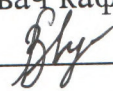


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«__» _____ 2024 р.

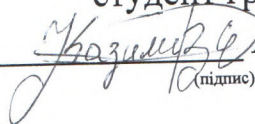
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка вдосконаленої конструкції колінчастого валу стаціонарного газового двигуна потужністю 525 кВт

Виконав:

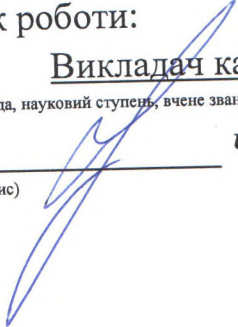
студент групи 61-ТЕМмаг-23

 **Казимірчук В. М.**
(підпис)

Керівник роботи:

Викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 **Чабанов І.І.**
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Казимірчук Валерію Миколайовичу

Тема: «Розробка вдосконаленої конструкції колінчастого валу стаціонарного газового двигуна потужністю 525 кВт»

Керівник роботи - Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 15.12.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34 потужністю 500 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4.

Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний перетин двигуна (СК). 2. Колінчастий вал (СК). 3. Колінчастий вал (РК). 4. Колінчастий вал (РК) 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ.

6. Консультанти роботи

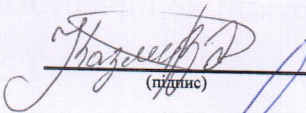
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

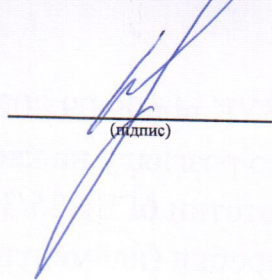
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прим.
1	Вступ.	18.09.2024	
2	Загальний розділ.	02.10.2024	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2024	
4	Науковий розділ.	15.11.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2024	

Студент


(підпис)

Казимірчук В.М.

Керівник
роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

АНОТАЦІЯ

Ця пояснювальна записка описує магістерську роботу на тему «Розробка вдосконаленої конструкції колінчастого валу стаціонарного газового двигуна потужністю 525 кВт». Робота складається з Вступу, чотирьох розділів, Висновку та Додатків 5 листів з кресленнями у форматі А1.

У роботі розглянуто конструкцію двигуна 6ГЧН25/34, виконано розрахунок робочого процесу, обґрунтовано нову конструкцію колінчастого валу та проведено його розрахунок на міцність. Також приділено увагу питанням охорони праці та захисту навколишнього середовища. У висновках підсумовано результати, оцінено досягнення мети.

Ключові слова: ГАЗОВИЙ ДВИГУН, ДВИГУН 6ГЧН25/34, КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ, ВДОСКОНАЛЕНА КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ, ОХОРОНА ПРАЦІ, ЗАХИСТ ДОВКІЛЛЯ.

ABSTRACT

This explanatory note describes a master's thesis on the topic "Development of an improved crankshaft design for a stationary gas engine with a capacity of 525 kW". The work consists of an Introduction, four chapters, a Conclusion, and Appendices with five sheets of A1-format drawings.

The study examines the design of the 6ГЧН25/34 engine, calculates the working process, justifies the new crankshaft design, and performs its strength calculation. Attention is also paid to occupational safety and environmental protection. The conclusion summarizes the results and assesses the achievement of the objectives.

KEYWORDS: GAS ENGINE, 6ГЧН25/34 ENGINE, CRANKSHAFT, IMPROVED DESIGN, STRENGTH CALCULATION, OCCUPATIONAL SAFETY, ENVIRONMENTAL PROTECTION.

3MICT

ВСТУП	6
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна	8
1.2. Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34	11
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	17
2.1. Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна	17
2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна	21
2.3. Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	33
2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна.....	37
2.5. Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.....	43
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ.....	47
3.1. Аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ.....	47
3.2. Пропозиції по вдосконаленню конструкції колінчастого валу	57
3.3. Розрахунок на міцність колінчастого валу	61
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	69
4.1. Охорона праці	69
4.2. Охорона навколишнього середовища	71
ВИСНОВКИ.....	76
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	77

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1 Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1	78
ДОДАТОК 2 Колінчастий вал, СК, А1	79
ДОДАТОК 3 Колінчастий вал, РК, А1	80
ДОДАТОК 4 Колінчастий вал, РК, А1	81
ДОДАТОК 5 Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ	82

					ПІНІ НУК 131.61.24.17 ПЗ						
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата							
Розробив		Казимірчук			Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів	
Перевірів		Чабанов						н	5	83	
								61-ТЕМмаг-23			
Н. контр		Чабанов									
Затвердив		Нестеренко									

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є фундаментальними компонентами енергетики та промисловості, забезпечуючи привід для широкого спектра енергетичних установок. Вони характеризуються високою термічною ефективністю, компактністю, гнучкістю до змінних умов експлуатації та здатністю працювати автономно протягом тривалих періодів. Ці переваги сприяли широкому застосуванню ДВЗ у світовій енергетичній інфраструктурі, де вони складають значну частину сумарної встановленої потужності енергоустановок.

Сучасний розвиток двигунобудування супроводжується підвищеними вимогами до паливної економічності, надійності та екологічних показників двигунів. Глобальні екологічні виклики, такі як зміна клімату та вичерпність викопних енергоресурсів, стимулюють виробників до пошуку нових рішень, спрямованих на підвищення ефективності двигунів та зменшення їхнього впливу на довкілля. Це передбачає використання альтернативних видів палива, зокрема природного газу та біометану, а також вдосконалення конструктивних елементів двигунів, що дозволяє підвищити їхній ресурс і знизити експлуатаційні витрати.

Зокрема, газові двигуни, які можуть працювати на альтернативних видах палива, мають значний потенціал розвитку. У порівнянні з дизельними двигунами, газові агрегати характеризуються нижчим рівнем викидів шкідливих речовин, таких як оксиди азоту (NO_x), вуглекислий газ (CO_2) та тверді частинки, що відповідає сучасним екологічним вимогам. Проте, для забезпечення надійної та ефективної роботи газових двигунів у різних умовах експлуатації, необхідно оптимізувати їхню конструкцію, зокрема колінчастий вал, з урахуванням особливостей палива та режимів навантаження.

У рамках даної кваліфікаційної роботи передбачається вдосконалення конструкції колінчастого валу стаціонарного газового двигуна потужністю 525 кВт, використовуючи двигун 6ГЧН25/34 потужністю 500 кВт як прототип. Основною інновацією є заміна матеріалу колінчастого валу зі сталі 34ХН1МА на сталь 45Г,

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

що повинно дозволити знизити витрати на виготовлення при збереженні необхідних експлуатаційних характеристик. Вибір сталі 45Г обумовлений її підвищеними механічними властивостями після термічної обробки, зокрема високою міцністю та втомною витривалістю, які є достатніми для витримування робочих навантажень, характерних для даного типу двигунів. Крім того, сталь 45Г має хорошу технологічну зручність обробки та широку доступність, що сприяє оптимізації витрат на виробництво.

Розробка конструкції колінчастого валу включає аналіз техніко-економічних показників, розрахунок навантажень, а також перевірку міцності та довговічності нової конструкції. Це має на меті забезпечити надійність роботи двигуна, оптимізувати масогабаритні характеристики та знизити експлуатаційні витрати. Запропоноване інженерне рішення спрямоване на досягнення балансу між економічною ефективністю та технологічною доцільністю.

Загальним завданням цієї роботи є розробка конструкції колінчастого валу для стаціонарного газового двигуна, що забезпечить надійну та тривалу експлуатацію при зниженні витрат на виготовлення. Це, з одного боку, підвищить техніко-економічні показники двигуна, а з іншого — сприятиме зменшенню шкідливих викидів та негативного впливу на довкілля за рахунок ефективнішої роботи двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна

У проекті об'єктом застосування двигуна є когенераційна установка. Для встановлення когенераційної установки з газовим двигуном 6ГЧН25/34 передбачено використання площі, що звільняється в результаті реконструкції промислового об'єкта. Обладнання когенераційної установки розміщується на території котельні, де є необхідні інфраструктурні умови для підключення та експлуатації.

Будівля є одноповерховою конструкцією каркасного типу із залізобетонних панелей, оснащеною всіма необхідними системами забезпечення. Світлопрозорі елементи в зовнішніх стінах забезпечують оптимальне природне освітлення, знижуючи потребу в штучному освітленні та витрати на енергоспоживання. Інтегровані комунікації для водопостачання, газопостачання та електропостачання забезпечують швидке підключення когенераційної установки, що мінімізує експлуатаційні витрати та підвищує ефективність функціонування енергетичного комплексу.

Додатково, котельня оснащена сучасними автоматичними системами пожежної безпеки та вентиляції, що забезпечують безпеку та комфортні умови експлуатації когенераційного обладнання. Використання новітніх матеріалів у конструкції дозволяє значно зменшити теплові втрати, що також підвищує загальну ефективність системи.

1.1.1. Призначення і мета застосування когенераційної установки

Когенераційна установка на базі газового двигуна-генератора ДвГА-500 з двигуном 6ГЧН25/34 призначена для виробництва електричної енергії, а також для отримання теплової енергії завдяки утилізації тепла від охолоджувальної води, масла, наддувного повітря та вихлопних газів двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Використання когенераційної установки значно підвищує загальну енергетичну ефективність завдяки комбінованому виробництву тепла і електроенергії, що мінімізує втрати енергії та оптимізує використання палива. Така технологія дозволяє скоротити викиди парникових газів, що позитивно впливає на екологічну ситуацію в регіоні. Крім того, когенераційні установки є гнучкими у використанні, оскільки можуть адаптуватися до різних видів навантаження, що робить їх незамінними в умовах постійно зростаючих вимог до енергетичної ефективності.

Когенераційна установка дозволяє забезпечити безперебійне електропостачання та теплопостачання, що робить її ідеальним рішенням для промислових об'єктів з високими вимогами до надійності енергопостачання. Завдяки інноваційним технологіям і автоматизації, вона може ефективно функціонувати навіть у складних умовах експлуатації.

1.1.2. Склад і характеристика обладнання

Когенераційна установка включає наступне теплотехнічне обладнання:

- газовий двигун-генератор ДвГА-500;
- теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ);
- циркуляційні насоси;
- насоси поповнення;
- градирня ГМП-20;
- шафа газова;
- трубопроводи із запірною арматурою;
- система стисненого повітря;
- система прийому, зберігання і заміни масла.

До складу установки також входять допоміжні системи керування та моніторингу, включаючи автоматизовану систему управління (АСУ), яка здійснює

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

контроль параметрів роботи двигуна, таких як температура, тиск та ефективність процесів тепловіддачі.

АСУ дозволяє здійснювати комплексне керування установкою, відстежуючи в реальному часі ключові параметри роботи та забезпечуючи ефективне реагування на зміну умов експлуатації. Система автоматичного керування інтегрується з центральною диспетчерською, що забезпечує віддалений моніторинг і управління.

Основні технічні характеристики газового двигун-генератора ДвГА-500:

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт — 500
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт — 150
- витрата газу на повній потужності, $\text{нм}^3/\text{год}$ — 144,4
- 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, трифазний
- напруга, В — 400
- частота, Гц — 50

Двигун-генератор автоматизований згідно з 1-ю ступенем ГОСТ 14228-80 та виконує такі операції:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист за параметрами тиску масла і води, температури масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигуна-генератора.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатково, система моніторингу дозволяє здійснювати дистанційний контроль і управління установкою через мережевий інтерфейс, що дає змогу оперативно реагувати на зміну параметрів роботи і підтримувати стабільну роботу установки.

Крім цього, система моніторингу передбачає архівування даних про роботу когенераційної установки, що дозволяє здійснювати аналіз ефективності її роботи та своєчасно проводити технічне обслуговування.

1.2. Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 є газовим чотиритактним двигуном із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, оснащеним газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням. Конструкція двигуна включає блок-картер і фундаментну раму, що утворюють жорстку несучу систему, на якій змонтовані всі інші компоненти. Блок-картер і фундаментна рама скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки, а також нижня площина блок-картера додатково скріплена з верхньою площиною фундаментної рами болтами.

На вільному кінці колінчастого валу двигуна розташовані:

- турбокомпресор;
- система вентиляції картера;
- охолоджувач наддувного повітря (газоповітряної суміші);
- водяні та масляні насоси;
- фільтр-глушник;
- змішувач.

Турбокомпресор підвищує тиск наддувного повітря, забезпечуючи більш повне згоряння палива та підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) двигуна. Система охолодження забезпечує відведення тепла, що виникає під час роботи,

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

дозволяючи продовжити ресурс двигуна та уникнути його перегріву. Додатково система охолодження оснащена теплообмінником, що підвищує ефективність передачі тепла і сприяє стабільній роботі двигуна навіть при високих навантаженнях.

