

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувачка кафедри
_____Нестеренко В.В.
«___» грудня 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: : Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного газового двигуна потужністю 600 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршня.
Двигун - прототип: 6ГЧН25/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Рижов І.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

Доцент, к.т.н. кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Доценко С.М.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

Вступ.....	4
<i>1. Загальний розділ</i>	
1.1 Опис об'єкту застосування проектного двигуна.....	6
1.2 Опис конструкції газового двигуна 6ГЧН 25/34.....	8
<i>2. Конструкторський розділ</i>	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна та обґрунтування вибору основних параметрів циклу	16
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	21
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	32
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.....	37
2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....	39
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	46
<i>3. Науковий розділ</i>	
3.1 Опис та аналіз конструкції поршнів	52
3.2 Вибір конструкції проектного поршня	54
3.3 Розробка конструкції компресійного поршневого кільця.....	61
3.4 Опис конструкції запроектованого поршня	64
3.5 Розрахунок на міцність поршня.....	65
<i>4. Охорона праці та навколишнього середовища</i>	
4.1 Заходи з охорони праці.....	71
4.2 Захист навколишнього середовища.....	73
4.3 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	76
4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	79

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Рижов			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушіє	
Перевір.		Доценко								2	
Рецензент								гр.61-ТЕМмаг-19			
Н. Контр.		Доценко									
Затверд.		Нестеренко									

5. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень.....	80
5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна.....	81
5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування поршня покращеної конструкції.....	83
Висновок.....	88
Література.....	90

Графічна частина магістерської роботи

- ДОДАТОК А План розміщення ДвГА-570 в машинній залі, ГК, А1
- ДОДАТОК Б Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1
- ДОДАТОК В Шатунно-поршнева група, СК, А1
- ДОДАТОК Г Поршень, РК, А1
- ДОДАТОК Д Кільце компресійне, РК, А1
- ДОДАТОК Е Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі його розвитку є :

- підвищення економічності, надійності і моторесурсу;
- зменшення металоємності і вартості двигунів;
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива;
- зменшення шуму та вібрації двигунів.

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

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, найбільш прийнятним шляхом поліпшення їх техніко-економічних показників та покращення масо-габаритних показників є підвищення частоти обертання колінчастого валу. В порівнянні з дизельними двигунами газові двигуни мають набагато нижчий середній ефективний тиск та максимальний тиск згоряння. Причиною цього є поява детонаційного згоряння в циліндрах двигуна при високому тиску газоповітряної суміші, низькій якості газового палива, перегріві деталей камери згоряння, підвищеній витраті масла, яке попадає в камеру згоряння.

Проектований газовий двигун 6ГЧН25/34 призначений для приводу електричного генератора змінного струму двигуна-генератора і застосовується на стаціонарній електростанції. Для забезпечення надійної роботи газового двигун – генератора з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності та частоті обертання в конструкції поршневої групи передбачено ряд змін, які дозволять зменшити витрати потужності на тертя юбки поршня та поршневих кілець, а отже підвищити механічний коефіцієнт корисної дії двигуна, що позитивно вплине на витрати газового палива,

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшить ресурсні показники деталей циліндро - поршневої групи двигуна (поршневих кілець та втулки циліндру).

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис об'єкту застосування проектного двигуна.

Когенераційна установка на базі газового двигун-генератора ДвГА-570 із газовим двигуном 6ГЧН25/34 потужністю 600кВт при частоті обертання $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби споживача, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 2,0...2,2 разів, а також додаткове отримання тепла.

1.1.1 Склад, характеристика устаткування.

До складу когенераційної установки входить наступне теплотехнічне устаткування:

- газовий двигун-генератор ДвГА-570, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-570:

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	570
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	150
- витрата газу на повній потужності, $\text{нм}^3/\text{год}$	168,1
- питома витрата циркуляційного масла на угар, $\text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	1,0
- тиск газу на вході в редуктор, МПа не більше	0,3
- вид струму - змінний, 3-х фазний	
- напруга, В	400
- частота, Гц	50
- назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
- суха маса двигун -генератора, кг	17500

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- габаритні розміри, мм

- довжина 5450

- ширина 1900

- висота 2775

Двигун - генератор автоматизований по 1-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-10Н1, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС - 400 із системою збудження генератора, системою контролю й управління двигун-генератором, пристроєм точної синхронізації.

В шафі УВГС встановлені прилади контролю електричних параметрів:

- ваттметр, вольтметр, варметр, амперметр, частотомір, лічильник мотогодин, прилади контролю температур обмоток статора і підшипника;
- пристрій комплектний низьковольтний УКН-400 із генераторним автоматом, який здійснює прийом від генератора і розподіляє електроенергію через автоматичні вимикачі. В шафі УКН встановлений лічильник електроенергії, що виробляється двигун-генератором.

1.1.2 Основні технічні характеристики градирні ГМП-20

Гідравлічне навантаження максимальне, м³/год 20

Напір води перед соплом, м. вод. ст. 3...5

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Перепад температур води, °C	5...20
Вентилятор вісьовий ВО6-300	№8
Потужність електродвигуна, кВт	1,1
Габаритні розміри, мм	1900·1230·1700
Об'єм прийомного бака, м³	0,45
Маса градирні без води, кг	385

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Для обліку витрати газу двигун-генератором використовується лічильник GMS-G160.

1.2 Опис конструкції газового двигуна 6ГЧН25/34

Двигун - генератор ДвГ1А-570 складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

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

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та іскровим запалюванням.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

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

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

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

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

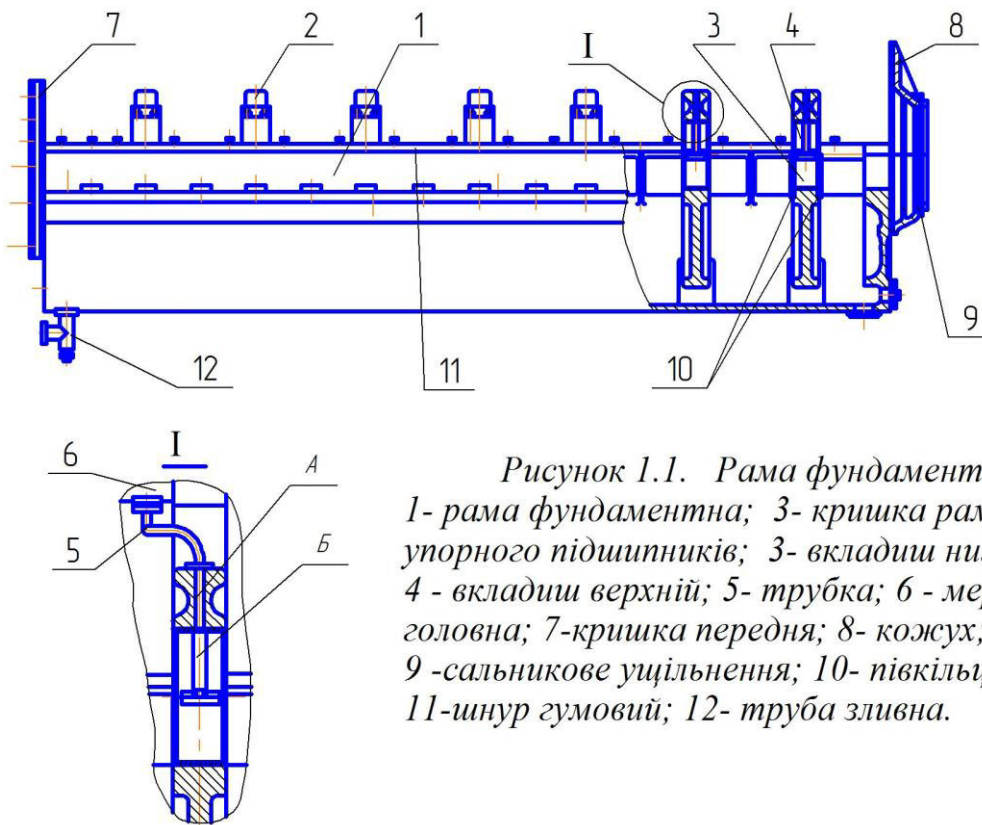


Рисунок 1.1. Рама фундаментна
 1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і
 упорного підшипників; 3- вкладиш нижній;
 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа
 головна; 7-кришка передня; 8- кожух;
 9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце;
 11-шнур гумовий; 12- труба зливна.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів.

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала.

