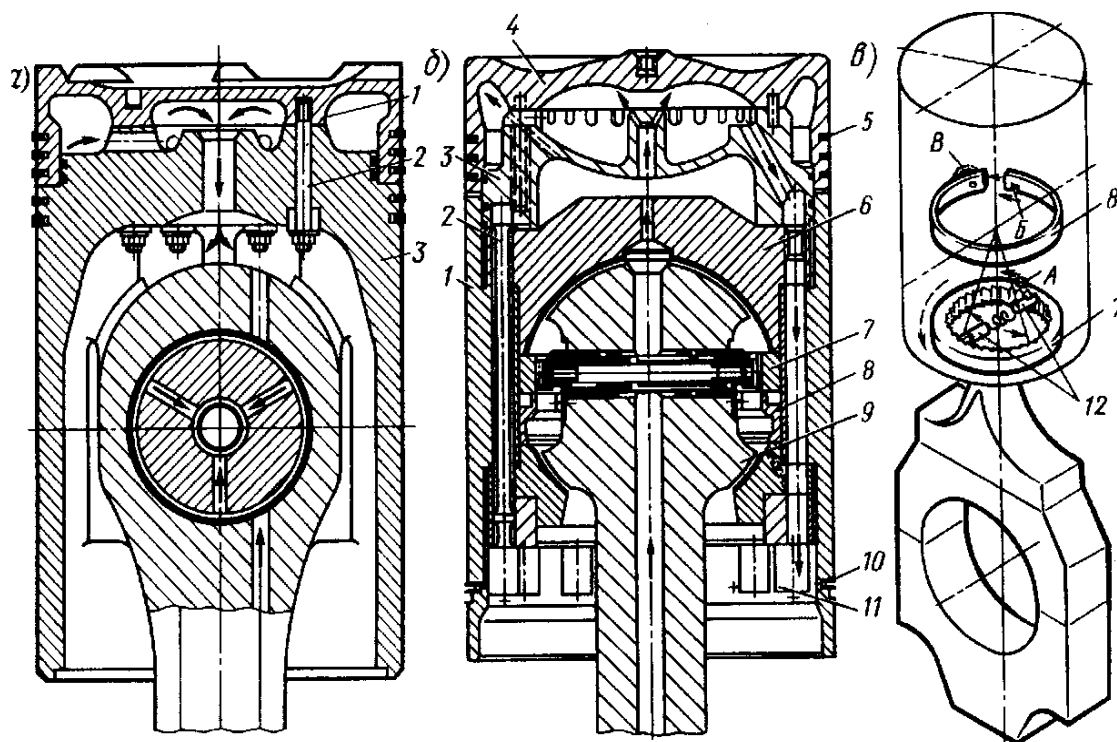


Рис.4 Конструкції поршнів тронкових дизелів

.Опис конструкцій поршнів 4-тактних двигунів [5]

Конструкції поршнів тронкових дизелів показані на рисунку 3.4.

Поршень дизеля СЕМТ РС-4 (рис.3.4,а) - складений, має знімне тонкостінне сталеве днище, що спирається круговим ребром 1 на тронк 3 з алюмінієвого сплаву і кріпиться до нього податливими шпильками 2, поршень охолоджується за рахунок збовтування масла під час роботи дизеля. Масло підводиться по свердліннях у тілі

шатуна, поршневого пальці і бобишках поршня в кільцеву порожнину в зоні поршневих кілець, а потім надходить у порожнину під днищем і зливається в картер. Верхні поршневі кільця хромовані, а їхні канавки для підвищення зносостійкості піддані індукційному загартуванню.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Поршень дизеля Зульцер Z 40/48 (рис.3.4,б) складається зі сталевій головки 4, чавунного тронка 1 і рознімної сферичної опори 6, що разом зі сферичною голівкою 9 шатуна утворить поршневий підшипник. Тонкостінне днище поршня спирається на силове кільце 3, через яке сила тиску газів передається безпосередньо на сферичну опору і далі на головку шатуна. Усі частини поршня з'єднані довгими податливими шпильками 2. На головці поршня встановлені ущільнювальні кільця 5, а на тронці - маслорозливні кільця 10. Поршень охолоджується збовтуванням масла в кільцевій порожнині в зоні ущільнювальних кілець і під днищем поршня. Масло підводиться по свердліннях у шатуні і сферичній вставці, а потім по численних свердліннях у периферійній і центральній частині силового кільця струменем подається в порожнину в зоні кілець і під днищем поршня. По трубці 11 масло стікає в картер. Внутрішня «теплова дамба» сприяє істотному зниженню температури головки поршня в зоні кілець.