На стороні відбору потужності розташовані:

- задній щит із кронштейном;
- щит приладів;
- клапан пуску;
- задній кожух;
- розподільник пускового повітря;
- регулятор безпеки;
- привід тахометра ТМ 0.75;
- регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розташовані кришки робочих циліндрів, до яких прикріплені впускний колектор, випускний колектор та труба зливу охолоджуючої води з кришок циліндрів.

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

Колінчастий вал (рис.1.2) виготовлений із сталі методом цільного кування, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° один до одного, причому 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

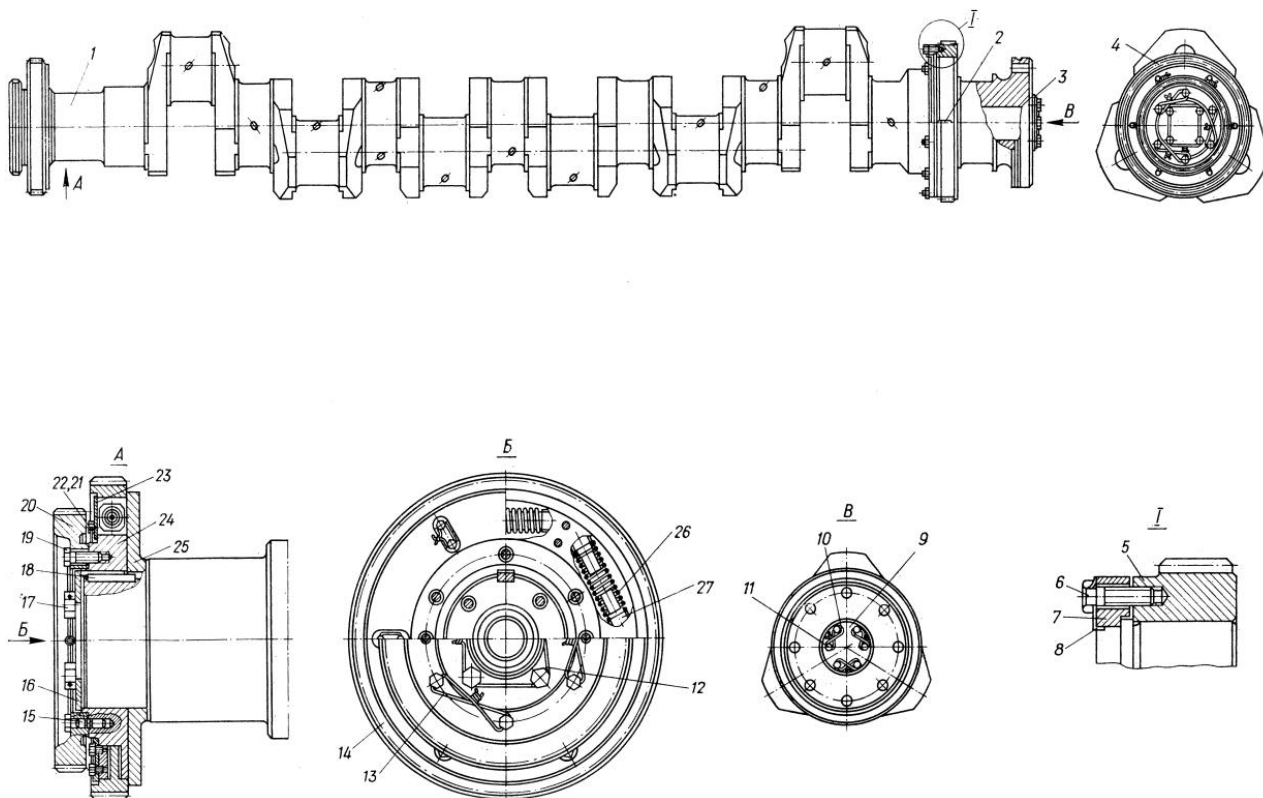


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

У тілі колінчастого валу виконані нахилені свердління, що проходять через шатунні та рамові шийки і служать масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовуються для встановлення пристроїв для виймання та встановлення вкладишів рамових підшипників. Масляні канали забезпечують рівномірний розподіл мастила, що сприяє зниженню зносу деталей і підвищенню надійності двигуна.

На передньому торці колінчастого валу встановлені:

- шестерня приводу масляного насоса 20;
- демпферна шестерня приводу водяних насосів 4.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Шестерня 20 приводу масляного насоса жорстко з'єднана з маточиною демпферної шестерні 24, яка, в свою чергу, на шпонці 18 з'єднана з колінчастим валом. Демпферна шестерня з'єднана з маточиною 24 через шість пружних елементів (пружини 26 з грибками 27), що забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу водяних насосів. Від осьового зміщення шестерню утримує упорне кільце 25 та чотири болти.

На задньому торці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осьового переміщення притискачами 7. Між восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконано масло відбійний борт, що запобігає потраплянню масла з рамового підшипника на фланець.

Шатун (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі методом штампування. Стержень 5 шатуна — двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці — канали Б и В, через які масло з шатунного підшипника надходить у головну частину.

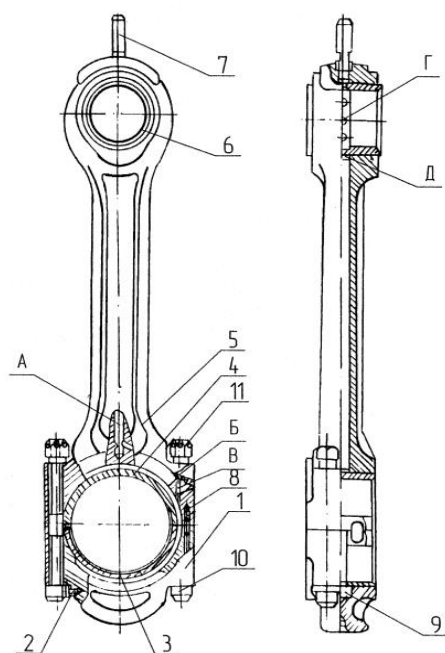


Рисунок 1.3 Шатун

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

У розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, що є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконано канавку Г та вісім отворів для проходу масла. У верхню головку шатуна вкручений також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло з центрального каналу А надходить у кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім — у розпилювач 7 для охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці — в кільцеву канавку Г для змащування поршневого пальця. Частина масла утримується в головці поршня діафрагмою 12 (рис 1.4). У нижній головці шатуна розташовані сталі-алюмінієві вкладиші 3 та 4 шатунного підшипника. Від осевого зміщення та повороту вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами 10.

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

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесена на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта під час 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 за масою з допустимою різницею не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.1.4) — чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох боків виконані поглиблення для запобігання контакту поршня з клапанами газорозподільного механізму під час їх відкриття. У поглибленнях є

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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

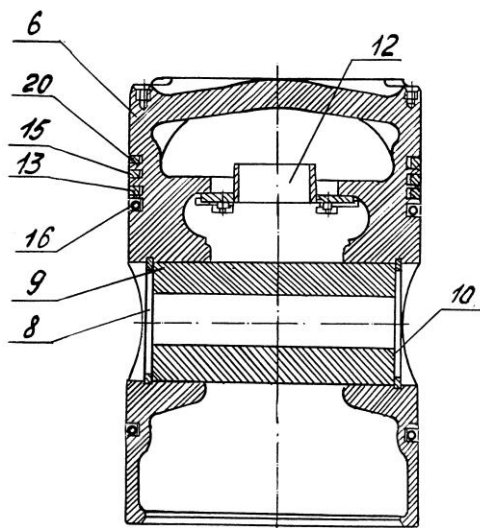


Рисунок 1.4 Поршень

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

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця:

- у трьох верхніх — по одному компресійному кільцю 10;
- у нижніх — два маслоз'ємних кільця 16.

Компресійні кільця мають у перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємні кільця 16 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або підганяються за масою з допустимою різницею маси поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

Для забезпечення економічної роботи двигуна необхідно ретельно обрати всі параметри, що впливають на витрату палива та мастила. Окрім оптимізації параметрів робочого циклу, важливо раціонально спроектувати всі системи двигуна та вибрати оптимальний режим охолодження. Надійність двигуна досягається продуманою конструкцією та відсутністю помилок у розрахунках. Особливу увагу слід приділити умовам експлуатації, рівню шуму та вібрації. Токсичність вихлопних газів знижується правильним вибором параметрів згоряння, кута подачі палива та коефіцієнта надлишку повітря.

Важливо забезпечити легкий доступ до основних вузлів, максимальну взаємозамінність деталей і зручний демонтаж поршня із шатуном. Двигун не повинен бути захищений трубопроводами — за можливості слід уникати розміщення навісних деталей у важкодоступних місцях. Сукупність цих конструктивних рішень дозволяє створити двигун, що відповідатиме сучасним вимогам.

Застосування двигуна для приводу генератора висуває вимоги до частоти обертання валу та потужності. Система регулювання частоти обертання повинна забезпечувати стабільну роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

2.1. Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна враховуються його призначення, тип палива, частота обертання колінчастого валу, а також конструктивні особливості. Основою аналітичного розрахунку є метод Гриневецького-Мазинга, який є широко визнаним у галузі проектування двигунів внутрішнього згоряння. Для оцінювання вихідних параметрів при розрахунку робочого процесу слід використовувати накопичений досвід проектування та експлуатації подібних двигунів, а також наявні експериментальні дані.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Аналізуючи вихідні параметри для розрахунку робочого процесу, необхідно розглянути наступні аспекти:

1) Тиск і температура навколишнього середовища. Як правило, при проведенні розрахунків робочого циклу приймається стандартний тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Варто зазначити, що підвищення температури навколишнього середовища та зниження тиску призводять до зменшення потужності двигуна, що має бути враховано при проектуванні.

2) Ступінь стиснення. Ступінь стиснення для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному ризиком виникнення детонаційного горіння в циліндрах при високих значеннях ε . Крім того, ступінь стиснення має бути таким, щоб температура стиснення не перевищувала температуру самозаймання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор. 154.

3) Коефіцієнт надлишку повітря. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива знаходиться в межах $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор. 32. Цей показник уточнюється під час виконання розрахунку робочого циклу газового двигуна з урахуванням особливостей конкретного проекту та умов експлуатації.

4) Коефіцієнт продувки камери згоряння. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, оскільки кут перекриття впускного та випускного клапанів є незначним $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$. Це забезпечує ефективне очищення камери згоряння без суттєвих втрат.

5) Підігрів заряду свіжого повітря або газоповітряної суміші. Підігрів заряду свіжого повітря або газоповітряної суміші, що відбувається внаслідок контакту зі стінками циліндра під час наповнення, знаходиться за дослідними даними в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор. 56. Для розрахунків приймаємо значення $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

6) Коефіцієнти використання теплоти. Експериментальні значення коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу становлять $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ та $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$ [3] стор. 103. Для двигунів із порівняно низькою

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частотою обертання колінчастого валу $n = 500...750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти: $\xi_3 = 0,80$ та $\xi_6 = 0,95$.

7) Ступінь підвищення тиску. Ступінь підвищення тиску λ при згорянні газоповітряної суміші залежить від швидкохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів утворення робочої суміші. Для середньообертових двигунів рекомендується приймати значення $\lambda = 1,35...2,5$ [2] стор. 41.

8) Механічний ККД. Механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів та інших факторів. Величина ККД η_m визначається за емпіричною формулою, яка враховує конструктивні особливості та режим роботи двигуна.

9) Охолодження наддувочного повітря. Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймається в межах $40...80^\circ\text{C}$ [3] стор. 207. Це дозволяє знизити температуру робочої суміші, покращуючи ефективність процесу згорання.

10) Температура залишкових газів. Згідно з довідковими даними, температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900$ К. У розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К [3] стор. 125. Температура залишкових газів безпосередньо впливає на процеси наповнення та згорання в циліндрах двигуна.

11) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми. Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми для карбюраторних і газових двигунів рекомендується приймати $\phi = 0,93...0,97$ [3] стор. 107. Цей коефіцієнт відображає характер процесу згорання та впливає на індикаторні показники двигуна.

12) Показник політропи стиснення в компресорі. Показник політропи стиснення у відцентровому компресорі з неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$ [3] стор. 170. Для розрахунку робочого циклу прийнято $n_k = 1,6$. Значення цього показника впливає на ефективність стиснення та загальну продуктивність компресора.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13) Таким чином, врахування всіх перелічених аспектів дозволяє виконати більш точний розрахунок робочого циклу двигуна, що сприяє підвищенню ефективності та надійності його роботи.

14) Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1. Начальні дані

Номінальна потужність двигуна	$P_e =$	525	кВт
Номінальна частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндру	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Номінальна ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива	$\alpha =$	1,75	
Число циліндрів двигуна	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку

Тиск наддуву	$p_b =$	204	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	195	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,36	
розширення	$n_2 =$	1,24	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34000	кДж/м^3

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Вид палива- природний газ

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	CH ₄ =	95	R _{CH4} =	0,95
етан	C ₂ H ₆ =	2	R _{C2H6} =	0,02
пропан	C ₃ H ₈ =	2	R _{C3H8} =	0,02
бутан	C ₄ H ₁₀ =	1	R _{C4H10} =	0,01
пентан	C ₅ H ₁₂ =	0	R _{C5H12} =	0
вуглекислота	CO ₂ =	0	R _{CO2} =	0
оксид вуглецю	CO =	0	R _{CO} =	0
азот	N ₂ =	0	R _{N2} =	0
кисень	O ₂ =	0	R _{O2} =	0
водень	H ₂ =	0	R _{H2} =	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left[0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2 \right], \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

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.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = CO + \sum (nC_n H_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0$, кмоль
 $M_{O_2} = 1,60125$ кмоль

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2$, кмоль
 $M_{N_2} = 14,055$ кмоль

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$, кмоль/кг $18,837$ кмоль

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$\Delta M = M_2 - M_1$, кмоль $\Delta M = 0,045$ кмоль

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$\beta_0 = 1,0024$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_B = T_a \times \left(\frac{P_B}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$T_B = 382,8$ K

Температура повітря після охолоджувача.

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

число з інтервалу = 60 K

$\Delta T_{int} = 322,8$ K

Температура газоповітряної суміші.

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

$T_{cm} = 320,1$ K

де $T_r = 310$ K - температура поступаючого газу.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0,95 \times P_b$

$$P_d = 193,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\eta_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,9 \text{ К}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4744,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 813,4 \text{ К}$$

$$t_c = 540,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0023$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot m_{Cp} t_Z \cdot t_Z - (m_{Cv} m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

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

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

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

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

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

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

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,29$$

$$b = 598,73$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

ТЕПЛОЕМКІСТЬ ГАЗОВОГО ПАЛИВА.

$$mCv_{\text{ГП}} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

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

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:

$$a = 20,09$$

$$b = 495,93$$

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,09$$

$$b = 247,96$$

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

$$mC_{p_z} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,729$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z"

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

$$a = 29,134$$

$$b = 266,364$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 266,974$$

$$B = 29,201$$

$$C = 52007,36$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Звідки:

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

$$t_z = 1558,9 \text{ C}$$

$$T_z = 1831,9 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоорряння.

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

$$P_{\max} = 10709,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,26$$

$$\Delta \lambda = 4,99 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_B = 580,1 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1041,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 831,7 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 724,4 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = 3,41 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1184,14 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,44$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{П.СР} = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_M = 117,8 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1066,37 \quad \text{кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,392$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,270 \quad M^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Годинна витрата газу.

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

$$B = 141,70 \text{ м}^3/\text{год}$$

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.

$$V_{st} = 98,46 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,41 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 248,6 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 338,2 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 533,7 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{eep} = 529,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,63 \%$$

Так як значення $\Delta P_e = 1,63\% < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний правильно.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2.3. Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,215
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,74
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,36
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,71
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,24
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де $p_{ст}$ – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст}, МПа$	$P_{ст}, мм$	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}, мм$
1	4,74	94,8	10,71	214,2
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8
2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7
3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,0	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,20	4,0	0,590	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:
 c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f – точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння

$\Delta\phi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\phi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ – 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

z_d – точка максимального тиску газів.

2.3.3. 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 $p_r = 0,195$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_{ст} = 4,74$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{max} = 10,71$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r''

$$p_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,9 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Тиск газів у ВМТ

$$p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,74 = 5,69 \text{ МПа};$$

$$p_c'/m_p = 5,69/0,05 = 113,8 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,71 = 9,1 \text{ МПа}$$

$$p_{zd}/m_p = 9,1/0,05 = 182 \text{ мм.}$$

Поправка Брікса

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

Маштаб переміщення

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e = 533,7$	кВт
частота обертання колінвалу	$n = 600$	хв-1
діаметр циліндру	$D = 250$	мм
хід поршня:	$S = 340$	мм
число циліндрів:	$i = 6$	
коефіцієнт тактності:	$Z = 4$	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H = 34000$	кДж/кг
годинна витрата газу:	$141,7$	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,44$	
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} = 0,39$	
кількість свіжого заряду	$M_l = 18,792$	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,837$	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{cp.g.} = 831,7$	К
температура на початку стиску	$T_d = 348,9$	К
мольна теплоємність продуктів згорання		
при постійному об'ємі:	$mC''v = 25,56$	кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду		
при постійному об'ємі:	$mC'v = 21,85$	кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} = 1184,14$	кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{\Pi} = 1338,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 533,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,9 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 525 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 1,62 \%$$

похибка не перевищує 2%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_B = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H.}$$

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

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

по гільзі циліндра;

$Q_{B.H.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}}$, $W_{\text{СТ}}$, $W_{\text{Г.Р.}}$, $W_{\text{вип}}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

З експериментальних даних:

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

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

$$Q_w = 200,7 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього

тиску механічних втрат

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

$$C_m = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_{\text{МД}} = 168,24 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{МД}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 100,94 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \quad \text{м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 50,5 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 50,5 \quad \text{кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 251,3 \quad \text{кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_B \cdot C_{TB} \cdot \Delta T_B}$$

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

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

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

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

$\Delta T_B = 10 \text{ К}$

$V_B = 0,0090 \text{ м}^3/\text{с}$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{B.H.} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{B.H.}$$

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

$\eta_{B.H.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$\eta_{B.H.} = 0,65$

$P_{B.H.} = 1,36 \text{ кВт}$

Тоді $Q_{B.H.} = 1,36 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_w + Q_{T.П} + Q_{B.H.}$$

$Q_B = 252,6 \text{ кВт}$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$q_B = 18,88 \%$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6 \times 22.4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

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

$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль·К)}$

$Q_{\Gamma} = 520,0 \text{ кВт}$

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ

Лист

40

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 38,86 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і витрачається на привід масляного насоса:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0619$$

тоді

$$Q_{MD} = 82,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 31,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,54 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1,5 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 32,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,43 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = -0,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = -0,04 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.4 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	533,7	39,88
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	252,6	18,88
теплота, яка виноситься випускними газами	520,0	38,86
теплота, яка відводиться маслом	32,5	2,43
невраховані теплові втрати	-0,5	-0,04
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1338,2	100,00

2.5. Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

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

а) діаметр поршня - $D = 0,25 \text{ м}$

б) частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ об/хв}$

в) ордината прийнята для $p_{\max} - h_{\max} = 214,2 \text{ мм}$

г) максимальний тиск згоряння - $p_{\max} = 10,71 \text{ МПа}$

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

э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$

ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально - $m_s = 80,6 \text{ кг}$

з) радіус кривошипу $R = 0,17 \text{ м}$

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку.

φ^0	Рц	Fr	Fi	Fd	F _N	Fr	Fk	Fr	Fi	Fd	F _N	Fr	Fk
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,1	10,06	-67,29	-57,23	0,00	-57,23	0,00	4,1	-27,4	-23,3	0,0	-23,3	0,0
15	4,1	10,06	-63,67	-53,61	-3,42	-50,90	-17,18	4,1	-26,0	-21,9	-1,4	-20,7	-7,0
30	4,1	10,06	-53,41	-43,35	-5,37	-34,86	-26,33	4,1	-21,8	-17,7	-2,2	-14,2	-10,7
45	4,1	10,06	-38,19	-28,13	-4,97	-16,38	-23,40	4,1	-15,6	-11,5	-2,0	-6,7	-9,5
60	4,1	10,06	-20,36	-10,30	-2,25	-3,21	-10,05	4,1	-8,3	-4,2	-0,9	-1,3	-4,1
75	4,1	10,06	-2,47	7,59	1,86	0,17	7,81	4,1	-1,0	3,1	0,8	0,1	3,2
90	4,1	10,06	13,29	23,34	5,92	-5,92	23,34	4,1	5,4	9,5	2,4	-2,4	9,5
105	4,1	10,06	25,48	35,54	8,69	-17,60	32,08	4,1	10,4	14,5	3,5	-7,2	13,1
120	4,1	10,06	33,65	43,70	9,53	-30,10	33,08	4,1	13,7	17,8	3,9	-12,3	13,5
135	4,1	10,06	38,19	48,25	8,52	-40,14	28,09	4,1	15,6	19,7	3,5	-16,4	11,5
150	4,1	10,06	40,13	50,18	6,22	-46,57	19,71	4,1	16,4	20,5	2,5	-19,0	8,0
165	4,1	10,06	40,66	50,72	3,24	-49,83	10,00	4,1	16,6	20,7	1,3	-20,3	4,1
180	4,1	10,06	40,72	50,78	0,00	-50,78	0,00	4,1	16,6	20,7	0,0	-20,7	0,0
195	4,1	10,06	40,66	50,72	-3,24	-49,83	-10,00	4,1	16,6	20,7	-1,3	-20,3	-4,1
210	4,2	10,30	40,13	50,43	-6,25	-46,80	-19,80	4,2	16,4	20,6	-2,5	-19,1	-8,1
225	4,5	11,04	38,19	49,23	-8,70	-40,96	-28,66	4,5	15,6	20,1	-3,5	-16,7	-11,7
240	5,1	12,51	33,65	46,16	-10,06	-31,79	-34,94	5,1	13,7	18,8	-4,1	-13,0	-14,2
255	5,9	14,47	25,48	39,96	-9,77	-19,78	-36,07	5,9	10,4	16,3	-4,0	-8,1	-14,7
270	7,5	18,40	13,29	31,68	-8,04	-8,04	-31,68	7,5	5,4	12,9	-3,3	-3,3	-12,9
285	10,3	25,27	-2,47	22,80	-5,58	0,51	-23,46	10,3	-1,0	9,3	-2,3	0,2	-9,6
300	15,0	36,80	-20,36	16,44	-3,58	5,11	-16,03	15,0	-8,3	6,7	-1,5	2,1	-6,5
315	23,9	58,63	-38,19	20,44	-3,61	11,90	-17,01	23,9	-15,6	8,3	-1,5	4,9	-6,9
330	42,4	104,01	-53,41	50,60	-6,27	40,69	-30,73	42,4	-21,8	20,6	-2,6	16,6	-12,5
345	73,7	180,80	-63,67	117,13	-7,47	111,20	-37,53	73,7	-26,0	47,7	-3,0	45,3	-15,3

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ

Лист

45

Продовження Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку.