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчастого вала з маслом відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкіля масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

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

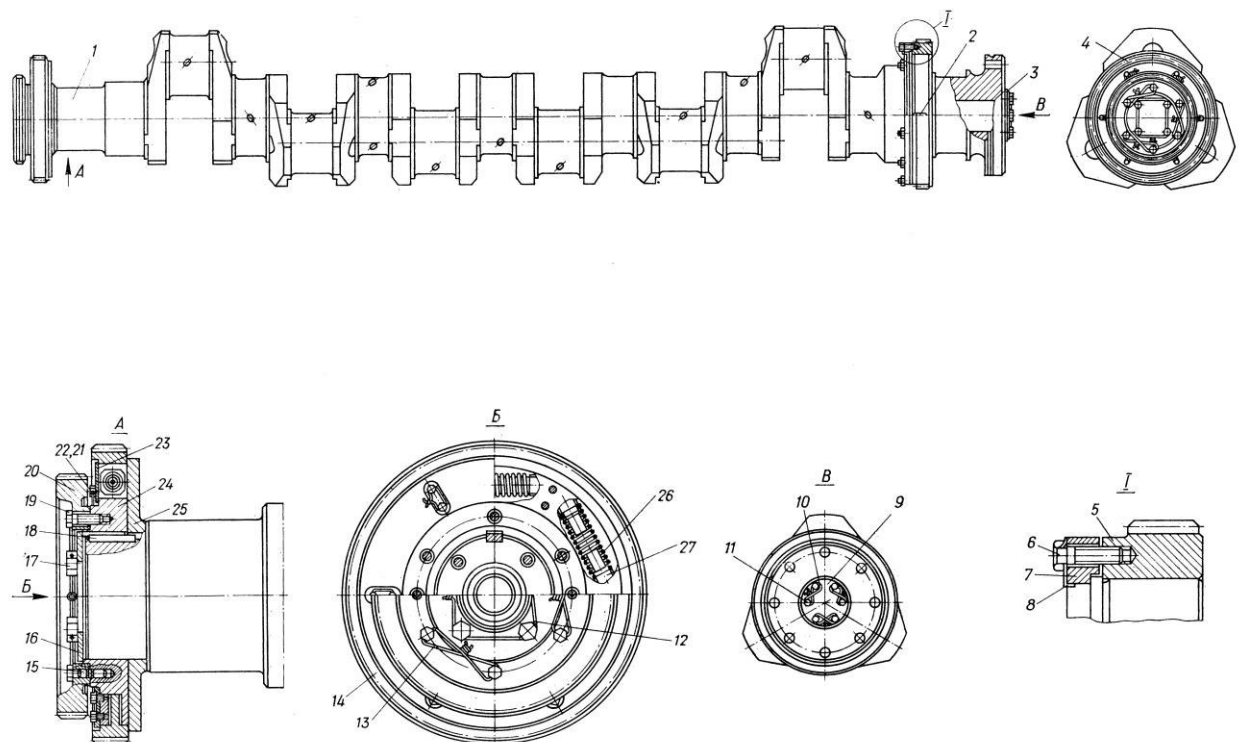


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня привода насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня привода насосів води 4. Шестерня 20 привода насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

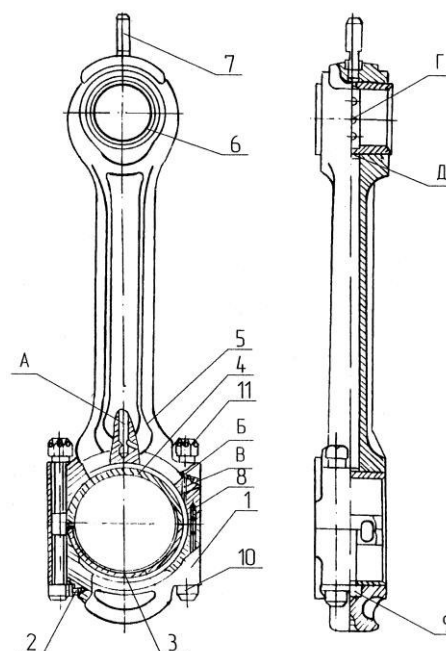
Із сторони заднього торця на фланці колінвалу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний бурт, який запобігає попаданню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

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осевий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

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

головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходження масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в



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

Рисунок 1.3

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою.

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

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

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

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

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

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

Поршень (рис. 1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень і шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

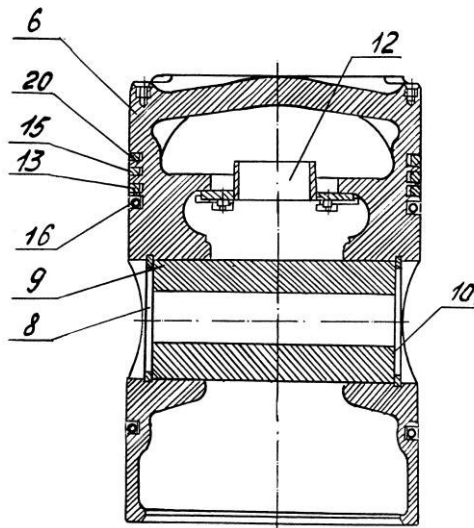


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна та обґрунтування вибору основних параметрів 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 131.61.20.17 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 газового двигуна 6ГЧН 25/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу, n	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск, p_{me}	КПа	1070
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	520
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000
Питома витрата газового палива, b_e	м ³ /кВт·год	0,30
Витрата газового палива за годину, V_g	м ³ /год	156,0
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВт·год)	1,0

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 згорання 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, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання

д) Коефіцієнт продувки камери згорання.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

э) 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

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$. [3] 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 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Вихідні дані для розрахунку згідно із умовами завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	600	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,75	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для розрахунку згідно із розділом 2.2.

Тиск наддуву	$p_b =$	190	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К

Показник політропи стиску для відцентрового
Показник політропи стиску для відцентрового
компресора

$$n_k = 1,6$$

Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	183	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	

Середнє значення показника політропи:

$$\text{стиску} \quad n_1 = 1,34$$

$$\text{розширення} \quad n_2 = 1,23$$

$$\text{Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"} \quad \xi_z = 0,8$$

$$\text{Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми} \quad \xi = 0,96$$

$$\text{Нижча теплота згорання газу} \quad Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$$

Природний газ

Склад: в % В об'ємних долях

$$\text{метан} \quad \text{CH}_4 = 95 \quad R_{\text{CH}_4} = 0,95$$

$$\text{етан} \quad \text{C}_2\text{H}_6 = 2 \quad R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$$

$$\text{пропан} \quad \text{C}_3\text{H}_8 = 2 \quad R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,02$$

$$\text{бутан} \quad \text{C}_4\text{H}_{10} = 1 \quad R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,01$$

$$\text{пентан} \quad \text{C}_5\text{H}_{12} = 0 \quad R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

$$L_0 = 10.17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 18.79 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } \text{CO}_2: M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n C_n H_m + \text{CO}_2), \text{ кмоль}$$

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

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

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

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

$$M_{\text{O}_2} = 1.6013 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 14.055 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad 18.837 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0.045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1.0024$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_B = 372,7 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 312,7 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 319,6 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 180,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,5 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4215,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_c = 775,1 \text{ K}$$

$$t_c = 502,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згорання.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0023$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0579$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1110$$

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

$$R_{O_2} = 0,0850$$

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

$$R_{N_2} = 0,7462$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,29$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$b = 598,73$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,09$$

$$b = 495,96$$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,09$$

$$b = 247,98$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,729$$

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

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

$$a = 29,134$$

$$b = 266,364$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 266,974$$

$$B = 29,201$$

$$C = 50007,38 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1505,4 \text{ C} \quad T_z = 1778,4 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9694,1 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,30$$

$$\Delta \lambda = 6,95 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_B = 537,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1035,5 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 827,8 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 723,0 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r^3|}{T_r^3} \times 100 \% = 3,60 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1089,51 \text{ кПа}$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

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.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, кПа$$

$$P_{me} = 957,70 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,384$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,280 \text{ м}^3 / (квт \cdot год)$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Годинна витрата газу.

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

$$B = 168,1 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,24 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,71 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,2 \text{ мм}$$

11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ Л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 599,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 599,5 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,15 \%$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток для вибору вихідних даних.

1. Нижча теплота згорання газу

Q_H - при його відсутності в вихідних даних може бути розрахована за формулою:

$$Q_H = 3050 CO + 2570 H_2 + 8520 CH_4 + 13370 C_2H_2 + 14200 C_2H_4 + 15110 C_2H_6 + 21700 C_3H_8 + 28600 C_4H_{10} + 34920 C_5H_{12} \text{ ккал/нм}^3$$

2. Ступінь стиску

при роботі на генераторному газі $\varepsilon=6 - 10$

при роботі на природному газі $\varepsilon=5 - 8$

менші значення приймають для двигунів з малою частотою обертання (<1000 об/хв) і з великим діаметром циліндру (>180 мм)

3. Коефіцієнт надлишку повітря

при роботі на генераторному газі $\alpha=1,1 - 1,15$

при роботі на природному газі $\alpha=1,15 - 1,2$

Більші значення приймають для двигунів з більшою ступінню стиску і більшим температурним режимом, а також для двигунів, які застосовуються для тривалої роботи при номінальному навантаженні.