Крім звичайного зворотно-поступального руху, поршень повільно обертається у втулці циліндру. Обертання здійснюється за рахунок коливального руху шатуна за допомогою спеціального механізму. Два храпових стержня ("защелки") 12 в отворі сферичної головки шатуна, незначно зміщеному щодо її центра, розтискаються пружиною і входять в зачеплення з зубчатим вінцем 7, вільно встановленому в поршні між верхньою і нижньою половинами сферичної опори. Виступ А на торцевій поверхні зубчатого вінця 7 входить у проріз Б круглої пружини 8 (рис.3.4,в). Через виступ В пружини обертання передається поршню. Коливальний рух шатуна за допомогою храпових стержнів викликає преривчастий обертальний рух зубчатого вінця. При повороті вінця пружина стискується, накопичуючи енергію. У момент, коли навантаження на поршень від тиску газів і сил інерції мінімальна, пружина віддає накопичену енергію і повертає поршень. Конструкція поршня має наступні переваги:

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

при кожному ході поршня нормальна сила передається на стінку циліндра новою ділянкою поверхні тертя тронка, що забезпечує його рівномірне змащення і знос, нагрів і деформації й усуває небезпеку прихвачування і задиру поршня; в результаті спільного обертання поршня і поршневих кілець запобігається місцеве нагрівання циліндрової втулки, обумовлений пропусками газів через замки кілець, поліпшується змащення кілець і зменшується їхній знос; рівномірні теплові деформації поршня і втулки дають можливість зменшити зазор між ними; сферична форма верхньої голівки шатуна забезпечує само центрування поршня щодо осі циліндра і відсутність перекосів у підшипниках.

Охолодження збовтуванням масла (за рахунок «коктейль-ефекту») є найбільш ефективним, його широко застосовують у сучасних суднових дизелях (рис.3.4,а,б). Перетини каналів, що підводять і відводять масло чи висоту зливальних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково.

Під дією сил інерції масляний об'єм поперемінно відкидається то до верхньої, то до нижньої частини порожнини охолодження, інтенсивно омиваючи нагріті зони поршня. Нагріте масло замінюється охолодженим маслом, що надходить у поршень. Високий коефіцієнт тепловіддачі в масло (майже в два рази більше, ніж при циркуляційному охолодженні) забезпечується за рахунок високої середньої швидкості поршня й участі в теплообміні всієї маси масла, а не тільки прикордонного шару. Ймовірність коксування масла на охолоджуваних поверхнях поршня при охолодженні збовтуванням значно зменшується.

Опис конструкції поршня базового двигуна

Поршень (рис.3.5) охолоджується маслом, складеної конструкції: складається із сталюї головки 4 и чавунного тронка 3, з'єднаних болтами 7, які стопоряться від відкручування стопорними шайбами 9. Тронк поршня 3 і стержень шатуна з'єднуються сталюим пустотілим поршневым

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пальцем 1. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення поршневий палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок тронка поршня 3. На головці поршня 4 є три канавки, в яких розміщені поршніві компресійні кільця 5, 6, а на тронку поршня 3 є одна канавка з радіальними отворами, в якій розташоване одне маслоз'ємне кільце 2 з експандером. Два верхні компресійні кільця 5 прямокутного перерізу, хромовані. Третє компресійне кільце 6 - «минутное», що забезпечує добре прилягання його до стінки втулки циліндру.