φ	Рц	Fr	Fi	Fd	F _N	Fr	Fk	Fr	Fk	F _N	Fd	F _N	Fr	Fk	Fr	Fk
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
360	114,2	280,15	-67,29	212,86	0,00	212,86	0,00	114,2	0,00	212,86	86,8	0,0	114,2	0,00	27,4	86,8
375	180,0	441,56	-63,67	377,89	24,11	358,78	121,09	180,0	121,09	358,78	154,0	9,8	180,0	121,09	146,3	49,4
390	105,8	259,54	-53,41	206,13	25,55	165,74	125,19	105,8	125,19	165,74	84,0	10,4	105,8	125,19	67,6	51,0
405	63,5	155,77	-38,19	117,59	20,77	68,46	97,83	63,5	97,83	68,46	47,9	8,5	63,5	97,83	27,9	39,9
420	41,0	100,58	-20,36	80,22	17,49	24,96	78,22	41,0	78,22	24,96	32,7	7,1	41,0	78,22	10,2	31,9
435	28,8	70,65	-2,47	68,18	16,68	1,54	70,17	28,8	70,17	1,54	27,8	6,8	28,8	70,17	0,6	28,6
450	21,8	53,48	13,29	66,76	16,94	-16,94	66,76	21,8	66,76	-16,94	27,2	6,9	21,8	66,76	-6,9	27,2
465	17,3	42,44	25,48	67,92	16,62	-33,63	61,31	17,3	61,31	-33,63	27,7	6,8	17,3	61,31	-13,7	25,0
480	14,0	34,34	33,65	67,99	14,82	-46,83	51,47	14,0	51,47	-46,83	27,7	6,0	14,0	51,47	-19,1	21,0
495	12,4	30,42	38,19	68,61	12,12	-57,08	39,94	12,4	39,94	-57,08	28,0	4,9	12,4	39,94	-23,3	16,3
510	10,6	26,00	40,13	66,13	8,20	-61,37	25,97	10,6	25,97	-61,37	27,0	3,3	10,6	25,97	-25,0	10,6
525	9,2	22,57	40,66	63,23	4,03	-62,12	12,47	9,2	12,47	-62,12	25,8	1,6	9,2	12,47	-25,3	5,1
540	7,4	18,15	40,72	58,87	0,00	-58,87	0,00	7,4	0,00	-58,87	24,0	0,0	7,4	0,00	-24,0	0,0
555	4,7	11,53	40,66	52,19	-3,33	-51,27	-10,29	4,7	-10,29	-51,27	21,3	-1,4	4,7	-10,29	-20,9	-4,2
570	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	-19,71	-46,57	20,5	-2,5	4,1	-19,71	-19,0	-8,0
585	4,0	9,81	38,19	48,00	-8,48	-39,94	-27,95	4,0	-27,95	-39,94	19,6	-3,5	4,0	-27,95	-16,3	-11,4
600	3,9	9,57	33,65	43,21	-9,42	-29,77	-32,71	3,9	-32,71	-29,77	17,6	-3,8	3,9	-32,71	-12,1	-13,3
615	3,9	9,57	25,48	35,05	-8,57	-17,35	-31,64	3,9	-31,64	-17,35	14,3	-3,5	3,9	-31,64	-7,1	-12,9
630	3,9	9,57	13,29	22,85	-5,80	-5,80	-22,85	3,9	-22,85	-5,80	9,3	-2,4	3,9	-22,85	-2,4	-9,3
645	3,9	9,57	-2,47	7,10	-1,74	0,16	-7,30	3,9	-7,30	0,16	2,9	-0,7	3,9	-7,30	0,1	-3,0
660	3,9	8,59	-20,36	-11,77	2,57	-3,66	11,48	3,5	11,48	-3,66	-4,8	1,0	3,5	11,48	-1,5	4,7
675	3,9	9,57	-38,19	-28,62	5,06	-16,66	23,81	3,9	23,81	-16,66	-11,7	2,1	3,9	23,81	-6,8	9,7
690	3,9	9,57	-53,41	-43,85	5,43	-35,25	26,63	3,9	26,63	-35,25	-17,9	2,2	3,9	26,63	-14,4	10,9
705	3,9	9,57	-63,67	-54,10	3,45	-51,37	17,34	3,9	17,34	-51,37	-22,1	1,4	3,9	17,34	-20,9	7,1
720	3,9	9,57	-67,29	-57,72	0,00	-57,72	0,00	3,9	0,00	-57,72	-23,5	0,0	3,9	0,00	-23,5	0,0

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ

Лист

46

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1. Аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ

Колінчастий вал є однією з найвідповідальніших і найскладніших деталей двигуна, яка характеризується високими вимогами до конструкції та технології виготовлення. Його надійність безпосередньо визначає зносостійкість і експлуатаційний ресурс корінних та шатунних підшипників, що робить критично важливим врахування механічної міцності колінчастого валу під час проектування двигуна, оскільки вона значною мірою визначає потенціал для форсування силової установки.

Колінчастий вал зазнає дії періодичних сил, зумовлених тиском згоряння газів, а також дії інерційних сил поступально рухомих і обертових мас. Ці навантаження призводять до виникнення тертя і зношування шийок валу та підшипників, а також до втомних явищ у місцях переходу шийок у щоки та виходах масляних каналів. Окрім того, вал піддається крутильним, згинальним і вістовим коливанням, що додатково ускладнює умови його експлуатації. Важливо також враховувати вплив температурних коливань, оскільки процеси нагрівання та охолодження можуть спричиняти зміни геометричних параметрів та механічних характеристик валу, що може призводити до термічної втоми матеріалу.

З огляду на умови експлуатації, до конструкції колінчастого валу висуваються наступні основні вимоги:

- достатня міцність, жорсткість і зносостійкість при мінімально можливій масі для забезпечення ефективності роботи двигуна;
- висока надійність у роботі за різних умов експлуатації, включаючи підвищені навантаження і екстремальні температурні режими;
- точність виготовлення шатунних і рамових шийок для забезпечення належної відповідності між деталями та мінімізації втрат на тертя;
- адекватна твердість та ступінь чистоти обробки поверхні шийок для зменшення зносу і підвищення довговічності вузлів тертя;

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- динамічна врівноваженість та мінімізація вібрацій, що є критичним для зменшення динамічних навантажень на підшипники;
- для швидкохідних двигунів розвантаження рамових підшипників від відцентрових інерційних сил для підвищення їх надійності;
- оптимальна система мастила, яка забезпечує мінімальне тертя і зношування компонентів валу, а також ефективне видалення продуктів зношування;
- ефективна система охолодження для уникнення перегріву і забезпечення рівномірного температурного розподілу по всій довжині валу, що запобігає локальним деформаціям і втраті міцності.

Особлива увага повинна бути приділена забезпеченню достатньої жорсткості окремих елементів колін і валу в цілому. Колінчасті вали мають виготовлятися з високою точністю щодо розташування та геометрії шийок, кутів між колінами, а також забезпечення високого рівня чистоти обробки поверхонь тертя. Також важливим є забезпечення адекватного балансування валу з метою мінімізації вібраційних навантажень і зниження деструктивного впливу на підшипники та інші компоненти двигуна, що дозволяє підвищити загальну надійність та довговічність силової установки.

3.1.1. Конструктивні форми валів та властивості їх матеріалів

Колінчасті вали виготовляються зі сталі або чавуну методом ковки, штампування або лиття. Вибір матеріалу та методу виробництва визначається вимогами експлуатації, типом двигуна, а також специфічними механічними властивостями, необхідними для оптимального функціонування валів.

Вуглецеві сталі, такі як марки 35, 40, 50, 37Г, 45Г, 50Г, широко використовуються для виготовлення колінчастих валів завдяки їхньому балансу між міцністю, пластичністю та економічністю. Ці сталі, особливо популярні для двигунів малої та середньої напруженості, характеризуються відносно низькою вартістю термообробки, що робить їх економічно вигідними. Для більш

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високонавантажених швидкохідних двигунів застосовуються леговані сталі, такі як хромові, хромонікелеві та хромомолібденові марки (наприклад, 40X, 40ХН, 30ХНМА, 18Х2Н4МА), що забезпечують покращені механічні властивості, зокрема вищу міцність, термостійкість і зносостійкість.

Литі колінчасті вали можуть бути виготовлені як зі сталі, так і з чавуну, зокрема зі спеціально модифікованого чавуну з кульоподібним графітом, що має перлітно-феритну структуру. Лиття забезпечує низку переваг, включаючи простоту виробництва, зниження витрат на обробку, а також можливість створення раціональних форм елементів вала для рівномірного розподілу матеріалу та напруг у структурі. Проте литі вали мають певні обмеження, такі як менша міцність і складність виявлення внутрішніх дефектів порівняно з кованими або штампованими варіантами.

Сталеві ковані та штамповані вали, хоча і є дорожчими та складнішими у виготовленні, забезпечують вищу міцність і кращі механічні властивості, що робить їх придатними для використання у високонавантажених і критичних системах. Для забезпечення оптимальних характеристик часто застосовують термічну обробку, яка підвищує твердість та зносостійкість як сталевих, так і чавунних валів. Наприклад, при використанні підшипників зі свинцевої бронзи або бабіту, термообробка сприяє збільшенню твердості шийок валів, що значно покращує їх довговічність і експлуатаційні властивості.

Загалом, вибір матеріалу і методу виготовлення колінчастого вала визначається комплексом факторів, включаючи вимоги до міцності, умови експлуатації, економічні аспекти виробництва та надійність. Кожен матеріал і метод має свої специфічні переваги та недоліки, які повинні враховуватися для забезпечення оптимальної продуктивності та довговічності вала в конкретному застосуванні.

Вибір раціональної схеми колінчастого валу здійснюється на підставі всебічного аналізу динамічних характеристик і попереднього конструкторського

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

опрацювання, що охоплює визначення експлуатаційного призначення та габаритних обмежень конструкції.

Розташування колін колінчастого валу визначається, зокрема, кількістю тактів двигуна, числом і конфігурацією циліндрів, а також послідовністю їх роботи.

Оптимальна конфігурація колін валу повинна забезпечувати:

- максимальну рівномірність роботи двигуна, тобто рівномірний розподіл крутного моменту впродовж циклу;
- ефективну врівноваженість двигуна для мінімізації динамічних навантажень;
- рівномірний розподіл навантаження на елементи колінчастого валу (забезпечується таким чином, щоб послідовно працюючі циліндри не були суміжними і, за можливості, розташовувалися симетрично відносно середнього підшипника);
- мінімізацію напружень, що виникають внаслідок крутильних та згинальних коливань;
- ефективне використання енергії вихлопних газів при наявності газової турбіни.

Геометричні параметри елементів коліна валу визначаються, насамперед, відстанню між осями циліндрів. Ця відстань залежить від діаметра циліндра, товщини стінок гільзи та сорочки циліндра, простору, необхідного для охолоджуючої рідини, а також від наявності каналів для продувочного повітря та вихлопних газів (для двотактного двигуна).

Зменшення відстані між осями циліндрів, хоча й сприяє зменшенню габаритних розмірів двигуна і підвищує жорсткість та міцність колінчастого валу, може негативно вплинути на надійність роботи підшипників унаслідок скорочення їх довжини.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Залежно від геометричних параметрів шийок та щок, а також кількості колін, колінчасті вали виготовляються в різних конструктивних варіантах: суцільними, зі складеними колінами або з декількох секцій, що з'єднуються за допомогою фланців.

Суцільні колінчасті вали використовуються в двигунах внутрішнього згоряння всіх типів, оскільки забезпечують високу надійність та цілісність конструкції. Вали зі складеними колінами знаходять застосування переважно у великих, низькооберткових двигунах, де конструкторська специфіка вимагає окремого виготовлення шийок та щок. У сучасній практиці, навіть для таких двигунів все частіше використовуються напівскладені коліна, у яких шатунні шийки виконані як одне ціле зі щоками, що сприяє підвищенню міцності та спрощенню виготовлення.

У випадку складених або напівскладених конструкцій колінчастих валів, запресовування шийок у щоки здійснюється зазвичай при помірному нагріванні (до 200...250°C) із натягом (1/800...1/1000). Такий технологічний підхід забезпечує достатню міцність з'єднання навіть без застосування додаткових елементів фіксації, таких як шпонки чи штифти, що дозволяє оптимізувати процес складання та знижувати виробничі витрати.

3.1.2. Вплив числа опор на конструктивну форму валу

Колінчасті вали, як правило, мають кількість опор, що на одиницю перевищує кількість колін, що є характерним для так званих повноопорних валів. Така конфігурація є типовою для двигунів із запалюванням від стиску всіх типів, оскільки вона забезпечує високий рівень жорсткості та надійності конструкції, що сприяє ефективній роботі двигуна під великим навантаженням.

У карбюраторних двигунах автомобільних і тракторних машин, а також у промислових і суднових двигунах малої потужності та високої швидкості, частіше застосовуються колінчасті вали з меншою кількістю опор (так звані неповноопорні вали). У такій конструкції між двома опорами можуть

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

розташовуватися два коліна, а в окремих випадках — навіть три. Цей підхід дозволяє скоротити довжину валу і зменшити габаритні розміри двигуна, що є важливим для оптимізації вагових і просторових характеристик установки.

Проте зменшення кількості опор супроводжується підвищенням деформації валу та збільшенням навантаження на підшипники, що своєю чергою призводить до підвищеного зношування підшипників і шийок валу. Для компенсації цих негативних явищ необхідно збільшувати розміри валу, що, однак, тягне за собою зростання його ваги та складність у виготовленні. Таким чином, вибір між повноопорною та неповноопорною конструкцією вимагає врахування багатьох факторів, таких як розмір, маса, міцність і особливості експлуатації двигуна, що потребує комплексного техніко-економічного аналізу.