4. Температура і тиск навколишнього середовища

$$P_a = 100 \text{ кПа}$$

$$T_a = 293 \text{ К}$$

5. Підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = (20 - 40)$$

Підігрів зменшується з зниженням температурного режиму збільшені частоти обертання і температурі свіжого заряду.

6. Тиск залишкових газів

$$P_r =$$

Більші значення P_r -відноситься до більш швидкохідним двигунам.

7. Температура залишкових газів.

$$T_r = 750 - 850 \text{ К}$$

Менші значення приймають при низькокалорійних газах і при більших коефіцієнтах надлишку повітря.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Середнє значення показника політропи стиску.

$$n_1 = 1,32 - 1,35$$

Більші значення приймають при високій частоті обертання, високому коефіцієнту надлишку повітря, низькокалорійних газах, і високих температурних режимах.

9. Середнє значення показника політропи розширення.

$$n_1 = 1,23 - 1,30$$

Більші значення приймають при більших коефіцієнтах використання теплоти, меншому коефіцієнту надлишку повітря, висококалорійних газах, і високих температурних режимах.

10. Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"

$$\xi_z = 0,8 - 0,85$$

Менші значення приймають при низькокалорійних газах і при більших коефіцієнтах надлишку повітря і малих ступінях стиску, і великих частотах обертаннях.

11. Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0,94 - 0,97$$

Менші значення відносяться до більш швидкохідним двигунам і більшим значенням максимального тиску циклу.

					<i>ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,090
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,22
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 за формулою:

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо за формулою:

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

Результати розрахунків за формулами (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

					ПФ НУК 131.61.20.17 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	4,22	84,4	9,69	193,8
1,25	3,12	62,4	7,32	146,3
1,5	2,44	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	0,31	6,1	0,83	16,7
9	0,22	4,3	0,61	12,2
10,5	0,18	3,5	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 131.61.20.17 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 $p_r = 0,183$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,22$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 9,69$ 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'' $p_r/m_p = 0,183/0,05 = 3,66$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,22 = 5,06$ МПа;

$p_c'/m_p = 5,06/0,05 = 112$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 9,69 = 8,24$ МПа

$p_{zd}/m_p = 8,24/0,05 = 164,8$ мм.

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 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 131.61.20.17 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 6ГЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри газового двигуна – прототипу та проектного

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧН25/34. прототип	6ГЧН25/34. проектований
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	520	600
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	750
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,75	1,75
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,170	0,190
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	33500	33500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1750	1778
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	8,0	8,5
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,15	1,09
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,43	0,44
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВт·год)	0,26	0,25
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,88
Ефективний ККД циклу, η_i	0,37	0,384
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,99	0,96
Питома витрата газового палива, b_e , кВт/год	0,30	0,28

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газових двигунів 6ГЧН25/34 прототипа та проектного, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроектованого двигуна 6ГЧН25/34 до 600 кВт стало можливим завдяки підвищенню частоти обертання колінчастого валу з 600 хв^{-1} до 750 хв^{-1} , а також застосуванню турбокомпресора з тиском наддуву $p_k = 0,19 \text{ МПа}$. Зменшення питомої витрати газового палива досягнуто за рахунок зменшення механічних витрат в двигуні завдяки застосуванню поршня з меншим числом компресійних кілець.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

де p_{Γ} – 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

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

- Сумарна сила

$$F_d = F_{\Gamma} + F_i, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

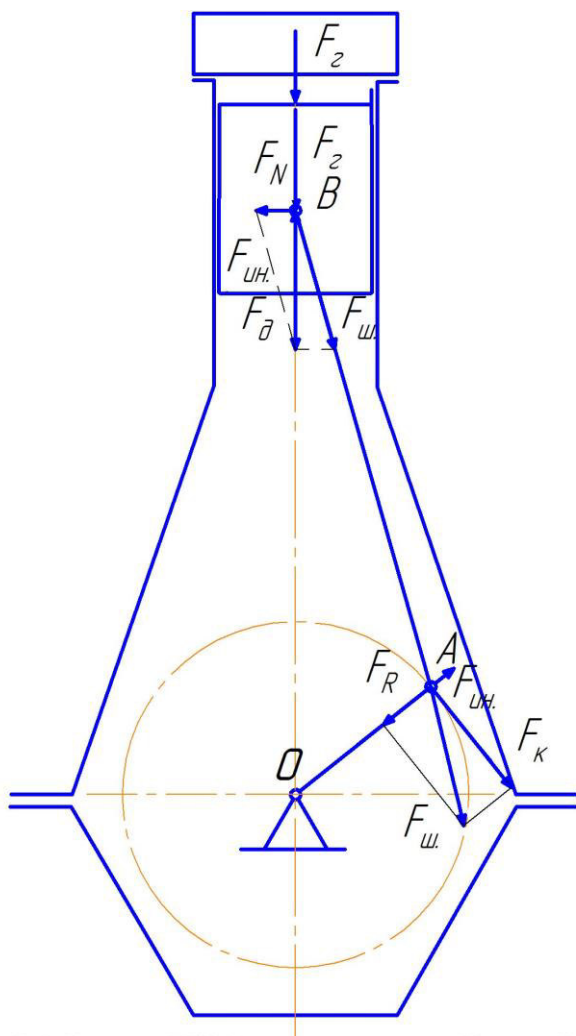


Рис.2.1 Схеми КШМ та сили, що діють в ньому

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

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

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

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

- | | |
|---|-------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,25 \text{ м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для P_{max} | $h_{\text{max}} = 213,8 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 9,69 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L$ | $\lambda = 0,17/0,69 = 0,246$ |

					ПФ НУК 131.61.20.17 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 $\omega = \pi \cdot n / 30 =$
 $= 3,14 \cdot 750 / 30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_z = P_y \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_K = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Вихідні дані:

$d =$	0,25 м	діаметр поршня
$n =$	750 хв ⁻¹	частота обертання КВ
$h_{\max} =$	194 мм	ордината прийнята для $P_{\max}$
$p_{\max} =$	9694 кПа	максимальний тиск циклу
$\lambda_l =$	0,246	кривошипно-шатунне відношення.
$m_p =$	50,0 кПа/мм	маштаб індикаторної діаграми.
$m_s =$	79,5 кг	маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
$r =$	0,170 м	радіус кривошипа.
$\Delta \varphi_2^0 =$	10,0 °	кут максимального тиску
$\omega =$	78,50 с ⁻¹	кутова швидкість.
$m_F =$	2,452 кН/мм	маштаб сил.
$A =$	0,049 м ²	площа поршня

