

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально - науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

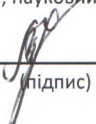
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Вдосконалення конструкції та технологічності виготовлення колінчатого валу для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-21


_____ **Бочкор М.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Бочкор Максиму Васильовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції та технологічності виготовлення колінчатого валу для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34, номінальною потужністю 520 кВт.

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

Вступ.

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції колінчастого валу

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34, Поперечний переріз (СК). 1. Газовий двигун

6ГЧН25/34, Поздовжній переріз (СК). 3. Вал колінчатий (СК), 4,5. Вал

колінчатий (РК). 6. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «10» лютого 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

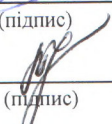
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	24.03.2025	
4	Розробка конструкції колінчатого валу	31.03.2025	
5	Оформлення креслень двигуна, вузла, деталі	11.04.2025	
6	Охорона праці та навколишнього середовища.	25.04.2025	
7	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Бочкор М.В.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

сторінок 75, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 12

В кваліфікаційній роботі «Вдосконалення конструкції та технологічності виготовлення колінчатого валу для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій колінчастих валів. В кваліфікаційній роботі пропонується технічне рішення по вдосконаленню конструкції та технології виготовлення колінчастого валу. Так, колінчастий вал пропонується виготовляти із високоміцностного чавуну замість сталі і на щоках колін відливати противаги, що покращить роботу підшипників шатунних і рамових. Працездатність чавунного колінчастого валу при діючих на нього навантаженнях підтверджується розрахунком його на міцність.

В Додатках до пояснювальної записки приведені складальні креслення двигуна 6ГЧН25/34, колінчастого валу, робоче креслення колінчастого валу та індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, колінчастий вал, противаги, чавун високої міцності, охорона праці.

Abstract

pages 75, figures 3, tables 6, bibliography 12

The qualification work “Improvement of the design and manufacturability of the crankshaft for a stationary gas engine with a capacity of 550 kW. Prototype – 6GChN 25/34” describes the design of the engine - the prototype 6GChN25/34, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics are performed, and an analysis of crankshaft structures is carried out. The qualification work proposes a technical solution to improve the design and technology of manufacturing the crankshaft. Thus, the crankshaft is proposed to be made of high-strength cast iron instead of steel and counterweights are cast on the cheeks of the knees, which will improve the operation of the connecting rod and frame bearings. The operability of the cast-iron crankshaft under the loads acting on it is confirmed by its strength calculation.

The Appendices to the explanatory note contain assembly drawings of the 6GCHN25/34 engine, crankshaft, working drawing of the crankshaft and indicator diagram and force diagrams acting in the crankshaft.

Keywords: gas engine, working process, indicator diagram, dynamics diagrams, crankshaft, counterweights, high-strength cast iron, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна та вибір основних параметрів циклу	15
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	27
2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	31
2.5 Розрахунок теплового балансу.....	36
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОЛІНЧАТОГО ВАЛУ	
3.1 Опис та аналіз конструкції колінчатих валів ДВЗ	40
3.2 Опис конструкції запроектованого колінчатого валу	48
3.3 Розрахунок на міцність колінчатого валу.....	51
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ	
4.1 Вплив шуму і ультразвуку на людину.....	60
4.2 Нормування шуму і ультразвуку.....	61
4.3 Методи і засоби зниження шкідливого впливу шуму і вібрації.....	61
4.4 Розробка заходів щодо безпечної експлуатації ДВЗ.....	66
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	69

					ПІННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Бочкор				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	75
						41-ЕМ-21		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун 6ГЧН25/34, СК (Поперечний переріз), А1.....	70
Додаток 2 Двигун 6ГЧН25/34, СК (Поздовжній переріз), А1.....	71
Додаток 3 Колінчатий вал, СК, А1.....	72
Додаток 4 Колінчатий вал, РК, А1.....	73
Додаток 5 Колінчатий вал, РК, А1.....	74
Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	75

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Тому перед розробниками та виробниками ДВЗ стоїть задача вдосконалення їх конструкції стосовно їх призначення.

Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу завдяки чому поршневий ДВЗ є найбільш економічною енергетичною установкою в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкцій ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Так, що в перспективі в недалекому майбутньому, по існуючим оцінкам очікується дефіцит рідкого моторного палива. Тому пропонується в якості палива замість дизельного палива використовувати природний газ.

В кваліфікаційній роботі розглянуто можливість застосування модернізованого чотиритактного газового двигуна 6ГЧН25/34 потужністю 550 кВт в якості приводного двигуна в газовому двигун-генераторі стаціонарної електростанції.

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості змін порівняно з базовим двигуном. Це здешевить модернізацію і значно прискорить виготовлення двигуна. Також можна буде використовувати те саме технологічне обладнання при виробництві деталей двигуна, що і для

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виготовлення деталей двигуна – прототипу. Використання колінчатого валу покращеної конструкції, виготовленого із високоміцностного чавуну істотно покращить надійність роботи кривошипно-шатунного механізму та зменшить затрати на технічне обслуговування двигуна. Для уніфікації деталей дизельного та газового двигуна діаметри рамової та шатунної шийок залишені без зміни.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

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

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

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

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

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

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

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

1.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

Рамовий підшипник

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

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

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

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

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

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

Вал колінчастий – (рис.1.1) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

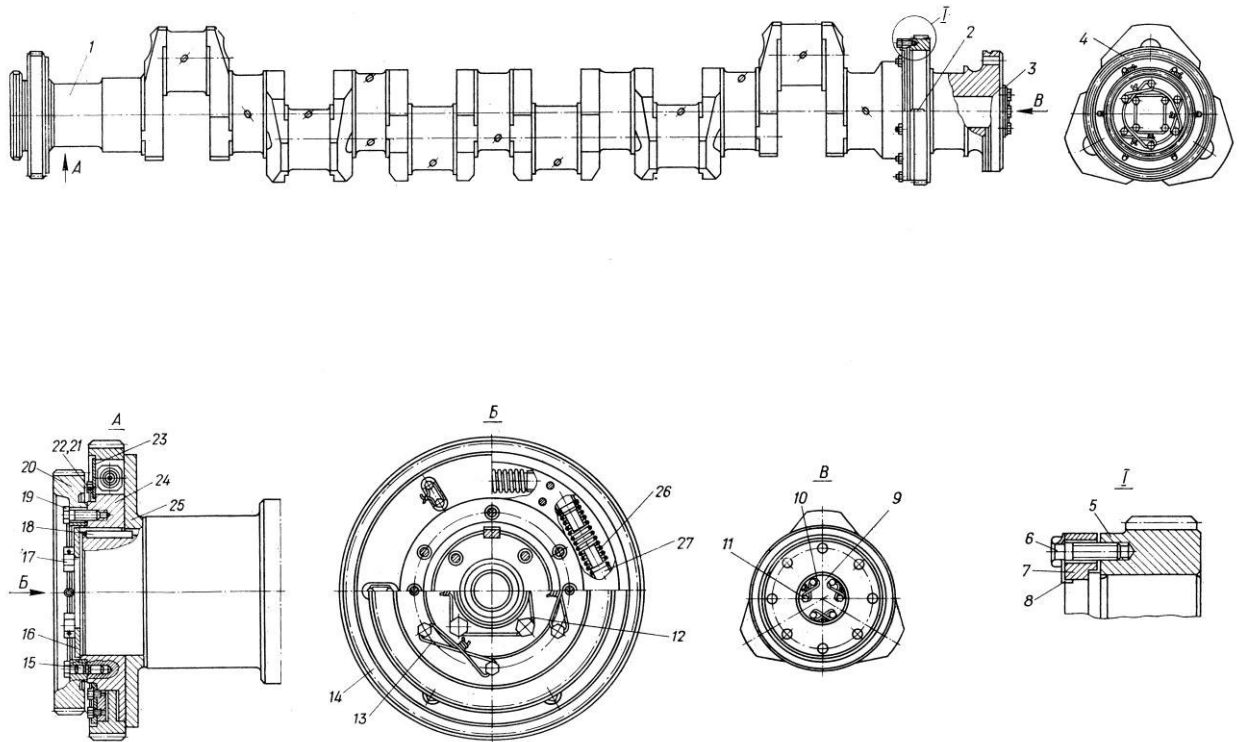


Рисунок 1.1 Вал колінчастий

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

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінвала на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.2) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. 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, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