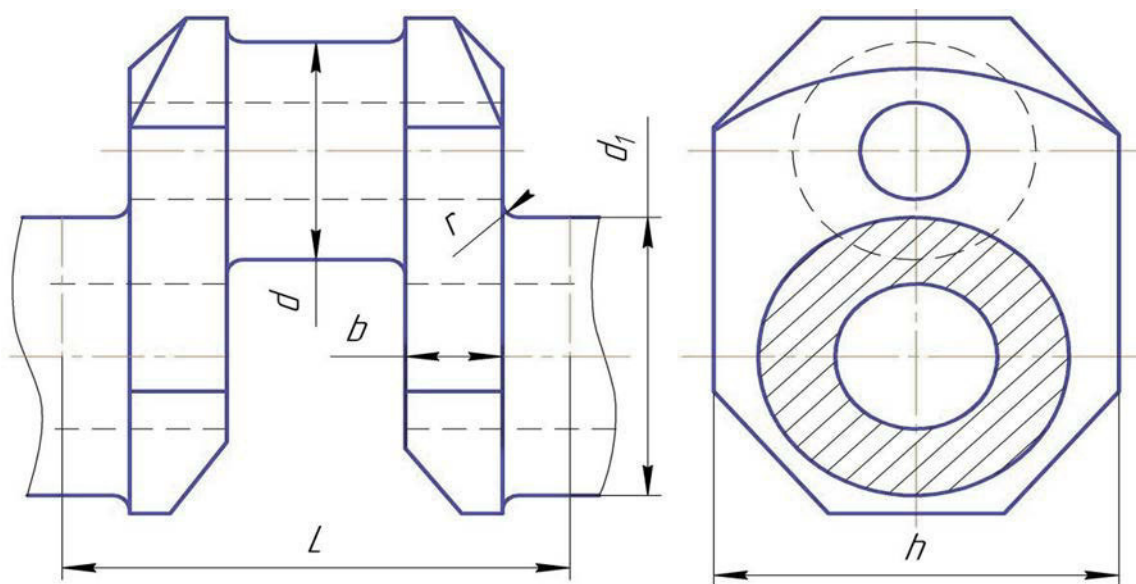
3.1.3. Конструкції елементів колінчастого валу

Колінчастий вал складається з кількох основних елементів: колін, кінця з боку відбору потужності та вільного переднього кінця. Кінець валу з боку відбору потужності оснащений ділянкою зі шліцами або фланцем, що забезпечує з'єднання з генератором, муфтою, маховиком, гвинтом, пружним елементом тощо. На цій шийці інколи монтується шестірня, яка передає рух до розподільчого валу. Рамові (корінні) шийки валу зазвичай виконуються однакового діаметра. Крайня рамова шийка, рахуючи з боку відбору потужності, фіксує вал від осьових переміщень; в окремих випадках фіксація здійснюється на середній шийці.

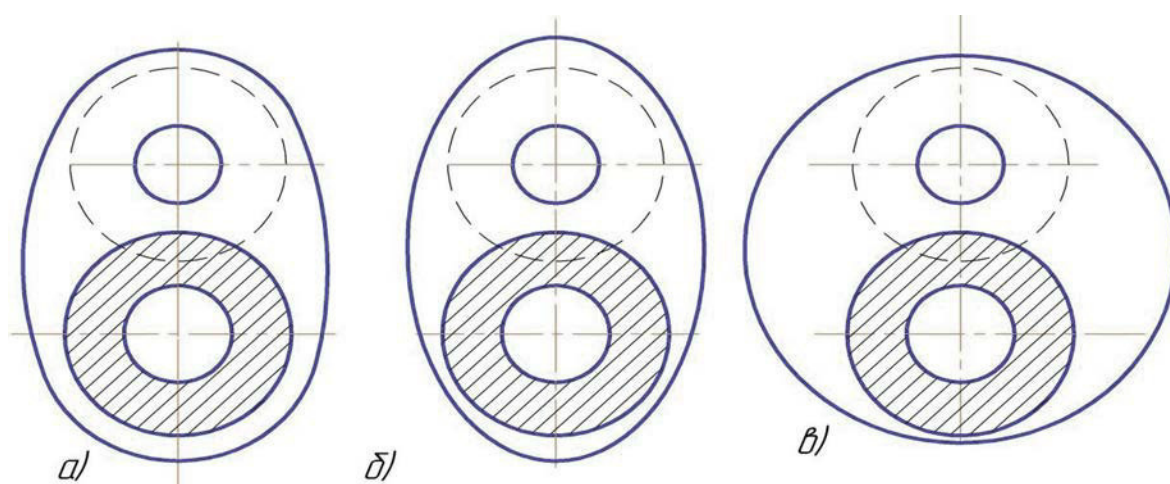
Шатунні шийки можуть мати діаметр, рівний діаметру рамових шийок, або менший, що особливо характерно для швидкохідних двигунів. Як рамові, так і шатунні шийки часто піддаються висвердлюванню для зменшення маси, що також дозволяє контролювати якість поковок на наявність дефектів, таких як тріщини чи усадкові раковини. Збільшення діаметра шатунної шийки призводить до збільшення розмірів кривошипної головки шатуна, а також до загального збільшення габаритів картера. Крім того, зростають обертальні маси та сили інерції,

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

що знижує частоту власних коливань системи валу. Рамові шийки частіше виконуються без порожнин, проте для полегшення підведення мастила раціонально використовувати порожнисті шийки навіть у двигунах різного призначення.



Малюнок 3.1 Розрахункова схема коліна



Малюнок 3.2 Форми щоків коліна

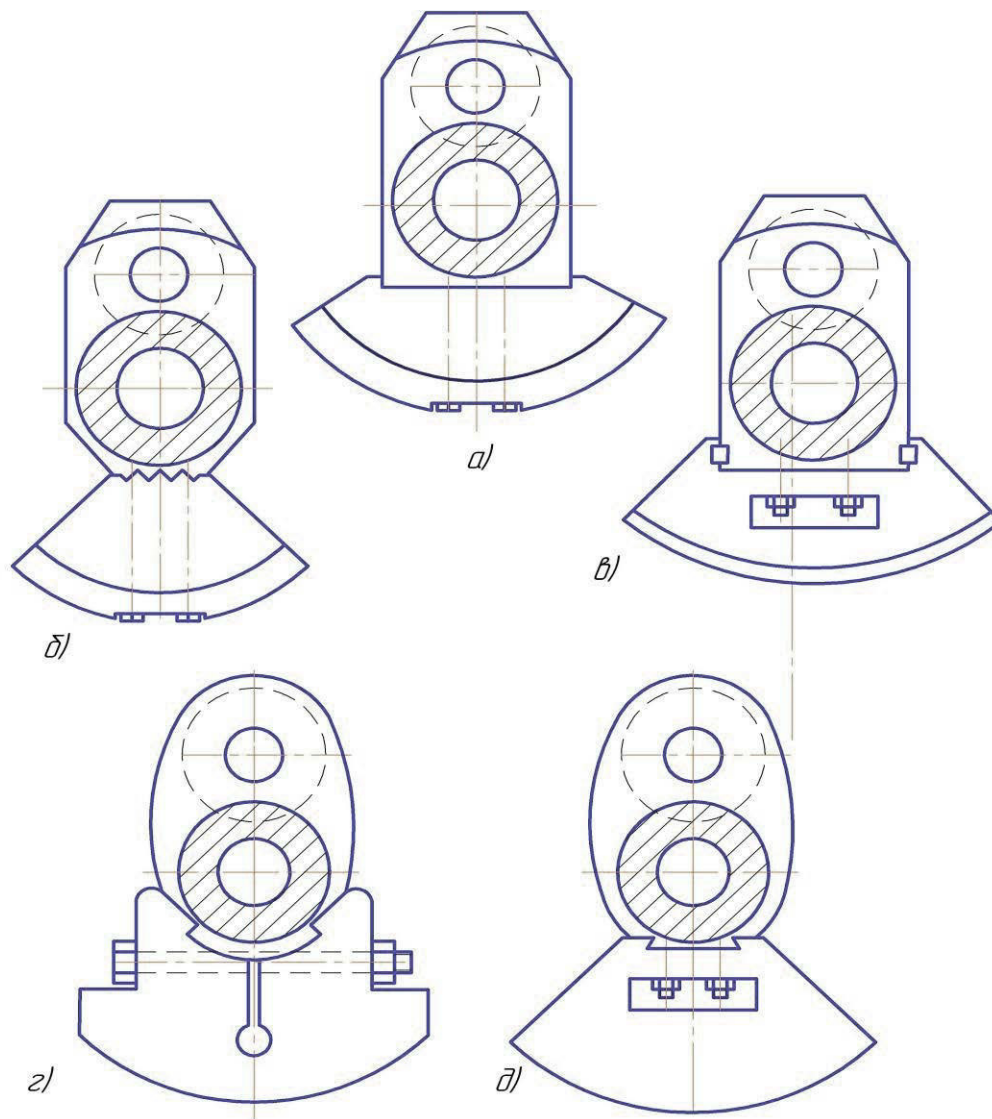
Щоки колінчастих валів можуть мати різноманітні форми (див. мал.3.2,а,б,в): призматичні (включаючи прямокутні), шестигранні, восьмигранні, овальні, еліптичні або круглі. Еліптичні та круглі щоки зазвичай застосовуються у

швидкохідних та легких двигунах підвищеної потужності. Найпростішою у виготовленні є щока прямокутної форми, тоді як овальна форма є найбільш ефективною з точки зору розподілу напружень. Для оптимізації використання матеріалу щоки, що не беруть участі у роботі та є найбільш віддаленими від осі валу, зрізаються, що дозволяє зменшити неврівноважені маси обертових частин.

Колінчасті вали автомобільних і тракторних двигунів, виготовлені методом штампування, часто мають прямокутні щоки із заокругленими краями. У таких двигунах також використовуються вали з овальними щоками. Якщо між опорами розташовані два коліна, необхідно застосовувати довгі щоки, що ускладнює конструкцію та збільшує вагу валу. Круглі щоки (мал.3.2.в) мають переваги, такі як можливість зменшення товщини щок і збільшення довжини шийок, що зменшує зношування і полегшує обробку щок. Деякі дослідження показують, що еліптичні щоки, наближені до круглих, мають не меншу міцність на втому порівняно з круглими щоками, але при цьому мають меншу масу.

При зменшеному відношенні S/D у поєднанні зі збільшеними діаметрами шийок можна досягти значного перекриття шийок $\Delta = \frac{d+d_1}{2} - R$, що підвищує міцність і дозволяє зменшити товщину щоки b без збільшення її ширини h . Переходи від щок до шийок слід виконувати з великими радіусами закруглень (галтелей) для зниження концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі може заважати скорочення робочої довжини шийки. У швидкохідних двигунах, щоб уникнути проблем при шліфуванні торцевих поверхонь шийки, її спряження з щоками виконується через спеціальні кільцеві бортики, що обмежують осьове переміщення кривошипної головки шатуна. Бортики, у свою чергу, спряжені з щоками через галтелі радіусом $r \geq (0,07 \dots 0,10)d$, що сприяє зниженню концентрації напружень.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54



Малюнок 3.3 Схеми кріплення противаг на щоках колінчастого валу

Схеми кріплення противаг колінчастого валу наведені на мал. 3.3, а-д. При кріпленні за схемами мал. 3.3, а,б існує ризик розриву болтів при підвищенні частоти обертання колінчастого валу. Надійнішими є схеми кріплення, зображені на рис. 3.3, в,г,д, де передбачене розвантаження болтів від дії сил інерції. У схемі на рис. 3.3, в болти розвантажуються шпонками, що працюють на зрізання; у схемах рис. 3.3, г,д – зубцями противаг; болти в цьому випадку працюють на розтягування внаслідок сил затяжки.

У двигунах підвищеної потужності, а також у швидкохідних двигунах противаги часто виконуються як одне ціле зі щоками, що, хоч і ускладнює

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

виготовлення валу, проте забезпечує підвищену надійність конструкції. У деяких випадках противаги приварюють до щок колінчастого валу, але така конструкція має недолік у вигляді порушення структури матеріалу валу, особливо якщо він виготовлений із легованих сталей. У двигунах автомобільного та тракторного типу противаги нерідко встановлюються не на всіх щоках. У двигунах з кривошипно-камерною продувкою противаги також виконують функцію заповнення кривошипної камери, що дозволяє зменшити шкідливий простір і досягти необхідного тиску продувного повітря. Іноді противаги крайнього коліна виконують функцію глушника крутильних коливань.

Вільний кінець валу з протилежної сторони відбору потужності зазвичай використовується для монтажу шестірні, що приводить у дію масляний, водяний та паливний насоси, а також підкачний паливний насос. Тут також розміщується додатковий кривошип або інший механізм, що приводить в дію нагнітач, пусковий компресор та допоміжні агрегати. У деяких конструкціях двигунів на вільному кінці валу монтується шестірня приводу розподільчого механізму. В автомобільних і тракторних двигунах на цьому кінці розміщуються шків приводу вентилятора, храповик, пристрій для запуску двигуна вручну, а в окремих випадках – глушник крутильних коливань.

До корінних та шатунних шийок мастило зазвичай подається під тиском, при цьому вал використовується як маслопровід системи змащування. Найчастіше мастило підводиться з масляної системи по відгалуженнях до корінних підшипників під тиском 0,3...0,8 МПа. З корінних підшипників мастило надходить у порожнини корінних шийок валу, а звідти – через канали у щоках та шатунних шийках – у масляний зазор шатунних підшипників.