					<i>ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

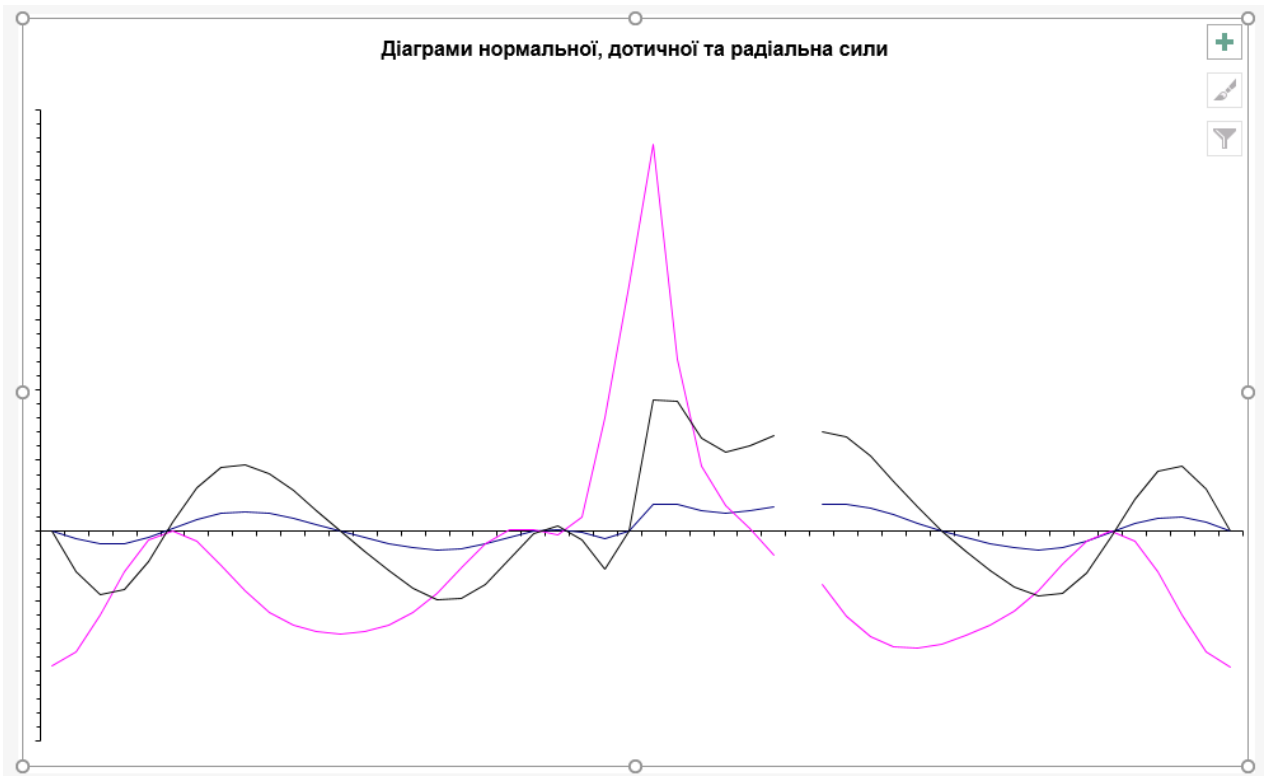
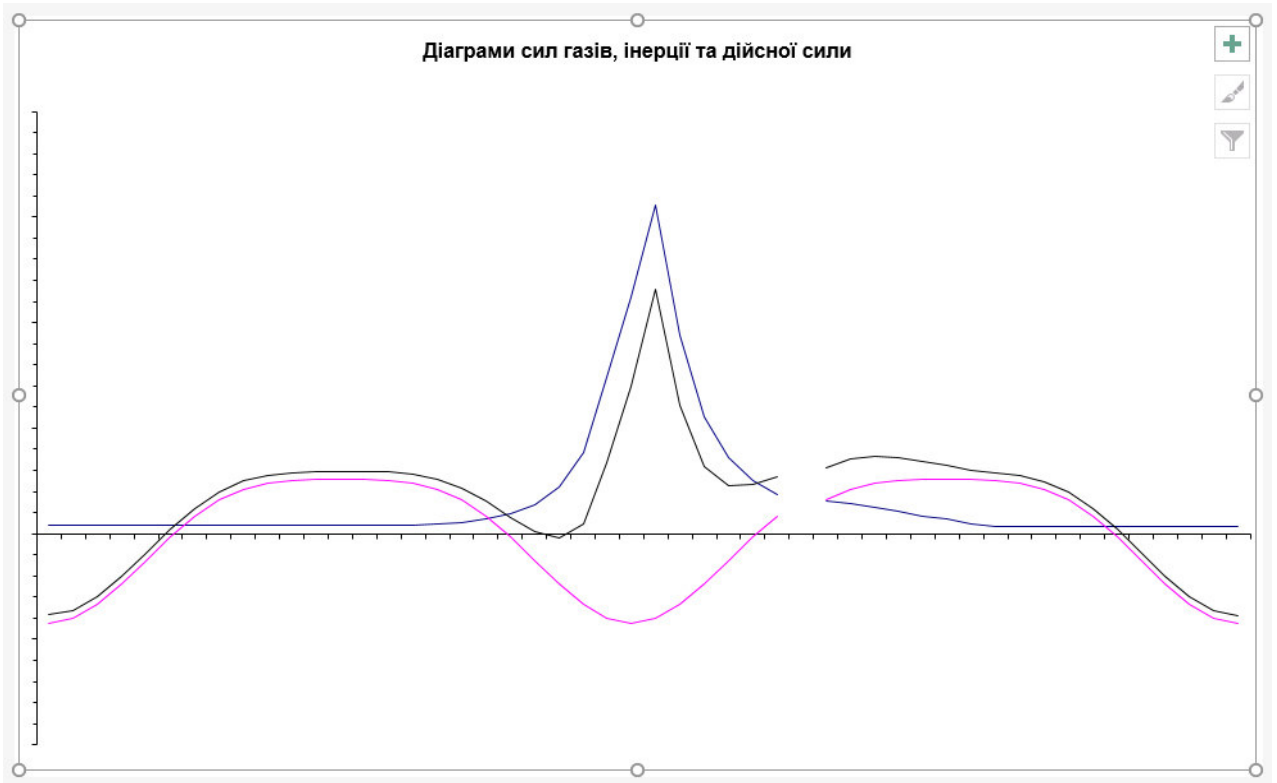
Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку газового двигуна 6ГЧН25/34

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

Продовження таблиці 2.6

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

					<i>ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ</i>				Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					



Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ

Аркуш

2.6 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	599,1 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:	$B_r =$	168,1 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{и} =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_l =$	18,792 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,837 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	827,8 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,5 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''v =$	24,73 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'v =$	20,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1089,51 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1564,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 599,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,3 \%$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$Q'_e = 600 \text{ кВт}$

Вираховуємо похибку

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

$\Delta = -0,15 \%$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

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

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

$Q_w = 234,6 \text{ кВт}$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

$C_m = S \cdot n / 30$ 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.

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

$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$

$P_n = 70,7 \text{ кВт}$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 305,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

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

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

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

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

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

$$V_B = 0,0109 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$$

$$P_{\text{в.н.}} = 1,65 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = 1,65 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 306,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{T.П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 19,62 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср2}}} \cdot T_{\text{ср2}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$mC_p = 8,314 + mC_v \text{ ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 8,314 + mC_v \text{ ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

$$mC_p = 30,51 \text{ кДж/(кмоль* К)}$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m C'_p = 29,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 593,6 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 37,95 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0754$$

тоді

$$Q_{MD} = 118,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 45,6 \text{ кВт}$$

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 K - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0045 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де P₀ = (0,3 - 0,4) · 10⁶ Па - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 2,27 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 2,3 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_M = 47,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,06 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 16,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,06 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	599,1	38,3
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	306,9	19,6
теплота, яка виноситься випускними газами	593,6	38,0
теплота, яка відводиться маслом	47,9	3,1
невраховані теплові втрати	16,5	1,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1564,0	100

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток 1

Формули для визначення середніх мольних теплоємностей
при постійному тиску, кДж/(кмоль.град.) [4с. 19]

$$t = 77^{\circ}\text{C}$$

$$tr = 675,64^{\circ}\text{C}$$

Для повітря:

При $t = 0 - 100^{\circ}\text{C}$
 $m C_p = 29,074 + 0,0008 t$ 29,14

При $t = 100 - 200^{\circ}\text{C}$
 $m C_p = 29,154 + 0,00146 t$ 29,27

Для продуктів згорання дизельного пального:

При $a = 1,6$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,637 + 0,00394 tr$ 34,3
 tr від 600 до 700 $m C_p = 32,031 + 0,00393 tr$ 34,69
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,424 + 0,00379 tr$ 34,98

При $a = 1,7$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,555 + 0,00389 tr$ 34,18
 tr від 600 до 700 $m C_p = 31,944 + 0,00389 tr$ 34,57
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,333 + 0,00375 tr$ 34,87

При $a = 1,8$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,472 + 0,00384 tr$ 34,07
 tr від 600 до 700 $m C_p = 31,856 + 0,00386 tr$ 34,46
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,242 + 0,00371 tr$ 34,75

При $a = 1,9$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,405 + 0,00381 tr$ 33,98
 tr від 600 до 700 $m C_p = 31,786 + 0,00383 tr$ 34,37
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,169 + 0,00367 tr$ 34,65

При $a = 2,0$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,338 + 0,00378 tr$ 33,89
 tr від 600 до 700 $m C_p = 31,716 + 0,00379 tr$ 34,28
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,095 + 0,00364 tr$ 34,55

При $a = 2,1$
 $tr < 600^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 31,2835 + 0,003745 tr$ 33,81
 tr від 600 до 700 $m C_p = 31,658 + 0,007195 tr$ 36,52
 $tr > 700^{\circ}\text{C}$ $m C_p = 32,0345 + 0,003615 tr$ 34,48

					<i>ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так і, особливо, 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 через 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 надміцні чавуни: леговані присадками ванадію, титану, 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 131.61.20.17 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 получить заготовки поршня шляхом кування 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 131.61.20.17 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

3.2.1 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 чергу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в 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 багатоканерних 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.