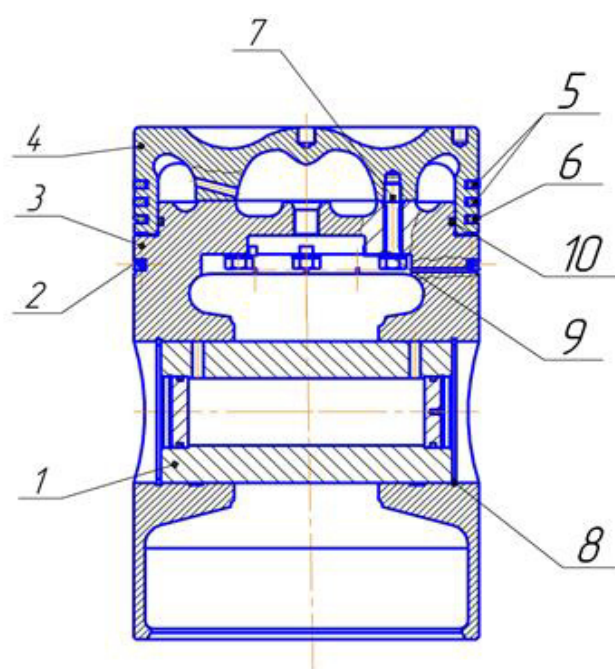


Рисунок 3.5 Поршень двигуна-прототипу

1 – палець поршневий, 2 – маслоз'ємне кільце, 3 – тронк поршня, 4 – головка поршня, 5, 6 – кільця поршневі компресійні, 7 – болт, 8 – кільце стопорне, 9 – шайба стопорна, 10 – кільце ущільнюче

3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня

Для підвищення надійності роботи поршня запроєктованого двигуна запропоновано внести зміни в його конструкцію, які передбачають виконання його складеним: із сталеві верхньої головки та тронка поршня із чавуну. Завдяки цьому поліпшиться охолодження головки поршня, що позитивно вплине на роботу газового двигуна, яка по причині високих