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

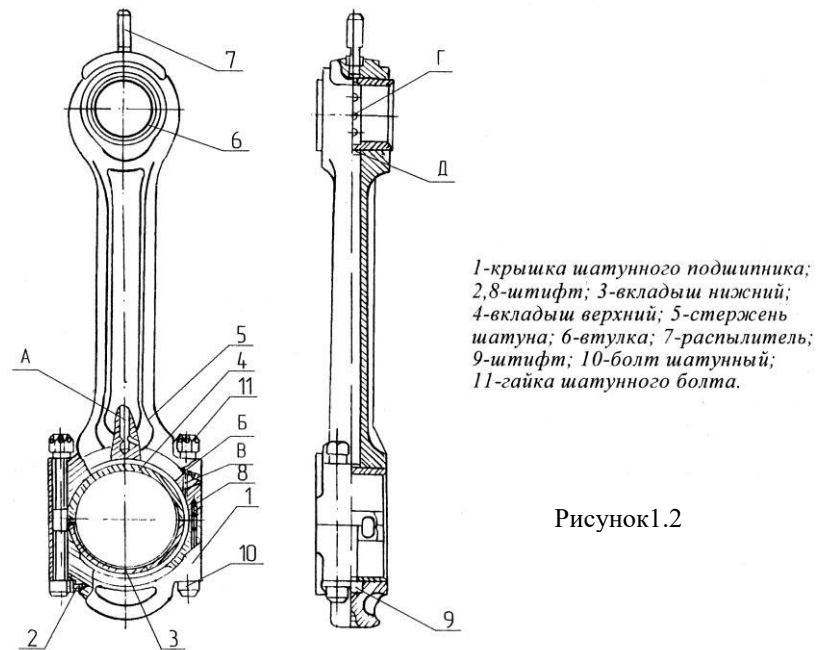


Рисунок 1.2

На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.3).

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

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

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

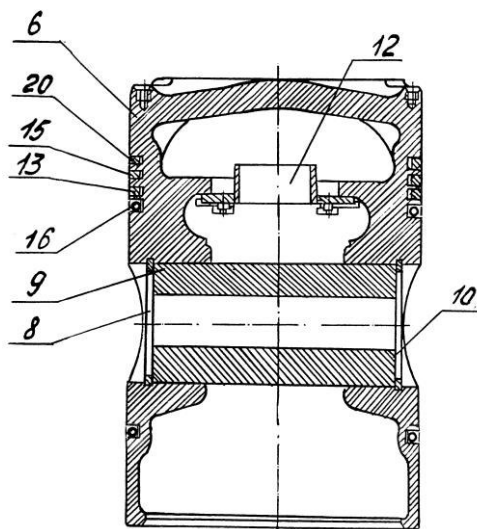
Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів . Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

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

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

Поршень (рис.1.3) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталним пустотілим поршневим пальцем 9.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Риснок 1.3 Поршень

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

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

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

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

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 1,0 кг (без поршневих кілець).

Порядок затяжки шатунних болтів такий:

1. Затягнути гайки шатунних болтів ключом .

При затяжці гайок шатунних болтів необхідно:

різьбу та поверхню контакту гайки з шатуном помастити маслом, що застосовується для змащування двигуна;

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем моментом 160 Н м, після чого відпустити гайки;

рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів моментом 16 Н м. Це положення прийняти за відправну точку;

рівномірно в перехресному порядку в два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем на чотирі поділки (по дві поділки за прийом), що відповідає подовженню болта на $0,18 \pm 0,20$ мм;

зашплінтувати гайки дротом поміж собою.