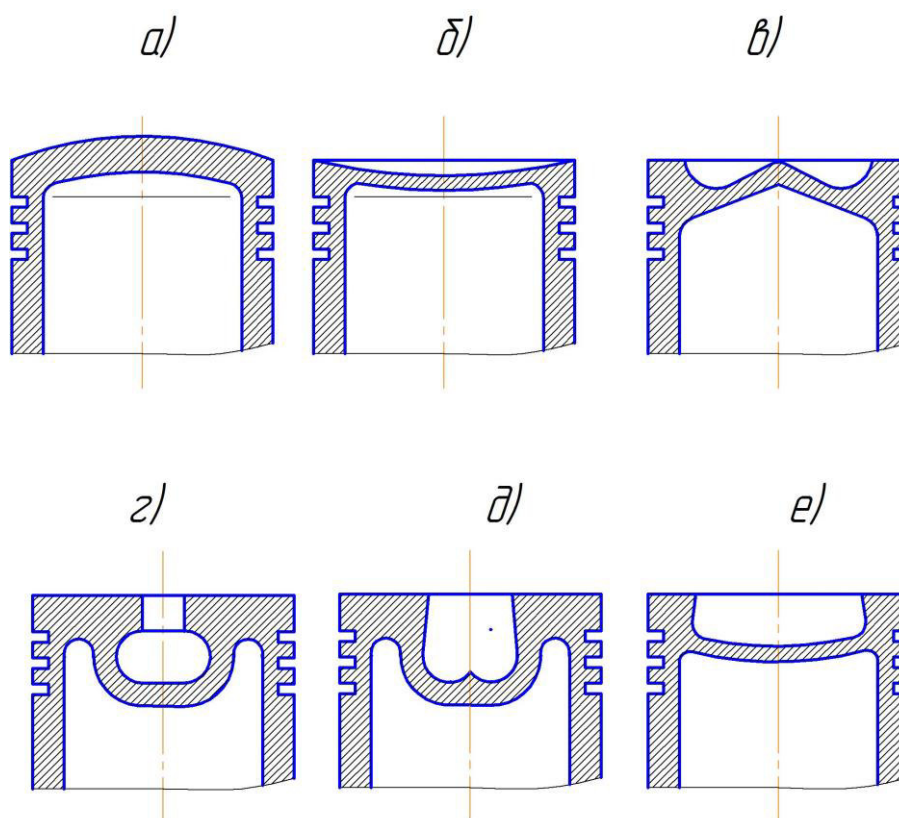


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

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 прямооточній 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 формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску. Для проєктованого поршня підібрана форма днища по рис.3.1,б.

3.2.2 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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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 перерізана канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.3.2, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів.

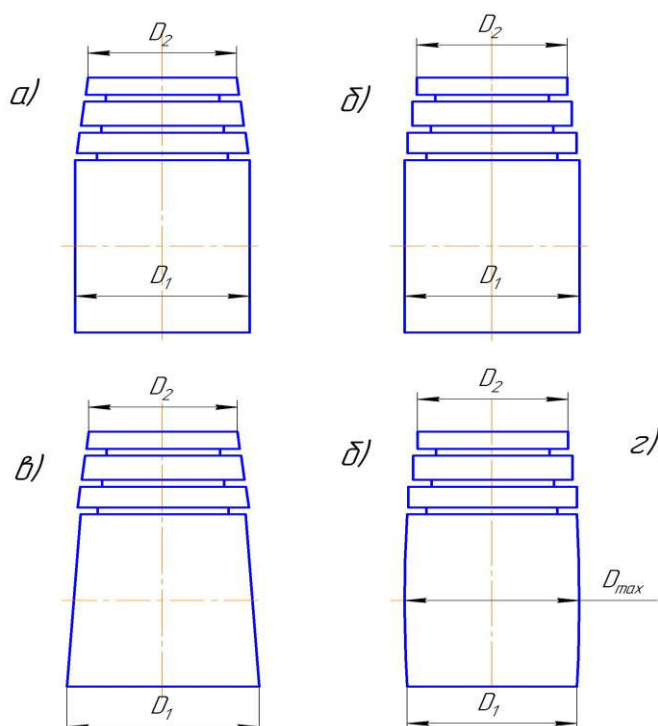


Рисунок 3.2 Форми тронка поршня

а – головка поршня, виконана по конусу; б – ступінчаста головка поршня; в – головка поршня і тронк виконані по конусу; г – бокова поверхня тронку з криволінійним профілем.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок 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.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталевих 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 бобишок

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.3.3,а). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис.3.3,б). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

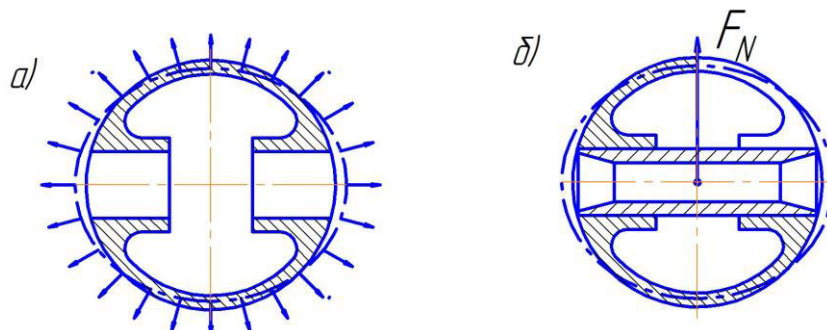


Рисунок 3.3 Деформація тронка поршня

а – від нагрівання; б – від сили тиску газів.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня надають попередньо при механічній обробці 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 маслоз'ємних 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.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 вставляють 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 осями 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.

В проектованому поршні, що має достатню жорсткість, юбка має циліндричну форму, а головка поршня виконана конусною, що забезпечить гарантований зазор поміж втулкою циліндру та поршнем при його нагріванні

3.3 Розробка конструкції компресійного поршневого кільця

В магістерській роботі розроблена конструкція нижнього компресійного поршневого кільця, яке максимально зменшує прорив газів у картер газового двигуна.

Втрата потужності двигуна, що характеризується механічним ККД, складається із великої кількості складових і самою значною по величині є складова на тертя поршневих кілець (від 30% до 50% $N_{\text{мех.}}$).

В умовах недостатнього змащування та високих температур коефіцієнт тертя для звичайних пар тертя: сірий чавун (кільце) – сірий чавун (втулка циліндру) або чавун з високою міцністю (кільце) - сірий чавун (втулка) складає 0,11...0,15. Особливо негативний вплив на умови роботи поршневих кілець представляють гази, що прориваються із камери згоряння, і які визивають окислення масляної плівки та зменшення її товщини. Особливо важкі умови роботи поршневих компресійних кілець в районі

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

верхньої мертвої точки (ВМТ). Завданням розробки конструкції компресійного кільця є вирішення питання поліпшення умов його змащування без значного збільшення витрати масла на угар.

3.3.1 Обґрунтування вибраного напрямку покращання конструкції кільця

Умови змащування та тертя поршневого кільця є дуже складними. Форми поверхні ковзання кільця допускають утворення гідродинамічної плівки, але не завжди і на обмеженій частині ходу поршня.

Змащування верхніх компресійних кілець зовсім недостатнє і затрудняється наявними тут високими температурами. Умови роботи верхніх поршневих кілець в значній мірі визначають втрати потужності на тертя в двигуні і величину зношування втулок циліндрів та поршневих кілець.

В районі ВМТ завжди настає руйнування змащувальної плівки та виникає напівсухе тертя.

Для покращання працездатності поршневих компресійних кілець в практиці двигунобудування застосовують такі конструктивні прийоми:

1. Застосування антифрикційних вставок на робочій поверхні кілець.
2. Нанесення на робочу поверхню плазмовим напилюванням або ж іншим способом шару з низьким коефіцієнтом тертя. В якості матеріалів в цьому випадку застосовують фосфористу бронзу, свинцеву бронзу, молібден, окис заліза та інші матеріали.
3. Нанесення на робочій поверхні кільця масло розподільних канавок або ж кільця з прорізами для акумулювання масла та розподілу його по стінці циліндру на всьому ході поршня.

При розробці конструкції газощільного поршневого кільця була поставлена задача по покращенню умов його змащування.

Кільця з канавками не забезпечують цих вимог по причині витікання масла із канавки при ході поршня вверх, а поршневі кільця з прорізами

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

переносять в зону ВМТ дуже велику кількість масла, що приводить до підвищеної витрати масла на згоряння.

Для забезпечення газощільності та покращення умов змащування розроблена конструкція подвійного поршневого компресійного кільця з акумулюючою порожниною по внутрішнім торцевим поверхням кільця.

Газощільність забезпечується за рахунок зміщення замків верхньої та нижньої половинок, а робота акумулятора масла пояснюється по приведеним схемам положення кілець в канавці поршня і діючих на кільце сил інерції, сил тертя та сил тиску газів (рис.3.4).