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

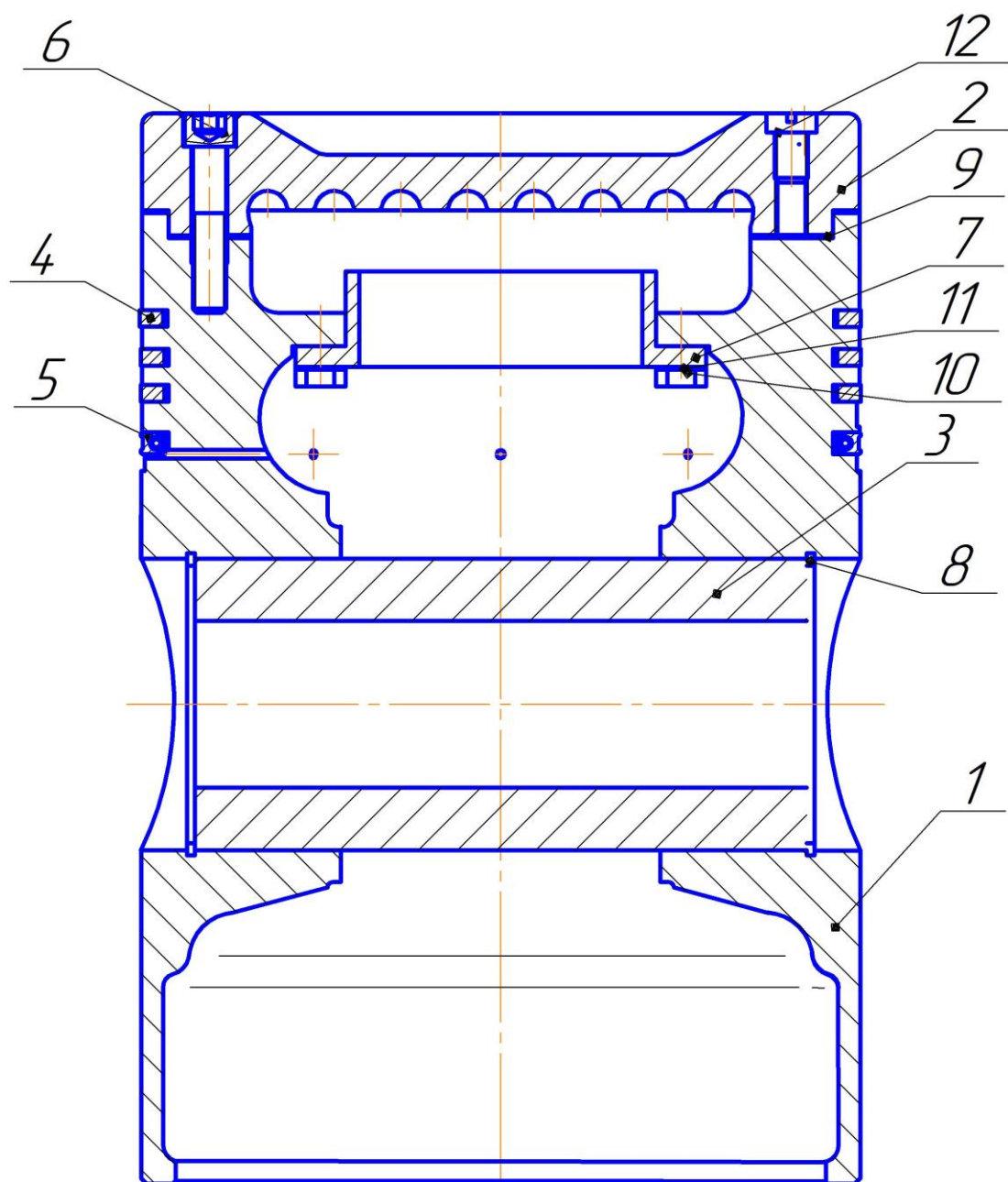


Рисунок 3.6 Поршень покращеної конструкції

1 – тронк; 2 – головка; 3 – палець; 4 – кільце компресійне; 5 – кільце маслозємне; 6, 10 – болт; 7 – стакан; 8 – кільце стопорне; 9 – прокладка; 11 – шайба стопорна

температур робочого циклу і деталей камери згоряння часто супроводжується явищем детонаційного вазі. Для цього головка поршня має розвинуту внутрішню поверхню днища. Під час роботи двигуна масло подається із системи мащення через розпилювач верхньої головки на

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ

Аркуш

внутрішню поверхню головки, поглинаючи велику кількість тепла та охолоджуючи головку. Окрім цього, запропонована конструкція поршня дозволяє порівняно просто змінювати ступінь стиску як при складанні двигуна на заводі – виробнику, так і в умовах експлуатації. Необхідність в регулюванні ступеню стиску може бути визвана, наприклад, зміною якості паливного газу. Так, на сьогодні є актуальним застосування альтернативних видів паливних газів: біогазу, генераторного газу та інших газів, які по своїм властивостям гірші за природний газ.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи з охорони праці

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

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

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

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

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

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

а) Газ та пари мастила.

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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

б) Пожежна безпека.

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

г) Освітлення.

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

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

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

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

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

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

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

б) окисли вуглецю;

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

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

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

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт;

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

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

в) захист від джерел теплових випромінювань.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників;

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

4.3 Способи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

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

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

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

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

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

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

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

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

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевією сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

Собівартість модернізованого двигуна визначається шляхом коригування витрат на виробництво двигуна-аналога за формулою, грн.:

$$C_H = C_A \pm \Delta C$$

де C_A – собівартість двигуна-аналога, грн.;

ΔC – збільшення (зменшення) собівартості двигуна-аналога внаслідок конструктивних змін, проведених у ньому в процесі модернізації двигуна, грн.

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B,$$

де C_3 та C_B – собівартість відповідно залучених і вилучених деталей та складальних одиниць, грн.

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості деталей і складальних одиниць, що вводяться (виводяться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, шт.	Сума, тис. грн.
Виведені: 1 – поршень	25,2	6	161,2
Введені: 1 – поршень	27,0	6	162,0

$$C_H = 9500 - 161,2 + 162,0 = 9600,8 \text{ тис. грн.}$$

При рентабельності виробництва на заводі $P = 10\%$, прибуток на один двигун складе, грн.:

$$P_P = C_H \frac{P, \%}{100}$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$P_P = 9600,8 \times \frac{10}{100} = 960,1 \text{ тис. грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$C_B = C_H + P_P$$

$$C_B = 9600,8 + 960,1 = 10560,9 \text{ тис.грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = C_B \times \frac{\%ПДВ}{100}$$

де %ПДВ – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$ПДВ = 10560,9 \times \frac{20}{100} = 2112,2 \text{ тис.грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$C_{ПР} = C_B + ПДВ$$

$$C_{ПР} = 10560,9 + 2112,2 = 12673,1 \text{ тис.грн.}$$

У таблиці 5.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога.