Після затяжки гайок перевірити рухомість нижньої головки в осьовому напрямку.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектуваного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

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

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

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

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

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна при стендових випробуваннях і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

Вибір основних параметрів робочого циклу газового двигуна

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

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

- ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 11$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу;

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння природного газу знаходиться в межах $\alpha = 1,4 \dots 1,7$;

- тиск наддуву для газових двигунів сягає $0,2 \dots 0,3$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $15 \dots 18$ МПа;

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для газового двигуна з малим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 40 \dots 50^\circ$ дорівнює $1,03 \dots 1,05$;

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$;

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [7] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу наступні коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$;

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [7];

- механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля;

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 80^\circ\text{C}$ [7]

- при виконанні розрахунку робочого процесу газового двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [7];

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$ $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [7];

- показник політропи стиску γ у відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [7]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умови завдання

Ефективна потужність	$P_e =$	550	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,68	
Число циліндрів	$i =$	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

Вид палива- природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	95 $R_{\text{CH}_4} =$ 0,95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2 $R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,02
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	2 $R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,02
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1 $R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,01
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0 $R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0 $R_{\text{CO}_2} =$ 0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0 $R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	0 $R_{\text{N}_2} =$ 0
кисень	$\text{O}_2 =$	0 $R_{\text{O}_2} =$ 0

$$\text{водень} \quad H_2 = 0 \quad R_{H_2} = 0$$

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10.17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 18.08 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1.09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2.09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 1.4518 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 13.493 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18.125 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0.045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1.0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 382,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^0 K)$$

$$\text{число з інтервалу} = 60 \text{ K}$$

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

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 320,2 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 193,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\eta_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,9 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4744,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 813,4 \text{ K}$$

$$t_c = 540,4^0 \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp m_z \cdot t_z - (mCv m_{e_m} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = 0,0601$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1153$$

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

$$R_{O_2} = 0,0801$$

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

$$R_{N_2} = 0,7445$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

$$\text{для } O_2: mC_{vO_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } N_2: mC_{vN_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } CO_2: mC_{vCO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } H_2O: mC_{vH_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,39$$

$$b = 605,80$$

теплоємність газового палива.

$$mC_{v_{гп}} = R_{CH_4} \cdot mC_{v_{CH_4}} + R_{C_2H_6} \cdot mC_{v_{C_2H_6}} + R_{C_3H_8} \cdot mC_{v_{C_3H_8}} + R_{C_4H_{10}} \cdot mC_{v_{C_4H_{10}}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mC_{v_{C_5H_{12}}} + R_{CO_2} \cdot mC_{v_{CO_2}} + R_{N_2} \cdot mC_{v_{N_2}}$$

$$\begin{aligned} mC_{v_{CH_4}} &= 12,235 + 5028 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{C_2H_6}} &= 7,004 + 12649 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{C_3H_8}} &= 14,97 + 17800 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{C_4H_{10}}} &= 93,128 + 11621 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{C_5H_{12}}} &= 118,06 + 14096 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{N_2}} &= 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} t_c \\ mC_{v_{CO_2}} &= 27,545 + 1386 \times 10^{-5} t_c \end{aligned}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 12,99 \\ b &= 5501,79 \end{aligned}$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 20,08 \\ b &= 506,83 \end{aligned}$$

де $mC_{v_{пов}} = 20,38 + 209,5 \times 10^{-5} t_c$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 20,08 \\ b &= 253,42 \end{aligned}$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску вточці "z"

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,174$$

$$b = 537,118$$

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

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

$$a = 29,174$$

$$b = 268,559$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 269,198$$

$$B = 29,243$$

$$C = 53237,52$$

Звідки:

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

$$t_z = 1588,3 \text{ C}$$

$$T_z = 1861,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\text{max}} = 10882,3 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,29$$

$$\Delta \lambda = 6,69 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\text{в}} = 589,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\text{в}} = 1058,6 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 843,7 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 732,1 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{\text{г}}^3 - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}^3} \times 100 \% = 2,38 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1215,52 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\text{в}} = 589,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\text{в}} = 1058,6 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 843,7 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 732,1 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{\text{г}}^3 - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}^3} \times 100 \% = 2,38 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1215,52 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{П.СР.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1097,75 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,389$$

Питома ефективна витрата газу.