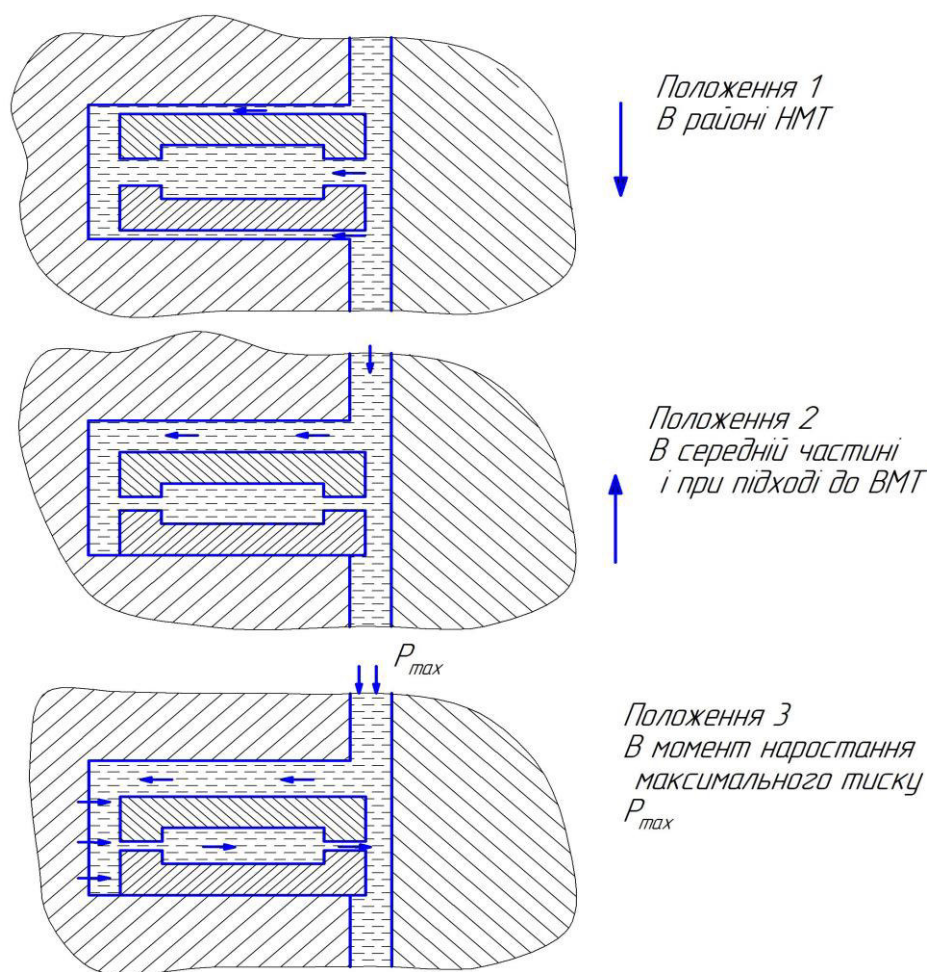


Рисунок 3.4 Схема роботи компресійного кільця з акумулюючою порожниною для масла.

Положення 1. При русі поршня вниз і при проходженні в районі нижньої мертвої точки (НМТ), де поверхня втулки в достатній мірі покрита маслом, масло попадає в акумулюючу порожнину поміж кільцями.

Положення 2. При русі поршня до ВМТ масло, що потрапило в порожнину поміж кільцями переноситься в район з недостатніми умовами змащування.

Положення 3. При русі поршня до ВМТ, коли в циліндрі проходить запалювання робочої суміші (газоповітряної) і швидко наростає тиск до величини $p_{\max}$, різко виростає тиск і в просторі за кільцем, а тому масло із акумулюючої порожнини витісняється на поверхню циліндру.

3.3.2 Опис конструкції газощільного кільця

Поршневе газощільне кільце з акумулюючою для масла порожниною складається із двох однакових кілець 5 (рис.3.5), які відрізняються від серійних поршневих кілець тим, що вони в півтора рази тонші та мають на своїх торцевих поверхнях кільцеві канавки. При складанні кільцеві канавки обох кілець об'єднуються і утворюють порожнину для масла об'ємом 2250мм³. Газощільні кільця виготовлені із чавуну високої міцності, що використовується для виготовлення поршневих кілець двигуна – прототипу.

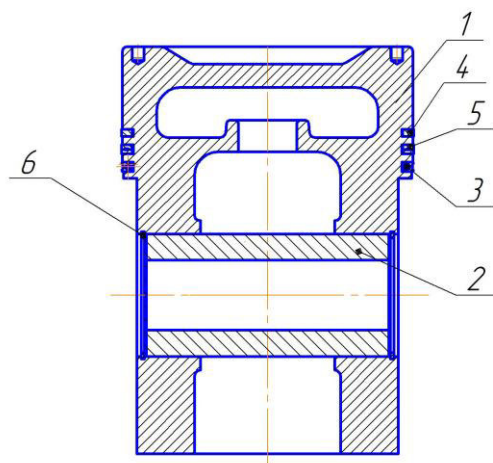


Рисунок 3.5 Поршень

1 – поршень; 2 – палець поршневий; 3 – кільце маслосъёмное;
4 – кільце компресійне; 5 – кільце компресійне; 6 – кільце
стопорне

3.4. Опис конструкції запроєктованого поршня

Для підвищення надійності роботи поршня запроєктованого двигуна запропонована його конструкція (рис.3.5), що передбачає збільшення

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткості юбки та зменшення її деформації за рахунок оптимізації передачі сили тиску газів, що діє на днище головки поршня від максимально тиску згоряння до бобишків поршня. Для цього у вертикальній площині, яка проходить через вісь бобишків поршня передбачено елементи жорсткості, які зв'язують бобишки з днищем поршня у його верхній частині і збільшують жорсткість нижньої частини юбки.

Для зменшення маси поршня 1 та покращення умов змащування його юбки на неробочих поверхнях юбки виконані кармани на всю її висоту. Така конструкція юбки поршня покращує та прискорює прироботку робочих поверхонь поршня та втулки циліндру, а також в деякій мірі зменшує негативний вплив перекосу осі поршневого пальця відносно осі поршня. Для забезпечення якісного змащування втулки циліндру та надійної роботи циліндро – поршневої групи при підвищеній частоті обертання та високій середній швидкості поршня на поршень встановлене лише одне маслоз'ємне кільце 3 у верхній його частині. Для зменшення витрат потужності двигуна на механічне тертя поршневих кілець на запроектованому поршні застосовано тільки два поршневих кільця 4 і 5, з яких нижнє виконано подвійним.

3.5 Розрахунок на міцність поршня

3.5.1 Мета розрахунку

Завданням розрахунку на міцність поршня двигуна 6ГЧН25/34 є перевірка його працездатності при максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 9,69 \text{ МПа}$ та частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

3.5.2 Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо, знаходячи напруження в його небезпечних перерізах. Головку поршня розраховуємо на стискання від максимального тиску газів. Небезпечними є перерізи над поршневим

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пальцем, що проходять через канавки маслоз'ємного та компресійного кілець. Напруга стиску в небезпечних перерізах

$$\sigma_{cn} = \frac{F_{\min}}{A_{\min}}, \text{ МПа, де}$$

$$F_{\Gamma} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_{\max}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 9,69 \cdot 10^6}{4} = 473450 \text{ Н -}$$

- максимальна сила тиску газів на днище поршня.

$D = 0,25 \text{ м}$ – діаметр поршня;

$$\begin{aligned} A_{\min 1} &= \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - 10 \cdot \frac{D_k - d_d}{2} \cdot d_v = \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} - 10 \cdot \frac{0,23 - 0,178}{2} \cdot 0,005 = 0,0168 \text{ м}^2 - \text{ площа перерізу} \end{aligned}$$

поршня по канавці маслоз'ємного кільця.

$$A_{\min 2} = \frac{\pi \cdot (D_k^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,23^2 - 0,20^2)}{4} = 0,0104 \text{ м}^2 -$$

- площа перерізу поршня по канавці компресійного кільця;

де $D_k = 0,23 \text{ м}$ - внутрішній діаметр маслоз'ємної канавки.

Напруга стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{cn2} = \frac{F_{\min}}{A_{\min 2}} = \frac{473450}{0,0104} = 45,5 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для чавунних поршнів

$$[\sigma_{cn}] \leq 60 \text{ МПа} \quad [7]$$

Знаходження питомого тиску поршня на втулку робочого циліндру .

Довжину юбки поршня перевіряємо по найбільшому питомому тиску її на стінку втулки циліндру

$$\kappa = \frac{F_{N \max}}{D \cdot L_p} = \frac{18,98 \cdot 10^3}{0,22 \cdot 0,235} = 0,38 \text{ МПа}$$

де $F_{N \max} = 18,98 \text{ кН}$ - найбільша нормальна сила тиску поршня на втулку циліндра, знайдена в динамічному розрахунку двигуна.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$L_p = 0,235\text{м}$ – робоча висота юбки поршня;

Для поршнів, виготовлених із чавуну

$$[k] = 1\text{МПа} \quad [7]$$

Питомий тиск в бобишках тронка поршня.

Поверхню опорних гнізд в бобишках тронка під поршневий палець перевіряємо на найбільший питомий тиск

$$p = \frac{F_\Gamma}{d \cdot l_p} = \frac{473450}{0,105 \cdot 0,08} = 65,4\text{МПа}$$

де $d = 0,105\text{м}$ – діаметр поршневого пальця;

$l_p = 0,08\text{м}$ – робоча довжина гнізд пальця в бобишках тронка поршня;

Для поршнів із чавуну допускається

$$[p] = 80\text{МПа} \quad [7]$$

Перевірка бобишків тронка поршня на розрив силами інерції.