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис.грн.
Сировина й матеріали	15,4	1479
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	4272
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	422
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-19
Транспортно-заготівельні роботи	2	192
Основна зарплата працівників	5	480
Додаткова зарплата	1,3	125
Єдиний соціальний внесок	2,8	269
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	585
Загальновиробничі витрати	14,4	1383
Адміністративні витрати	3,2	307
Втрати від браку	0,1	10
Інші виробничі витрати	1,0	96
Виробнича собівартість	100	9601
Прибуток	-	960,1
Ціна виробництва	-	10560,9
Податок на додану вартість	-	2112,2
Ціна продажу відпускна	-	12673,1

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна

Економічний ефект отримується за рахунок зменшення витрат на ремонт двигуна, що обладнаний запроєктованим поршнем і на газове паливо при його експлуатації.

Витрати на розробку нового поршня і його впровадження у виробництво склали 1500000 грн із яких 1000000 грн витрачено на розробку технічної документації, 600000 грн на випробування двигуна з новим поршнем, 800000 грн на підготовку виробництва.

Ціна газового двигуна 6ГЧН26/34 із запроєктованим поршнем поліпшеної конструкції в порівнянні із серійним дизельним двигуном 6ЧН26/34 збільшилась на 500000 грн.

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Техніко – економічні показники базового 6ЧН26/34 і запроєктованого двигуна 6ГЧН26/34

Найменування показників	Позначення	Величина	
		базовий	запроєктований
1	2	3	4
1. Ефективна потужність двигуна, кВт	Р _е	840	650
2. Питома витрата дизельного палива, кг/кВтгод	g _е	0,21	-
3. Питома витрата газового палива, м ³ /(кВтгод)	b _е	-	0,272
4. Питома витрата масла, кг/(кВтгод)	g _м	0,001	0,0010
5. Частота обертання колінчатого валу, об/хв.	n	750	750
6. Ціна двигуна, грн.	Ц	12173100	12673100
7. Оптова ціна дизельного палива, грн/кг	Ц _д	31	
7. Оптова ціна газового палива, грн/м ³	Ц _п	-	28

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Оптова ціна масла М10Г ₂ ЦС, грн/кг	Ц _м	85	85
9. Тривалість роботи двигуна в рік, год	t	6000	6000
10. Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	В _{пер}	0,05	0,05
11. Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна	В _{кр}	0,30	0,30
12. Коефіцієнт використання потужності двигуна	К _п	0,9	0,9
13. Ресурс двигуна до першої переборки, год	t _{пер}	8000	10000
14. Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	t _{кр}	60000	70000
15. Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	Е _м	0,15	0,15
16. Затрати на розробку і впровадження нового поршня, грн.	Ц _{зат}	-	1500000

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі

$$E = \left[C_{пб} \times a_1 \times a_2 - C_{пн} + \frac{I_{\delta} \times a_1 - I_n + E_n \times (K_{сб} \times a_1 - K_{сн})}{1 + E_H} \right], \text{грн/рік} \quad [7]$$

(5.1)

Розрахунок складових витрат

1. Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$$B = K_{п} P_{\epsilon} t, \text{кВтгод/рік} \quad (5.2)$$

$$B_{\delta} = 0,98406000 = 4,536 \cdot 10^6 \text{ кВт/рік}$$

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B_H = 0,98506000 = 4,59 \cdot 10^6 \text{ кВт/рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_H/B_6 = 4,59 \cdot 10^6 / 4,536 \cdot 10^6 = 1,012 \quad (5.3)$$

2. Термін служби двигуна до капітального ремонту

$$T = T_{кр}/t, \text{ років} \quad (5.4)$$

$$T_6 = 60000/6000 = 10 \text{ років}$$

$$T_H = 70000/6000 = 11,5 \text{ років}$$

$P_H = 1/T_H = 1/11,5 = 0,087$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна. (5.5)

$$P_6 = 1/T_6 = 1/10 = 0,10$$

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_2 = \frac{P_6 + E_H}{P_H + E_H} = \frac{0,1 + 0,15}{0,087 + 0,15} = 1,054$$

де $E_H = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

3. Поточні затрати на дизельне та газове паливо

$$З_{п} = K_{пгс} P_e t Ц_{п}, \text{ грн/рік} \quad (5.7)$$

$$З_{пб} = 0,9 \cdot 0,21840600031 = 34292160 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{пн} = 0,90,272850600028 = 34957440 \text{ грн/рік.}$$