Оскільки мастило може містити домішки (металеві частинки, кокс, бруд), необхідно застосовувати пристрої, які запобігають попаданню цих частинок у масляний зазор. Одним із таких засобів є трубки підведення мастила, які закріплені у стінках шатунної шийки та опущені на значну глибину в порожнину шатунних

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

шийок. Аналогічного результату можна досягти, розмістивши масляні канали перпендикулярно до порожнини коліна.

3.2. Пропозиції по вдосконаленню конструкції колінчастого валу

Для істотного зниження витрат на виробництво колінчастого валу газового двигуна 6ГЧН25/34, що працює в умовах відносно низьких навантажень, було розроблено нову конструкцію валу, яка суттєво відрізняється від прототипу — колінчастого валу дизельного двигуна 6ЧН25/34. Прототип, розроблений у 1990-1995 роках на АТБТ «Первомайськдизельмаш», використовував сталевий колінчастий вал зі сталі 34ХН1МА. Це було обумовлено необхідністю відповідати суворим вимогам Правил Морського Регістру, оскільки дизелі цього типу широко застосовувалися на судах морського флоту.

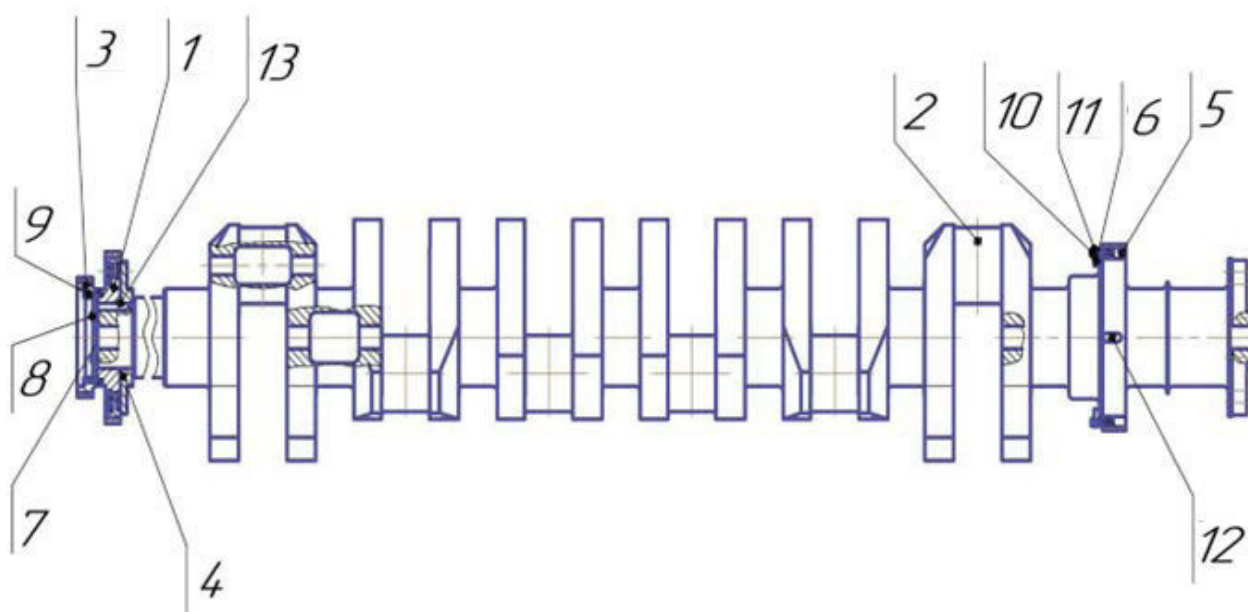
У новій конструкції колінчастого валу сталь 34ХН1МА була замінена на сталь 45Г. Це дозволило істотно знизити собівартість виробництва, зберігаючи механічні властивості та міцність компонента. Зниження собівартості було досягнуто завдяки кільком основним факторам. По-перше, сталь 45Г є менш легованим і, відповідно, дешевшим матеріалом у порівнянні зі сталлю 34ХН1МА, оскільки містить меншу кількість дорогих легуючих елементів, таких як нікель або молібден. По-друге, сталь 45Г має кращу оброблюваність, що спрощує процеси механічної обробки, знижуючи зношування інструменту та витрати на його заміну. Крім того, ця сталь потребує менш суворих умов термообробки, що знижує енергозатрати та витрати на цей етап виробництва. Завдяки більш широкій доступності сталі 45Г на ринку також вдалося знизити логістичні витрати, що додатково вплинуло на зменшення загальних витрат. Сталь 45Г володіє необхідною міцністю та в'язкістю, що робить її оптимальним вибором для виготовлення колінчастих валів, забезпечуючи достатню надійність при менших витратах на виробництво.

Газові двигуни, через особливості горіння газового палива, не можуть використовувати високі ступені стиску та тиску наддуву, оскільки це може

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

привести до детонаційного характеру згоряння. Детонація, у свою чергу, може спричинити руйнування деталей двигуна. Тому робота двигуна з проявами детонації суворо заборонена, а сам двигун обладнується датчиками детонації, що робить перевантаження практично неможливим. Цей аспект було враховано під час розробки нової конструкції, що дозволило визначити оптимальні параметри для забезпечення надійної роботи в умовах помірних навантажень.

Для збереження уніфікації таких ключових деталей, як шатун, фундаментна рама, поршень, вкладиші шатунних та рамових підшипників, діаметри шатунної та рамової шийки залишилися без змін. Це дозволило мінімізувати виробничі витрати та полегшити інтеграцію нової конструкції в існуючі виробничі процеси.



Малюнок 3.4

1-шестерня демпфіруюча; 2-вал колінчастий; 3-шестерня приводу масляного насосу; 4-диск упорний; 5-шестерня приводу розподільчого валу; 6-прижим; 7-диск; 8,9,10-болт; 11-шайба стопорна; 12,13-шпонка

Запроектований колінчастий вал (рис. 3.4) виготовлений із сталі 45Г, має противаги, що виконані за одне ціле із щоками, вісім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Для підвищення

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

міцності поверхні рамових та шатунних шийок було застосовано індукційне загартування. Цей метод дозволяє зміцнити поверхневий шар деталі, створюючи високу твердість, що значно підвищує стійкість до зношування та ударних навантажень. Завдяки локальному загартуванню, основна частина деталі зберігає в'язкість, що забезпечує високу загальну міцність і тривалість експлуатації. Кривошипи двигуна 6ЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120° . Мастило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок. Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу мастила.

На передньому кінці валу встановлені шестерня приводу масляного насоса 3 та демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів 1. Шестерня приводу масляного насоса 3 болтами 9 жорстко сполучена з маточиною демпфіруючої шестерні 1, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Від осевого зміщення шестерня демпфіруюча утримується диском упорним 4 з одного боку і диском 7 та чотирма болтами 8 з другого боку. Від обертання маточина демпфіруючої шестерні 1 стопориться призматичною шпонкою 13.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня, на яку насаджена шестерня колінчастого валу 5, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осевого переміщення шестерня утримується прижимами 6, які кріпляться болтами 10 і стопоряться шайбами стопорними 11. За останньою рамовою шийкою колінчастого валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника на фланець кріплення маховика.

Для подальшої оптимізації маси колінчастого валу було внесено кілька конструктивних змін. Товщину щік було зменшено з 70 мм до 65 мм, що дозволило суттєво знизити загальну масу компонента. Зниження маси позитивно вплинуло на балансування валу та знизило навантаження на підшипники, що в результаті покращило експлуатаційні характеристики двигуна та зменшило витрати пального.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатково, конструктивне рішення з отворами в рамовій шийці діаметром 70мм та в шатунній шийці діаметром 60мм сприяло подальшому зниженню маси колінчастого валу, покращенню розподілу маси та зменшенню інерційних навантажень під час роботи двигуна. Отвори дозволили досягти більш ефективного охолодження та змащення вузлів, що підвищило їхню надійність та довговічність.

Застосування противаг на щоках колінчастого валу значно зменшило максимальні навантаження на підшипники колінчастого валу, що збільшило ресурс роботи вкладишів рамових підшипників. Крім того, застосування противаг зменшило шум та вібрацію двигуна, що суттєво покращило умови праці обслуговуючого персоналу.

Таким чином, застосування сталі 45Г у поєднанні з комплексною оптимізацією конструкції дозволило досягти значного зниження вартості виробництва колінчастого валу без компромісів щодо його якості та надійності. Ці зміни сприяють підвищенню ефективності виробничого процесу, покращенню експлуатаційних характеристик двигуна, зменшенню навантажень на основні вузли та загальному зниженню маси деталі, що зрештою підвищує економічність системи в цілому.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

3.3. Розрахунок на міцність колінчастого валу

1. Вихідні дані

1. Тип двигуна, позначення	6ГЧН25/34
2. Тактність та спосіб сумішоутворення	4- тактний, з примусовим
3. Число циліндрів	$i = 6$
4. Розрахункова потужність, кВт	$P = 525$
5. Розрахункова частота обертання, хв^{-1}	$n = 600$
6. Напрямок обертання	вправо
7. Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
8. Діаметр циліндру, мм	$D = 250$
9. Довжина ходу поршня, мм	$S = 340$
10. Максимальний тиск згоряння, МПа	$p_{\max} = 9,1$
11. Розрахункова ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
12. Довжина шатуна, мм	$L = 690$
13. Радіальна сила: - максимальна, Н	$F_{r\max} = 358780$
- мінімальна, Н	$F_{r\min} = -57720$
14. Тангенціальна сила: - максимальна, Н	$T_{\max} = 125190$
- мінімальна, Н	$T_{\min} = -37530$
15. Матеріал колінчастого валу	Сталь 45Г ДСТУ 7806:2015
- тимчасовий опір, МПа	$R_m = 620$
- відносне подовження, %	$A_5 = 15$
- робота удару, кДж/м	$KCU = 480$
- термічна обробка	загартування 850С масло з наступним відпуском 600С повітря

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

16.Конструктивні співвідношення елементів колінчастого валу (позначення показані на ескізі коліна)

- діаметр шатунної шийки $D_H/D = 0,6...0,8$	$H_{25}:H_{50}=$	0,72
- діаметр рамової шийки $D_G/D = 0,6...1,0$	$D_G/D =$	0,92
- діаметр отвору в шатунній шийці $D_{BH}/D = 0,20...0,40$	$D_{BH}/D =$	0,24
- діаметр отвору в рамовій шийці $D_{BG}/D = 0,20...0,40$	$D_{BG}/D =$	0,28
- радіус галтелі шатунної шийки $R_H/D = 0,04...0,06$	$R_H/D =$	0,04
- радіус галтелі рамової шийки $R_G/D = 0,04...0,06$	$R_G/D =$	0,04
- радіус піднутріння шатунної шийки $T_H/D = 0...0,06$	$T_H/D =$	0
- радіус піднутріння рамової шийки $T_G/D = 0...0,06$	$T_G/D =$	0
- ширина щоки $B/D = 0,9...1,2$	$B/D =$	1,2
- товщина щоки $W/D = 0,25...0,35$	$W/D =$	0,26
- Відстань поміж осями циліндрів (довжина коліна) $L/D = 1,2...1,8$	$L/D =$	1,52

17.Діаметр шатунної шийки, мм	$D_H =$	180
18.Діаметр рамової шийки,мм	$D_G =$	230
19.Діаметр отвору в шатунній шейці, мм	$D_{BH} =$	60
20.Радіус галтелі шатунної шийки, мм	$R_H =$	10
21.Радіус галтелі рамової шийки, мм	$R_G =$	10
22.Поднутріння галтелі шатунної шийки, мм	$T_H =$	0
23.Поднутріння галтелі рамової шийки, мм	$T_G=$	0
24.Діаметр отвору в рамовій шийці, мм	$D_{BG}=$	70
25.Відстань поміж осями шийок,мм	$E =$	170
26.Перекриття шийок, мм	$S =$	35
27.Ширина щоки, мм	$B =$	300
28.Товщина щоки, мм	$W =$	65
29. Довжина коліна,мм	$L =$	380

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

30.Плече згинання галтелі рамової шийки, м $L_1 = 0,0836$

31.Плече згинання масляного отвору, м $L_2 = 0,19$

2. Розрахунок коефіцієнтів концентрації напруги в галтелях колінчастого валу та масляному отворі