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

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

Годинна витрата газу.

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

$$B = 149,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,21 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,70 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,1 \text{ мм}$$

11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

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.

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

$$P_{ep} = 549,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 549,7 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,12 \%$$

Так як значення ΔP_e 5% , то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3. Розрахунок індикаторної діаграми

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	10,88
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_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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	10,88	217,6
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 будемо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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 $P_c = 4,74$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 10,88$ 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'' $P_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,9$ мм

Тиск газів у ВМТ $P_{c'} = 1,2 \cdot P_c = 1,2 \cdot 4,74 = 5,69$ МПа;

$P_{c'}/m_p = 5,69/0,05 = 113,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = 0,85 \cdot P_{\max} = 0,85 \cdot 10,88 = 9,26$ МПа

$P_{zd}/m_p = 9,26/0,05 = 185,5$ мм.

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

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

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	549,4 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34000 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	149,9 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,39
кількість свіжого заряду	$M_l =$	18,080 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,125 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	843,7 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,9 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,63 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1215,52 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{\Pi} = 1415,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 549,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,8 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 550 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,12 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

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

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

$Q_{\text{в.н.}}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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.

З експериментальних даних:

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

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

$$Q_w = 212,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 168,2 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

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

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 262,8 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0094 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,42 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,42 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 264,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 18,67 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_T = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$m\bar{C}_p'' = 31,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

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

$$Q_{\Gamma} = 542,0 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 38,29 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0596$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,4 \text{ кВт}$$

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 $K = 1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,61 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,40 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 25,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,83 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	549,4	38,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	264,3	18,7
теплота, яка виноситься випускними газами	542,0	38,3
теплота, яка відводиться маслом	34,0	2,4
невраховані теплові втрати	25,9	1,8
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1415,5	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.

Для виконання розрахунків на міцність деталей дизеля, 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

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

де $p_{\text{ц}}$ – 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

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

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

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

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 218 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 10,9 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$ |
| э) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| к) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| л) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ с}^{-1}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 6 графічної частини роботи.