4. Поточні затрати на мастило

$$З_{м} = g_{м} Ц_{м} B, \text{ грн/рік} \quad (5.8)$$

$$З_{мб} = 0,001854,536 \cdot 10^6 = 2579900 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{мн} = 0,001854,59 \cdot 10^6 = 210600 \text{ грн/рік.}$$

5. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{пр} = b_{пер} t Ц / t_{пер}, \text{ грн/рік} \quad (5.9)$$

$$З_{прб} = 0,03600012173100/8000 = 117000 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{прн} = 0,03600012673100/10000 = 102600 \text{ грн/рік.}$$

6. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{кр} = b_{кр} t Ц / t_{кр}, \text{ грн/рік.} \quad (5.10)$$

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$З_{крб} = 0,30600012173100/60000 = 365193 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{крн} = 0,30600012673100/70000 = 325880 \text{ грн/рік.}$$

7. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{оп} = C_{г} t_{q_{зп}} = 8560000,43 = 219300 \text{ грн/рік, де} \quad (5.11)$$

$C_{г} = 85 \text{ грн/год}$ – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{зп} = 0,43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходить на обслуговування двигуна.

8. Експлуатаційні витрати споживача за рік

$$И = З_{п} + З_{м} + З_{пр} + З_{кр} + З_{оп}, \text{ грн/рік.} \quad (5.12)$$

$$И_{б} = 34292160 + 385560 + 273895 + 365193 + 219300 = 35316808 \text{ грн/рік.}$$

$$И_{н} = 34957440 + 390150 + 228116 + 325880 + 219300 = 35901586 \text{ грн/рік.}$$

9. Річний економічний ефект від створення і експлуатації газового двигуна 6ГЧН26/34 із поршнем покращеної конструкції

$$E = 12173100 \times 1,012 \times 1,054 - 12673100 + \frac{35316808 \times 1,012 - 35901586 + 0,15 \times (0,3 \times 12173100 \times 1,054 - 0,3 \times 12673100)}{1 + 0,15} = 503100 \text{ грн/рік}$$

10. Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво поршня нової конструкції.

$T_{ок} = Ц_{зат} / E = 1500000 / 503100 = 2,98$ року, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{ок} = 3 \dots 8$ років.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО КВАЛІФІКАЦІЙНІЙ РОБОТІ

Розроблена згідно із завданням магістерська робота на тему "Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 850 кВт за рахунок застосування покращеної системи охолодження поршня. Двигун-прототип 6ЧН26/34" містить в собі конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН26/34 і детальну розробку конструкції поршня з покращеним охолодженням його головки. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 6 листів формату А1.

Газовий двигун 6ЧН26/34 потужністю 850 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, де постійно споживаються електрична та теплова енергія і перебоїв з їх постачанням не допускаються. План розміщення в машинній залі устаткування, яке необхідне для забезпечення роботи газового двигуна-генератора, показаний в Додатку А графічної частини роботи, а в пояснювальній записці виконаний детальний опис обладнання з наведенням їх параметрів. Загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН26/34 показана на кресленнях Додатку Б і Додатку В графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=850$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 потужністю 840 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n=750\text{хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $p_k = 0,23$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,67$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в додатку Е графічної частини роботи.

Основну увагу в магістерській роботі приділено розробці конструкції поршня, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець, що стало можливим завдяки покращеного охолодження головки поршня. В пояснювальній записці приведений детальний опис та виконане обґрунтування запропонованої конструкції поршня. Складальне креслення поршня показано в Додатку Г, а в Додатку розроблене робоче креслення конструкції головки поршня.

Велику увагу в магістерській роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

Економічний ефект від застосування газового двигуна 6ГЧН26/34 із поршнем покращеної конструкції отриманий за рахунок зменшення витрат на газове паливо і підвищення його ресурсних показників.

Прийняті технічні рішення по вдосконаленню конструкції поршня запроектованого двигуна дають розрахунковий річний економічний ефект в сумі 503100 грн/рік, а термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво поршня нової конструкції складає 3 роки.

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

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

					ПФ НУК 131.61.21.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		