Для розрахунку коефіцієнтів концентрації напруги в галтелях шатунних і рамових шийок знаходимо співвідношення розмірів його конструктивних елементів

$$s = S/D \quad s = 0,140$$

$$w = W/D \quad w = 0,260$$

$$b = B/D \quad b = 1,200$$

$$d_G = D_{BG}/D \quad d_G = 0$$

$$d_H = D_{BH}/D \quad d_H = 0,240$$

$$t_H = T_H/D \quad t_H = 0$$

$$t_G = T_G/D \quad t_G = 0$$

$$r = R_H/D \quad r = 0,040$$

Діаметр масляного отвору в коліні вала, м $d_0 = 0,014$

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги при згинанні в галтелі шатунної шийки визначаємо допоміжні коефіцієнти

$$f(s, w) = -4,1883 + 29,2004 \cdot w - 77,592 \cdot w^2 + 91,9454 \cdot w^3 - 40,041 \cdot w^4 + (1 - s) \cdot (9,544 - 58,3480 \cdot w + 159,3415 \cdot w^2 - 192,5846 \cdot w^3 + 85,2916 \cdot w^4) + (1 - s)^2 \cdot (-3,8399 + 25,0444 \cdot w - 70,5571 \cdot w^2 + 87,0328 \cdot w^3 - 39,1832 \cdot w^4) = f(s, w) = 0,888$$

$$f(w) = 2,179 \cdot w^{0,7171} \quad f(w) = 0,829$$

$$f(b) = 0,684 - 0,0077 \cdot b + 0,1473 \cdot b^2 \quad f(b) = 0,887$$

$$f(r) = 0,2081 \cdot r^{(-0,5231)} \quad f = 1,121$$

$$f(d_G) = 0,9993 + 0,27 \cdot d_G - 1,0211 \cdot d_G^2 + 0,5306 \cdot d_G^3 \quad f(d_G) = 1,006$$

$$f(d_H) = 0,9978 + 0,3145 \cdot d_H - 1,5241 \cdot d_H^2 + 2,4147 \cdot d_H^3 \quad f(d_H) = 1,019$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s) \quad f_t = 1$$

$$\alpha_B = 2,6914 \cdot f(s, w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f_t \quad \alpha_B = 2,020$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

2.2 Галтель рамової шийки

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги від згинання в галтелі рамової шийки визначаємо допоміжні коефіцієнти.

$$f_B(s, w) = -1,7625 + 2,9821 \cdot w - 1,527 \cdot w^2 + (1 - s) \cdot (5,1169 - 5,8089 \cdot w + 3,1391 \cdot w^2) + (1 - s)^2 \cdot (-2,1567 + 2,3297 \cdot w - 1,2952 \cdot w^2) \quad f_B(s, w) = 0,982$$

$$f_B(w) = 2,2422 \cdot w^{0,7548} \quad f_B(w) = 0,811$$

$$f_B(b) = 0,5616 + 0,1197 \cdot b + 0,1176 \cdot b^2 \quad f_B(b) = 0,875$$

$$r = R_G / D_G \quad r = 0,043$$

$$f_B(r) = 0,1908 \cdot r^{(-0,5568)} \quad f_B(r) = 1,093$$

$$f_B(d_G) = 1,0012 - 0,6441 \cdot d_G + 1,2265 \cdot d_G^2 \quad f_B(d_G) = 0,917$$

$$f_B(d_H) = 1,0012 - 0,1903 \cdot d_H + 0,0073 \cdot d_H^2 \quad f_B(d_H) = 0,956$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s) \quad f_t = 1$$

Коефіцієнт концентрації напруги від згинання в галтелі рамової шийки

$$\beta_B = 2,7146 \cdot f_B(s, w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_B(r) \cdot f_B(d_G) \cdot f_B(d_H) \cdot f_t \quad \beta_B = 1,81$$

2.3 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від зрізу щоки

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруг зрізу вичисляємо допоміжні коефіцієнти

$$f_Q(s) = 0,4368 + 2,1630 \cdot (1 - s) - 1,5212 \cdot (1 - s)^2 \quad f_Q(s) = 1,172$$

$$f_Q(w) = w / (0,0637 + 0,9369 \cdot w) \quad f_Q(w) = 0,846$$

$$f_Q(b) = -0,5 + b \quad f_Q(b) = 0,700$$

$$f_Q(r) = 0,5331 \cdot r^{(-0,2038)} \quad f_Q(r) = 1,027$$

$$f_Q(d_H) = 0,9937 - 1,1949 \cdot d_H + 1,7373 \cdot d_H^2 \quad f_Q(d_H) = 0,807$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s) \quad f_t = 1,63$$

$$\beta_Q = 3,0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f_t \quad \beta_Q = 2,82$$

2.4 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від скручування для рамової шийки.

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги від скручування вичисляємо допоміжні коефіцієнти

$$f(r, s) = r^{(-0,322+0,10115 \cdot (1-S))} \quad 2,129$$

$$f(b) = 7,8955 - 10,654 \cdot b + 5,3482 \cdot b^2 - 0,857 \cdot b^2 \quad 1,331$$

$$f(w) = w^{(-0,145)} \quad 1,216$$

Коефіцієнт концентрації напруги від скручування рамової шийки

$$\beta_T = 0,8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w) \quad 2,76$$

Масляний отвір в шийках колінчастого валу

Коефіцієнт концентрації напруги згинання знаходиться по формулі

$$\gamma_B = 3 - 5,88 \cdot d_0 + 34,6 \cdot d_0^2 \quad 2,82$$

Коефіцієнт концентрації напруги скручування знаходиться по формулі

$$\gamma_T = 4 - 6 \cdot d_0 + 30 \cdot d_0^2 \quad 3,92$$

2.5 Розрахунок змінних напруг, що виникають в результаті дії згинальних моментів та зрізуючих сил.

В якості номінального згинального момента приймається момент з плечем згинання L_1 від радіальної складової, що передається шатуном. Номінальні змінні напруги, що виникають під дією згинальних моментів та зрізуючих сил, слід відносити до площі поперечного розрізу щокі колінчастого валу в середині перекриття шийок або в середині поміж сусідніми твірними шийок, які не перекриваються.

Величини згинальних моментів

$$\text{- максимальний } M_{\text{вmax}} = 0,5 \cdot F_{\text{rmax}} \cdot L_1, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad M_{\text{вmax}} = 14997,004$$

$$\text{- мінімальний } M_{\text{вmin}} = 0,5 \cdot F_{\text{rmin}} \cdot L_1, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad M_{\text{вmin}} = -2412,7$$

Зрізуючих сил

$$\text{- максимальна } Q_{\text{max}} = 0,5 \cdot T_{\text{max}}, \text{ Н} \quad Q_{\text{max}} = 62595$$

$$\text{- мінімальна } Q_{\text{min}} = 0,5 \cdot T_{\text{min}}, \text{ Н} \quad Q_{\text{min}} = -18765$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Крутних моментів

- максимальних $M_{\max} = T_{\max} \cdot R$, Н·м

$$M_{\max} = 21282$$

- мінімальних $M_{\min} = T_{\min} \cdot R$, Н·м

$$M_{\min} = -6380$$

Номинальний перемінний згинальний момент M_{BN} , Н·м

$$M_{BN} = \pm \frac{1}{2} \cdot (M_{B\max} - M_{B\min})$$

$$M_{BN} = 8704,9$$

Момент опору поперечного розрізу щоки

$$W_{eg} = \frac{B \cdot W^2}{6}, \text{мм}^3$$

$$W_{eg} = 211250$$

Номинальна перемінна напруга при згинанні, МПа

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{eg}} \cdot 10^3$$

$$\sigma_{BN} = 41,2$$

Номинальна змінна сила зрізу, Н

$$Q_N = \pm \frac{1}{2} \cdot (Q_{B\max} - Q_{B\min})$$

$$Q_N = 40680$$

Номинальна змінна напруга зрізу в щоці, МПа

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{B \cdot W} \cdot K_e$$

$$\sigma_{QN} = 2,1$$

Змінна згинальна напруга в галтелі шатунної шийки, МПа

$$\sigma_{BH} = \pm (\alpha_B \cdot \sigma_{BN})$$

$$\sigma_{BH} = 83,2$$

2.6 Розрахунок змінної напруги скручування

Номинальний змінний крутний момент

$$M_T = \pm \frac{1}{2} \cdot (M_{T\max} - M_{T\min}), \text{Нм}$$

$$M_T = 13831,2$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу шатунної шийки

$$W_{PH} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_H^4 - D_{BH}^4}{D_H} \right), \text{мм}^3$$

$$W_{PH} = 1130760,0$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу рамової шийки

$$W_{PG} = \frac{\pi \cdot D_G^3}{16}, \text{мм}^3$$

$$W_{PG} = 2388534,2$$

Номинальна змінна напруга скручування в шатунній шийці

$$\tau_{NH} = \pm \frac{M_T}{W_{PH}} \cdot 10^3, \text{МПа}$$

$$\tau_{NH} = 12,2$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Номінальна змінна напруга скручування в рамовій шийці

$$\tau_{NG} = \pm \frac{M_T}{W_{PG}} \cdot 10^3, \text{ МПа} \quad \tau_{NG} = 5,8$$

Змінні напруги скручування в галтелях колінчастого валу

шатунні шийки $\tau_H = \alpha_T \cdot \tau_{NH}, \text{ МПа} \quad \tau_H = 33,7$

рамові шийки $\tau_G = \beta_T \cdot \tau_{NG}, \text{ МПа} \quad \tau_G = 16,0$

2.7 Додаткова напруга згинання

На додаток до змінних напруг згинання в галтелях слід враховувати напруги від згинання, що виникають внаслідок розцентровки та деформації рами, а також поздовжніх та поперечних коливань колінчастого валу шляхом введення напруги

$$\sigma_{add}, \text{ МПа} \quad \sigma_{add} = 10$$

2.8 Розрахунок еквівалентної змінної напруги

Еквівалентна змінна напруга в галтелі шатунної шийки

$$\sigma_{VH} = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2}, \text{ МПа} \quad \sigma_{VN} = 110,0$$

Змінна згинальна напруга в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{BG} = \pm (\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN}), \text{ МПа} \quad \sigma_{BG} = 80,6$$

Еквівалентна змінна напруга в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{VG} = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_G^2}, \text{ МПа} \quad \sigma_{VG} = 94,7$$

2.9 Розрахунок границь витривалості для шийок колінчастого валу

Границя витривалості для шатунної шийки

$$\sigma_{DWN} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_H^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_H}}), \text{ МПа} \quad \sigma_{DWH} = 233,0$$

Границя витривалості для рамової шийки

$$\sigma_{DWG} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_G^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_G}}), \text{ МПа} \quad \sigma_{DWG} = 227,6$$

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

2.10 Коефіцієнт запасу міцності

Розміри колінчастого валу є достатніми, так як коефіцієнти запасу (відношення границі витривалості до еквівалентної змінної напруги) для галтелей як шатунної, так і рамової шийки відповідають умові

- для шатунної шийки	$Q_H = \sigma_{DWH} / \sigma_{VH} \geq 1,2$	$Q_H =$	2,46
- для рамової шийки	$Q_G = \sigma_{DWG} / \sigma_{VG} \geq 1,2$	$Q_G =$	2,40

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Охорона праці

Експлуатація двигуна повинна проводитися відповідно до вимог заводу-виробника, дотримуючись загальних норм охорони праці. Це забезпечує мінімізацію ризиків, пов'язаних з виробничою діяльністю, і гарантує безпечне робоче середовище. Основні заходи охорони праці включають:

1. Забезпечення засобами індивідуального захисту:

Персонал, який обслуговує двигун, повинен мати засоби індивідуального захисту (ЗІЗ), зокрема навушники, захисні окуляри, каски та рукавички, що відповідають характеру виконуваної роботи. Рівень шуму двигуна може досягати високих значень, тому використовуються навушники або протишумові вкладиші. Спецодяг має бути виготовлений з вогнестійких матеріалів, що захищають від високих температур і можливих бризок гарячих рідин. ЗІЗ мають відповідати встановленим стандартам, забезпечувати високий рівень захисту та комфорт, що сприяє ефективному виконанню робочих завдань. Регулярний огляд ЗІЗ для виявлення можливих дефектів та своєчасна заміна є критично важливими для підтримання їх ефективності.