Перевірка бобишків поршня на розрив проводиться по формулі

$$\tau_{zp} = \frac{F_u}{A_\delta} = \frac{52210}{0,00376} = 13,9\text{МПа}$$

де $F_u = 52210\text{ Н}$ – максимальна сила інерції, що діє на головку поршня

$$A_\delta = (D_\delta - d_n) \cdot l_p = (0,152 - 0,105) \cdot 0,08 = 0,00376\text{ м}^2 -$$

мінімальна площа розриву бобишків тронка поршня.

тут $D_\delta = 0,152\text{м}$ – зовнішній діаметр бобишки;

$d_n = 0,105\text{м}$ – внутрішній діаметр бобишки;

Допустима напруга зрізу для чавуну

$$[\tau_{zp}] = 35\text{МПа} \quad [6]$$

Розрахунок днища поршня .

Розрахунок днища поршня у зв'язку зі складністю конфігурації останнього, важливістю встановлення характеру навантаження і величини пружності защемлення контуру днища, носить умовний характер .

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленим тиском газів.

Найбільші нормальні напруги діють по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 9,69 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 105 \text{ МПа}$$

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,08^2 \cdot 9,69 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 31,5 \text{ МПа},$$

де $\xi = 1$ - коефіцієнт, що враховує пружність защемлення;

- $\delta = 0,021 \text{ м}$ – товщина днища;
- $r = 0,08 \text{ м}$ – радіус защемлення;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

Напруга в центрі днища менше, ніж по контуру

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_z = \frac{3}{8} \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,08^2}{0,021^2} \cdot 9,65 \cdot 10^6 = 68,3 \text{ МПа}$$

Термічні напруги в днищі охолоджуваного поршня виникають від перепаду температур по товщині днища.

Теплове навантаження днища визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю поверхні F_n в одиницю часу.

Питоме теплове навантаження днища можна знайти по кількості теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину.

$$q = \frac{a \cdot P_{\text{ец}} \cdot b_e \cdot Q_n}{F_n \cdot 3600} = \frac{0,06 \cdot 100 \cdot 0,28 \cdot 33500}{0,054 \cdot 3600} = 290 \text{ кВт / м}^2$$

де $a = 0,06$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня [7]

$$P_{\text{ец}} = P_e / i = 600 / 6 = 100 \text{ кВт} \quad - \text{циліндрова потужність двигуна};$$

$$q_e = b_e = 0,280 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}) \quad - \text{питома ефективна витрата палива};$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$$

- нижча теплота згоряння палива;

$$F_n = 0,054 \text{ м}^2$$

- площа поверхні днища поршня;

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом може бути знайдена із рівняння для передачі тепла через плоску стінку.

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{290 \cdot 10^3 \cdot 0,021}{52,3} = 116,5^\circ \text{C}$$

де $\lambda = 52,3 \text{ Ват/(м} \cdot \text{град)}$ - коефіцієнт теплопровідності для чавуну .

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруження від осьового перепаду температур Δt на периферії і в центрі днища знаходиться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 - 0,3)} \cdot 116,5 = 89,3 \text{ МПа} \quad [8]$$

де $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль пружності для чавуну;

$\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5} 1/\text{C}$ - коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;

Сумарні механічні і термічні напруги на периферії днища поршня

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_T = 105 + 89,3 = 194,3 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для днищ поршнів із чавуну підвищеної міцності

$$[\sigma] = 180 \dots 250 \text{ МПа}$$

Висновки

Із результатів приведенного розрахунку можна зробити висновок, що поршень газового двигуна 6ГЧН25/34 є працездатним при максимальному тиску $p_{\max} = 9,69 \text{ МПа}$ та частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

При цьому в розрізах поршня діють такі напруги:

- напруга стиску в перерізі по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{\text{ст}} 45,5 \text{ МПа при } [\sigma_{\text{ст}}] = 60 \text{ МПа.}$$

- сумарна напруга в днищі головки поршня

$$\sigma = 194,3 \text{ МПа при } [\sigma_{\text{ст}}] = 180 \dots 250 \text{ МПа}$$

- напруга зрізу в бобишках тронка поршня

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_{зр} = 13,9 \text{ МПа при } [\tau_{зр}] = 35 \text{ МПа}$$

- питомий тиск юбки поршня на стінку циліндру

$$\kappa = 0,38 \text{ МПа при } [\kappa] = 1,0 \text{ МПа}$$

- питомий тиск на поверхні опорних гнізд бобишків тронка поршня

$$\kappa_{\max} = 65,4 \text{ МПа при } [\kappa_{\max}] = 80 \text{ МПа}$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 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.

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

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

а) Газ та пари мастила.

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

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 131.61.20.17 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.

в) Освітлення.

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

д) Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

Кількість приточного повітря повинна 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.

4.2 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, надлишкова теплота, 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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

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

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

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

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

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

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. 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;

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

г) канцерогенні домішки;

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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 прагнути виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

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

г) Встановлення вентиляції та опалення.

д) Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.Заходи щодо зниження рівня шуму та вібрації

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

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

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

ж) Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

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

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

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

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

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

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

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 600 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 600^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 89,5 \text{ дБ}$$

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

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

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожушні 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.

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

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_H \cdot P_e^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right), \text{ дБ}$$

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

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 600^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 600}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{600}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 87,8 \text{ дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по ваговим групам, маховик, противаги й інші.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є 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, герметичних шлемів 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.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

Економічне обґрунтування запропонованої в кваліфікаційній роботі конструкції поршневої групи для двигуна 6ГЧН25/34 з частотою обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ має на меті встановлення доцільності її розробки і втілення у виробництво.

Критерієм ефективності зміни конструкції поршня, що входить в склад шатунно-поршневої групи запроєктованого двигуна є відношення суми затрат на його розробку, виготовлення і впровадження у виробництво до величини отриманого річного економічного ефекту від її реалізації.

В магістерській роботі розроблена конструкція поршня, яка відрізняється від серійного поршня тим, що у нього збільшена жорсткість юбки поршня та покращене змащування пари: втулка робочого циліндру - поршень. Крім того на поршні встановлене лише два компресійних кільця (нижнє компресійне кільце подвійне) та одне маслоз'ємне кільце у верхній частині юбки поршня. Завдяки цьому суттєво покращується робота поршневих кілець та втулки циліндру, зменшуються втрати потужності двигуна на механічне тертя, шум та вібрація при роботі двигуна з новими поршнями також зменшується. Для збільшення тиску та витрати масла на охолодження головки поршня змінена конструкція шатуна в частині схеми розташування в ньому каналів для підведення мастил до верхньої головки шатуна. Завдяки цьому запроєктований газовий двигун має кращі ресурсні показники, зменшену питому витрату палива і нижчі затрати на його обслуговування в експлуатації.

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1. Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

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

$$C_H = C_A \pm \Delta C \quad (5.1)$$

де $C_A = 5120\ 000$ – 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:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B \quad (3.2)$$

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 обладнання, що вводиться (виводиться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, грн.	Сума, тис. грн..
Введені: Поршнева група нової конструкції	25,0	6	150,0
Виведені: Поршнева група старої конструкції	20,0	6	120,0

$$C_H = 5120 + 150 - 120 = 5150 \text{ тис. грн}$$

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

$$\Pi_p = C_H \frac{P, \%}{100} \quad (3.3)$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$\Pi_p = 5150,0 \cdot \frac{10}{100} = 515,0 \text{ тис. грн.}$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Ц}_\text{в} = \text{C}_\text{н} + \text{П}_\text{р} \quad (3.4)$$

$$\text{Ц}_\text{в} = 5150, + 515,0 = 5665,0 \text{ тис. грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$\text{ПДВ} = \text{Ц}_\text{в} \frac{\% \text{ПДВ}}{100} \quad (3.5)$$

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

$$\text{ПДВ} = 5665 \frac{20}{100} = 1133 \text{ тис. грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$\text{Ц}_\text{пр} = \text{Ц}_\text{в} + \text{ПДВ} \quad (3.6)$$

$$\text{Ц}_\text{пр} = 5665,0 + 1133,0 = 6798,0 \text{ тис. грн.}$$

У таблиці 5.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога (ТДВ«Первомайськдизельмаш», м.Первомайськ Миколаївської обл., Україна).

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис. грн.
Сировина й матеріали	15,4	7931
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	2291,8
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	226,6
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-10,3
Транспортно-заготівельні роботи	2	103,0
Основна зарплата працівників	5	266,0
Додаткова зарплата	1,3	67,2
Єдиний соціальний внесок	2,8	144,2
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	314,1
Загальновиробничі витрати	14,4	741,6
Адміністративні витрати	3,2	164,8
Втрати від браку	0,1	5,15
Інші виробничі витрати	1,0	51,5
Виробнича собівартість	100	5150,0
Прибуток	10	515,0
Ціна виробництва	-	5665,0
Податок на додану вартість	20	1133,0
Ціна продажу відпускна	-	6798,0

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування поршня покращеної конструкції

Витрати на розробку нового поршня та втілення його у виробництво склали 800000 грн. із яких 100000грн затрачено на розробку технічної документації, 300000 грн. на випробування двигуна з новим поршнем та шатуном, 400000 грн. на підготовку виробництва.