Таблиця 2.5 Результати розрахунку динаміки газового двигуна 6ГЧН25/34

φ°	РЦ	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,2	7,85	-66,41	-58,56	0,00	-58,56	0,00	3,2	-27,1	-23,9	0,0	-23,9	0,0
15	3,2	7,85	-62,84	-54,99	-3,51	-52,21	-17,62	3,2	-25,6	-22,4	-1,4	-21,3	-7,2
30	3,2	7,85	-52,72	-44,87	-5,56	-36,07	-27,25	3,2	-21,5	-18,3	-2,3	-14,7	-11,1
45	3,2	7,85	-37,69	-29,84	-5,27	-17,37	-24,83	3,2	-15,4	-12,2	-2,1	-7,1	-10,1
60	3,2	7,85	-20,09	-12,24	-2,67	-3,81	-11,94	3,2	-8,2	-5,0	-1,1	-1,6	-4,9
75	3,2	7,85	-2,44	5,41	1,32	0,12	5,57	3,2	-1,0	2,2	0,5	0,0	2,3
90	3,2	7,85	13,11	20,96	5,32	-5,32	20,96	3,2	5,3	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	3,2	7,85	25,15	33,00	8,07	-16,34	29,79	3,2	10,3	13,5	3,3	-6,7	12,1
120	3,2	7,85	33,21	41,06	8,95	-28,28	31,08	3,2	13,5	16,7	3,6	-11,5	12,7
135	3,2	7,85	37,69	45,54	8,04	-37,89	26,51	3,2	15,4	18,6	3,3	-15,4	10,8
150	3,2	7,85	39,60	47,45	5,88	-44,04	18,63	3,2	16,1	19,3	2,4	-18,0	7,6
165	3,2	7,85	40,13	47,98	3,06	-47,14	9,46	3,2	16,4	19,6	1,2	-19,2	3,9
180	3,2	7,85	40,19	48,04	0,00	-48,04	0,00	3,2	16,4	19,6	0,0	-19,6	0,0
195	3,2	7,85	40,13	47,98	-3,06	-47,14	-9,46	3,2	16,4	19,6	-1,2	-19,2	-3,9
210	3,5	8,59	39,60	48,19	-5,97	-44,72	-18,92	3,5	16,1	19,6	-2,4	-18,2	-7,7
225	4,1	10,06	37,69	47,75	-8,43	-39,73	-27,80	4,1	15,4	19,5	-3,4	-16,2	-11,3
240	4,6	11,28	33,21	44,49	-9,70	-30,65	-33,68	4,6	13,5	18,1	-4,0	-12,5	-13,7
255	5,5	13,49	25,15	38,64	-9,45	-19,13	-34,88	5,5	10,3	15,8	-3,9	-7,8	-14,2
270	7,0	17,17	13,11	30,28	-7,69	-7,69	-30,28	7,0	5,3	12,3	-3,1	-3,1	-12,3
285	9,4	23,06	-2,44	20,62	-5,04	0,46	-21,22	9,4	-1,0	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	13,8	33,85	-20,09	13,76	-3,00	4,28	-13,42	13,8	-8,2	5,6	-1,2	1,7	-5,5
315	22,2	54,46	-37,69	16,77	-2,96	9,76	-13,95	22,2	-15,4	6,8	-1,2	4,0	-5,7
330	38,2	93,71	-52,72	40,99	-5,08	32,96	-24,90	38,2	-21,5	16,7	-2,1	13,4	-10,1
345	73,9	181,29	-62,84	118,45	-7,56	112,45	-37,96	73,9	-25,6	48,3	-3,1	45,8	-15,5
360	112,0	274,75	-66,41	208,34	0,00	208,34	0,00	112,0	-27,1	84,9	0,0	84,9	0,0
375	155,7	381,95	-62,84	319,11	20,36	302,97	102,26	155,7	-25,6	130,1	8,3	123,5	41,7
390	94,1	230,84	-52,72	178,12	22,08	143,22	108,18	94,1	-21,5	72,6	9,0	58,4	44,1
405	55,6	136,39	-37,69	98,70	17,44	57,47	82,12	55,6	-15,4	40,2	7,1	23,4	33,5
420	35,8	87,82	-20,09	67,73	14,77	21,07	66,04	35,8	-8,2	27,6	6,0	8,6	26,9
435	25,0	61,33	-2,44	58,89	14,41	1,33	60,61	25,0	-1,0	24,0	5,9	0,5	24,7
450	18,6	45,63	13,11	58,74	14,91	-14,91	58,74	18,6	5,3	23,9	6,1	-6,1	23,9

Продовження таблиці 2.5													
465	15,3	37,53	25,15	62,68	15,33	-31,04	56,58	15,3	10,3	25,6	6,3	-12,7	23,1
480	14,0	34,34	33,21	67,55	14,73	-46,53	51,14	14,0	13,5	27,5	6,0	-19,0	20,8
495	12,4	30,42	37,69	68,11	12,03	-56,67	39,65	12,4	15,4	27,8	4,9	-23,1	16,2
510	10,5	25,76	39,60	65,36	8,10	-60,66	25,67	10,5	16,1	26,6	3,3	-24,7	10,5
525	8,4	20,61	40,13	60,74	3,87	-59,67	11,98	8,4	16,4	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	40,19	57,12	0,00	-57,12	0,00	6,9	16,4	23,3	0,0	-23,3	0,0
555	4,7	11,53	40,13	51,66	-3,30	-50,75	-10,19	4,7	16,4	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	3,7	8,95	39,60	48,56	-6,02	-45,06	-19,07	3,7	16,1	19,8	-2,5	-18,4	-7,8
585	3,0	7,36	37,69	45,05	-7,96	-37,48	-26,23	3,0	15,4	18,4	-3,2	-15,3	-10,7
600	3,0	7,36	33,21	40,57	-8,85	-27,94	-30,71	3,0	13,5	16,5	-3,6	-11,4	-12,5
615	3,0	7,36	25,15	32,51	-7,95	-16,10	-29,34	3,0	10,3	13,3	-3,2	-6,6	-12,0
630	3,0	7,36	13,11	20,47	-5,20	-5,20	-20,47	3,0	5,3	8,3	-2,1	-2,1	-8,3
645	3,0	7,36	-2,44	4,92	-1,20	0,11	-5,06	3,0	-1,0	2,0	-0,5	0,0	-2,1
660	3,0	8,59	-20,09	-11,50	2,51	-3,58	11,22	3,5	-8,2	-4,7	1,0	-1,5	4,6
675	3,0	7,36	-37,69	-30,33	5,36	-17,66	25,23	3,0	-15,4	-12,4	2,2	-7,2	10,3
690	3,0	7,36	-52,72	-45,36	5,62	-36,47	27,55	3,0	-21,5	-18,5	2,3	-14,9	11,2
705	3,0	7,36	-62,84	-55,48	3,54	-52,67	17,78	3,0	-25,6	-22,6	1,4	-21,5	7,2
720	3,0	7,36	-66,41	-59,05	0,00	-59,05	0,00	3,0	-27,1	-24,1	0,0	-24,1	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОЛІНЧАТОГО ВАЛУ