2. Вимоги до робочих місць:

Робочі місця, особливо розташовані на висоті понад 500 мм, повинні бути обладнані захисними огорожами для запобігання падінням. Безпечний доступ до робочих місць та уникнення перешкод є необхідними умовами для забезпечення нормальних умов праці. Підтримання чистоти робочої зони, організація робочого простору без зберігання сторонніх предметів, а також дотримання належного освітлення сприяють безпечній роботі. Рівень освітлення в машинному відділенні повинен бути достатнім для безпечної роботи, як для загального, так і для місцевого освітлення робочих зон. Підлога повинна бути рівною, неслизькою та без дефектів, які можуть спричинити травми. Регулярно слід оцінювати стан освітлення та перевіряти відповідність його нормативним вимогам.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

3. Пожежна безпека:

Пожежна безпека є однією з пріоритетних вимог під час експлуатації двигуна. Гарячі частини двигуна повинні бути покриті ізоляційними матеріалами для уникнення опіків і запобігання можливому загорянню. Зберігання легкозаймистих матеріалів у зоні машинного відділення суворо заборонено, а також обмежується проведення ремонтних робіт поблизу діючих агрегатів. Пожежне обладнання (вогнегасники, протипожежні щити) повинно бути доступним і справним. У машинному відділенні повинно бути встановлено достатню кількість вогнегасників відповідного типу, а також встановлені автоматичні системи виявлення та сповіщення про пожежу. Регулярна перевірка працездатності систем протипожежного захисту є обов'язковою для забезпечення оперативного реагування на можливі надзвичайні ситуації.

4. Електробезпека:

Обслуговування електрообладнання вимагає високого рівня підготовки і суворого дотримання техніки безпеки. Всі рухомі частини електроустановок повинні бути огорожені, що зменшує ризик випадкових контактів. Всі металеві частини електрообладнання когенераційної установки повинні бути заземлені. Важливим є також регулярний контроль електропроводки, надійність ізоляції та працездатність систем захисту від перенапруг. Опір ізоляції електропроводки повинен відповідати встановленим нормам. Використання тільки сертифікованого обладнання та інструментів, а також заборона несанкціонованого підключення додаткових споживачів електроенергії є основою безпечної експлуатації електрообладнання. Використання електроінструменту з подвійною ізоляцією або живленням від безпечної напруги також є обов'язковим.

5. Вентиляція:

Для забезпечення належних умов праці в машинному відділенні необхідна постійна робота системи припливно-витяжної вентиляції. Це сприяє підтриманню безпечних концентрацій шкідливих речовин та створенню сприятливих метеорологічних умов. Періодичний огляд вентиляційних систем та можливість

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

аварійного провітрювання забезпечують надійність їх експлуатації у будь-яких обставинах. Система припливно-витяжної вентиляції повинна забезпечувати необхідну кратність повітрообміну, враховуючи тепловиділення від двигуна.

6. Захист від шуму та вібрацій:

Двигун характеризується високим рівнем шуму та вібрацій, що може негативно впливати на здоров'я обслуговуючого персоналу. Для мінімізації цих впливів використовуються глушники та звукоізоляційні кожухи. Вібрації знижуються завдяки спеціальним віброгасникам, а персонал використовує засоби індивідуального захисту слуху. Регулярне вимірювання рівня шуму та вібрацій дозволяє своєчасно ідентифікувати перевищення допустимих норм і вжити заходів для усунення проблеми. Рівень звукового тиску на робочому місці не повинен перевищувати допустимих значень за восьмигодинну робочу зміну, а загальний рівень вібрації на робочому місці не повинен перевищувати встановлених нормативів.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Під час роботи двигуна в атмосферу виділяються різноманітні шкідливі речовини, що можуть негативно впливати на навколишнє середовище. До основних забруднювачів належать:

- Окис вуглецю (CO) та вуглекислий газ (CO₂), які виникають при неповному згорянні палива. Окис вуглецю є токсичним газом, який взаємодіє з гемоглобіном крові, що призводить до гіпоксії. Вуглекислий газ, у свою чергу, є одним з основних чинників парникового ефекту, що сприяє глобальному потеплінню. При спалюванні природного газу виділяється вуглекислий газ та невеликі кількості окису вуглецю. Для потужності 525 кВт, при споживанні газу близько 0,27 м³/кВт·год, витрата газу становить приблизно 141,75 м³/год. Спалювання 1 м³ природного газу виробляє приблизно 1,9 кг CO₂, отже, загальні викиди CO₂ складають близько 269,325 кг/год. Зменшення викидів може бути досягнуто за

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

рахунок удосконалення технологій спалювання палива, а також використання каталізаторів для очищення вихлопних газів.

- Окисли азоту (NO_x), які утворюються при високих температурах під час роботи двигуна. Ці речовини сприяють утворенню кислотних дощів і фотохімічного смогу, що негативно впливають на флору, фауну та якість ґрунтів. Викиди NO_x при роботі газового двигуна можуть становити 2-3 г/кВт·год. Для потужності 525 кВт це становить приблизно 1,4175–2,1225 кг/год. Для зниження рівня NO_x слід використовувати технології рециркуляції вихлопних газів і спеціальні каталізатори, що дозволяють зменшити їх концентрацію у викидах.

- Канцерогенні речовини, зокрема поліциклічні ароматичні вуглеводні, які виділяються під час неповного згоряння палива. Дані речовини накопичуються в організмі людини і можуть спричиняти розвиток онкологічних захворювань. Використання сучасних систем очищення вихлопних газів дозволяє значно знизити викиди таких сполук.

- Метан (CH_4): Незгорілий метан може становити 1–2% від споживаного палива, що еквівалентно 1–2 м³/год. Метан є потужним парниковим газом з потенціалом глобального потепління в 25 разів більшим, ніж CO_2 . Заходи зменшення включають забезпечення повного згоряння палива, налаштування системи подачі палива та повітря, використання окислювальних каталізаторів.

Для зменшення негативного впливу на навколишнє середовище необхідно впроваджувати наступні заходи:

1. Оптимізація процесу згоряння палива:

Застосування сучасних технологій дозволяє досягти максимально ефективного згоряння палива, що зменшує кількість шкідливих викидів. Використання якісного палива, регулярне технічне обслуговування двигуна, а також оптимізація його робочих параметрів сприяють зниженню рівня забруднення. Регулювання паливно-повітряної суміші забезпечує оптимальне

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

співвідношення газу та повітря для повного згоряння, що підвищує ККД двигуна та зменшує викиди шкідливих речовин.

2. Фільтрація та каталіз:

Використання систем фільтрації та каталізаторів дозволяє значно знизити викиди шкідливих речовин. Каталізатори сприяють розкладанню токсичних сполук на менш шкідливі компоненти, що значно зменшує екологічний вплив вихлопів. Крім того, фільтри дозволяють зменшити концентрацію твердих частинок у вихлопних газах. Використання окислювальних каталізаторів дозволяє знизити викиди СО та незгорілих вуглеводнів, а також каталітичних нейтралізаторів для зменшення NOx.

3. Зниження шуму та вібрацій:

Використання глушників та віброгасників, а також звукоізоляційних матеріалів, допомагає мінімізувати рівень шуму та вібрацій. Ці заходи сприяють зменшенню негативного впливу на здоров'я персоналу та мешканців прилеглих територій. Глушники шуму дозволяють знизити рівень шуму на 20–25 дБА. Звукоізоляція приміщень, де розташовані двигуни, дозволяє мінімізувати вплив на навколишнє середовище. Використання вібропоглинаючих матеріалів та конструкцій дозволяє зменшити передачу вібрацій на навколишнє обладнання та будівельні конструкції.

4. Контроль викидів:

Впровадження автоматизованих систем моніторингу викидів дозволяє вчасно виявляти перевищення допустимих рівнів забруднення та оперативно вживати заходи щодо їх зниження. Регулярний аналіз даних моніторингу забезпечує ефективне управління екологічними ризиками та покращення екологічної безпеки роботи. Встановлення систем, які забезпечують безперервний контроль параметрів викидів з точністю $\pm 5\%$, та проведення контрольних вимірювань викидів шкідливих речовин не рідше ніж раз на півроку є важливими заходами для забезпечення екологічної безпеки.

5. Навчання та підвищення кваліфікації персоналу:

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Працівники, що відповідають за експлуатацію двигуна, повинні проходити регулярне навчання та підвищення кваліфікації, зокрема щодо екологічних аспектів роботи. Це сприяє формуванню екологічної культури і підвищенню усвідомленості щодо необхідності зменшення негативного впливу на довкілля. Періодичність навчання має бути не рідше ніж один раз на три роки, а тематика включати екологічні аспекти експлуатації газових когенераційних установок, методи зменшення викидів, управління відходами, енергоефективність.

6. Утилізація відходів:

Утилізація відходів, що утворюються під час експлуатації двигуна (наприклад, масла, фільтри, технічні рідини), повинна здійснюватися відповідно до вимог екологічного законодавства. Важливо забезпечити правильне зберігання таких відходів до моменту їх утилізації для уникнення можливих витоків та забруднення ґрунтів і водних ресурсів. Небезпечні відходи повинні зберігатися в спеціально обладнаних місцях, а їх утилізація має здійснюватися спеціалізованими підприємствами з відповідними дозволами.

7. Моніторинг стану навколишнього середовища:

Регулярний моніторинг екологічного стану в зоні роботи двигуна дозволяє оцінити вплив на довкілля і ефективність застосованих заходів з охорони навколишнього середовища. Заміри якості повітря, води та стану ґрунтів є необхідними для аналізу ситуації та прийняття відповідних рішень щодо мінімізації негативного впливу. Вимірювання концентрацій CO, NO_x, CH₄ в атмосферному повітрі, аналіз стану ґрунтів та водних ресурсів повинні здійснюватися не рідше ніж раз на рік.

8. Підвищення ефективності енергоспоживання:

Використання сучасних систем управління двигуном та альтернативних видів палива сприяє підвищенню ефективності роботи і зменшенню споживання енергії, що має позитивний вплив на екологію. Підтримання коефіцієнта корисної дії на рівні 40–45% шляхом регулярного технічного обслуговування та налаштування двигуна є важливим для ефективного енергоспоживання. Використання тепла

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

відпрацьованих газів для генерації теплової енергії дозволяє підвищити загальний ККД установки до 85–90%. Розгляд можливості використання біогазу або синтетичного газу сприяє зменшенню викидів парникових газів.

Застосування цих заходів дозволить забезпечити відповідність нормативним вимогам, знизити негативний вплив на навколишнє середовище та покращити умови праці персоналу при експлуатації газового двигуна у складі когенераційної установки.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Магістерська робота на тему «Розробка вдосконаленої конструкції колінчастого валу стаціонарного газового двигуна потужністю 525 кВт» присвячена зниженню витрат на виробництво колінчастого валу для газового двигуна 6ГЧН25/34 шляхом розробки нової конструкції. Нова версія використовує сталь 45Г замість 34ХН1МА, що дозволило знизити витрати завдяки нижчій вартості, кращій оброблюваності та менш суворим вимогам до термообробки. Сталь 45Г також забезпечує надійність при помірних навантаженнях.

Зменшення товщини щік колінчастого валу дозволило знизити масу, покращити балансування та зменшити навантаження на підшипники, що позитивно вплинуло на ефективність і довговічність двигуна. Отвори у рамовій і шатунній шийках також сприяли зменшенню маси та інерційних навантажень, а також покращили охолодження та змащення вузлів, що підвищило їхню надійність.

Збереження уніфікації ключових деталей, таких як шатун, фундаментна рама та поршень, дозволило спростити інтеграцію нової конструкції в існуючі виробничі процеси. Це зменшує потребу в навчанні персоналу, знижує ризик помилок під час складання та полегшує обслуговування двигунів.

Для підвищення міцності поверхні рамових і шатунних шийок застосовано індукційне загартування, яке зміцнює поверхневий шар та підвищує стійкість до зношування, зберігаючи в'язкість основної частини деталі. Локальне індукційне загартування також зменшує витрати у порівнянні з загартуванням усього валу.

Застосування противаг на щоках колінчастого валу знизило навантаження на підшипники, що позитивно вплинуло на ресурс роботи вкладишів та зменшило вібрації і шум. Це покращує умови праці персоналу та зменшує екологічний вплив двигуна.

Отже, використання сталі 45Г та оптимізація конструкції дозволили знизити витрати на виробництво колінчастого валу без втрати якості. Зменшення маси, покращення розподілу навантажень, зниження шуму та вібрацій сприяли підвищенню економічності виробництва і надійності двигуна, зменшуючи потребу в технічному обслуговуванні.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. - 356 с.
2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004. - 288 с.
3. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. – Миколаїв, 2015. – 662 с.
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000 р.
5. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ, 2004.
6. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
7. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивні схеми судових ДВЗ та їх елементів: Учебное пособие. – Миколаїв: НКІ, 1983. - 78 с., іл.
8. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методичні вказівки по конструюванню судових ДВЗ: Учебное пособие. – Миколаїв: НКІ, 1986. - 38 с.
9. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. та ін., Судові двигуни внутрішнього згоряння: Учебник / Судостроение, 1989. - 344 с., іл.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005 р.

					ПННІ НУК 131.61.24.17 ПЗ	Лист
						77
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		