Ціна газового двигуна із запроєктованою поршневою групою покращеної конструкції в порівнянні із серійним газовим двигуном – прототипом 6ГЧН25/34 збільшилась на 30000 грн.

Таблиця 5.1 Техніко – економічні показники базового 6ГЧН25/34 і запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34

Найменування показників	Позначення	Величина	
		Базовий 6ГЧН25/34	Запроєктований 6ГЧН25/34
1	2	3	4
Ефективна потужність двигуна, кВт	P_e	520	600
Питома витрата палива, $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	b_e	0,30	0,28
Питома витрата масла, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	g_m	0,001	0,0008
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	n	600	750
Ціна двигуна, грн.	Π	6768000	6798000
Оптова ціна газового палива, $\text{грн}/\text{м}^3$	$\Pi_{\text{п}}$	6,2	6,2
Оптова ціна масла М10Г ₂ ЦС, $\text{грн}/\text{кг}$	$\Pi_{\text{м}}$	45	45
Тривалість роботи двигуна в рік, год	t	6000	6000
Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	$B_{\text{пер}}$	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна	$B_{\text{кр}}$	0,30	0,30
Коефіцієнт використання потужності двигуна	$K_{\text{п}}$	0,9	0,9

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Ресурс двигуна до першої переборки, год	$t_{\text{пер}}$	8000	9000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	$t_{\text{кр}}$	60000	65000
Продовження таблиці 5.1			
1	2	3	4
Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E_H	0,15	0,15
Затрати на розробку і впровадження нової поршневої групи, грн.	$C_{\text{зат}}$	-	600000

Розрахунок річного економічного ефекту від застосування шатунно – поршневої групи поліпшеної конструкції в двигуні 6ГЧН25/34.

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

$$E = \left[C_{n\delta} \times a_1 \times a_2 - C_{nn} + \frac{I_{\delta} \times a_1 - I_H + E_H \times (K_{сб} \times a_1 - K_{сн})}{1 + E_H} \right], \text{грн/рік} \quad [11]$$

Розрахунок складових витрат

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

$$B = K_{\text{ш}} \cdot P_e \cdot t, \text{кВт} \cdot \text{год/рік}$$

$$B_{\delta} = 0,9 \cdot 520 \cdot 6000 = 2,808 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{рік}$$

$$B_H = 0,9 \cdot 600 \cdot 6000 = 3,240 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_H / B_{\delta} = 3,24 \cdot 10^6 / 2,808 \cdot 10^6 = 1,154$$

2. Термін служби двигуна до капітального ремонту

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T = T_{кр}/t, \text{ років}$$

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

$$T_H = 65000/6000 = 10,8 \text{ років}$$

$P_H = 1/T_H = 1/10,8 = 0,093$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

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

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

$$a_2 = \frac{P_6 + E_H}{P_H + E_H} = \frac{0,1 + 0,15}{0,093 + 0,15} = 1,03$$

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

3. Поточні затрати на газове паливо

$$З_{пг} = k_{пг} \cdot b_{гг} \cdot P_{гг} \cdot t \cdot Ц_{пг}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{пгб} = 0,9 \cdot 0,30 \cdot 520 \cdot 6000 \cdot 6,2 = 5222880 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{пгн} = 0,9 \cdot 0,28 \cdot 600 \cdot 6000 \cdot 6,2 = 5624640 \text{ грн/рік.}$$

4. Поточні затрати на мастило

$$З_{мг} = g_{мг} \cdot Ц_{мг} \cdot B, \text{ грн/рік}$$

$$З_{мгб} = 0,001 \cdot 45 \cdot 2,808 \cdot 10^6 = 126360 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{мгн} = 0,0008 \cdot 45 \cdot 3,240 \cdot 10^6 = 116640 \text{ грн/рік.}$$

5. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{пр} = b_{пер} \cdot t \cdot Ц / t_{пер}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{прб} = 0,03 \cdot 6000 \cdot 6768000/8000 = 152280 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{прн} = 0,03 \cdot 6000 \cdot 6798000/9000 = 135650 \text{ грн/рік.}$$

6. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{кр} = b_{кр} \cdot t \cdot Ц / t_{кр}, \text{ грн/рік.}$$

$$З_{крб} = 0,30 \cdot 6000 \cdot 6768000/60000 = 203040 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{крн} = 0,30 \cdot 6000 \cdot 6798000/65000 = 188252 \text{ грн/рік.}$$

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{оп} = C_{г} \cdot t \cdot q_{зп} = 65,5 \cdot 6000 \cdot 0,43 = 168990 \text{ грн/рік, де}$$

$C_{г} = 65,5 \text{ грн/год}$ – 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

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

$$И_{б} = 5222880 + 126360 + 152280 + 203040 + 168990 = 5873550 \text{ грн/рік.}$$

$$И_{н} = 5624640 + 116640 + 135650 + 188252 + 168990 = 6234172 \text{ грн/рік.}$$

9. Попутні капітальні вкладення споживача (без вартості двигуна) при використанні базового та нового двигуна по даним заводу-виробника дизеля складають 25-35% від ціни двигуна.

$$K_{сб} = 0,3 \cdot Ц_{пб} = 0,3 \cdot 6768000 = 2030400 \text{ грн.}$$

$$K_{сн} = 0,3 \cdot Ц_{пб} = 0,3 \cdot 6798000 = 2039400 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від створення і експлуатації газового двигуна 6ГЧН25/34 із поршневою групою покращеної конструкції

$$E = 6768000 \times 1,154 \times 1,03 - 6798000 + \frac{5873550 \times 1,154 - 6234172 + 0,15 \times (2030400 \times 1,132 - 2039400)}{1 + 0,15} = 411624 \text{ грн/рік}$$

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

$T_{ок} = Ц_{зат} / E = 800000 / 411624 = 1,94$ років, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{ок} = 3 \dots 8$ років.

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення річного економічного ефекту від впровадження
запроектованої ШПГ

Вихідні дані:

Вартість базового двигуна	$\Pi_6 =$	1200000	грн
Вартість нового двигуна	$\Pi_n =$	1250000	грн
Коефіцієнт	$a_1 =$	1,132	
Коефіцієнт	$a_2 =$	1,03	
Коефіцієнт	$E_n =$	0,15	
Експлуатаційні витрати на базовий двигун	$I_6 =$	3744885	грн
Експлуатаційні витрати на новий двигун	$I_6 =$	3942245	грн
Річний економічний ефект			
$E = \Pi_{\text{ПБ}} \cdot a_1 \cdot a_2 - \Pi_{\text{ПН}} + \frac{I_{\text{Б}} \cdot a_1 - I_{\text{Н}} + E_n \cdot 0,3 \cdot (\Pi_{\text{ПБ}} \cdot a_1 - \Pi_{\text{ПН}})}{1 + E_n}$		$E =$	411624 грн

					<i>ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО МАГІСТЕРСЬКІЙ РОБОТІ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота "Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного газового двигуна потужністю 600 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршня" містить в собі конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції поршневої групи. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 600 кВт застосовується у складі газового двигуна-генератора ДвГА-570 для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, або котельних, де постійно споживаються електрична та теплова енергія. 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 6ГЧН 25/34 показана на Додатку Б, графічної частини роботи.

В конструкторському розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам проектного двигуна ($P_e=600$ кВт) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 ($P_e = 535$ кВт при $n=600$ хв⁻¹) і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $p_k = 0,19$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,75$.

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

					ПФ НУК 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції поршневої групи, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня, що стало можливим при оптимізації конструкції та кількості поршневих кілець та зменшенні деформації юбки поршня.. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроєктованої поршневої групи та виконане обґрунтування запропонованої конструкції поршня та поршневих компресійних кілець. Складальне креслення шатунно-поршневої групи показано в додатку В, а в додатках Г, Д розроблена конструкція поршня з підвищеною жорсткістю тронка та компресійного кільця з підвищеною герметичністю та покращеною зносостійкістю.

Враховуючи те, що запроєктований, Велику увагу в магістерській роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу роботи газового двигуна 6ГЧН 25/34. який є джерелом шуму і вібрації, 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 6ГЧН 25/34 з поршневою групою поліпшеної конструкції отриманий за рахунок зменшення витрат на газове паливо і підвищення його ресурсних показників.

Прийняті технічні рішення по вдосконаленню конструкції поршневої групи запроєктованого двигуна дають розрахунковий річний економічний ефект в сумі 411624 грн/рік.

Розрахунковий термін окупності затрат на розробку і застосування двигуна із новим поршнем 1,94 років.

					ПФ НУК 131.61.20.17 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 131.61.20.17 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		