3.1 Опис та аналіз конструкцій колінчатих валів ДВЗ.

Колінчатий вал є однією із найбільш відповідальних та найбільш складною в конструктивному та виробничому відношеннях, напружених та дорогих деталей двигуна. Недостатня надійність колінчатого валу, як правило, є причиною підвищених зношувань та скорочення терміну роботи двигуна. Від міцності колінчатого валу в значній мірі залежить можливість форсування двигуна, що потрібно брати до уваги при його проектуванні.

Колінчатий вал навантажується періодичними силами від тиску газів, сил інерції мас, що рухаються поступально та від сил інерції мас, що обертаються. Ці сили визивають тертя та зношування шийок вала та підшипників, явища втоми в місцях переходів шийок в щоки і в місцях виходів масляних каналів, а також крутильні, згинальні та вістові коливання.

Виходячи із умов роботи двигуна до конструкції колінчатого валу пред'являються такі основні вимоги:

- достатня міцність, жорсткість та зносостійкість при відносно невеликій масі; надійність роботи при різних умовах експлуатації;
- висока точність виготовлення шатунних та рамових шийок;
- достатня твердість та ступінь чистоти обробки поверхні шийок;
- динамічна врівноваженість та відсутність вібрації; для швидкохідних двигунів розвантаженість рамових підшипників від відцентрових сил інерції.

Особливо важливо забезпечити достатню жорсткість окремих елементів колін та колнчатого вала в цілому. Колінчаті вали виготовляють з високою точністю у відношенні розташування та форми шийок, кута поміж колінами, а також чистоти обробки поверхонь тертя.

3.1.1 Конструктивні форми колінчатих валів та властивості їх матеріалів

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Колінчаті вали виготовляють із сталі ковкою та штамповкою або відливкою із чавуну. Леговані сталі для виготовлення колінчатих валів по можливості застосовувати не потрібно, так як модуль пружності E , що входить у формулу для визначення деформації, для всіх сталей є практично величиною постійною. Застосування валів із вуглецевих сталей для двигунів малої та середньої напруженості пояснюється порівняною дешевизною термообробки та їх пластичними властивостями.

Для валів стаціонарних, суднових та тепловозних двигунів частіше застосовують сталі 35, 40, 50, 37Г, 45Г, 50Г та інші. Вали швидкохідних двигунів виготовляють із тих же сталей, а також із хромових, хромонікелевих, та хромомолібденових 40Х, 40ХН, 30ХНМА, 18Х2Н4МА та інших. Для валів автомобільних та тракторних двигунів застосовують сталі 45, 45А, 50Г, 40Х, 45Г2, 38ХГН, 40ГМ, 40ХНМ.

В суднових, стаціонарних, тепловозних і автотракторних двигунах часто застосовують литі колінчаті вали із спеціального модифікованого чавуну із кульоподібним графітом марок СЧ38, СЧ35 та інших перлітно-феритної структури та із вуглецевої та легованої сталей.

Виготовлення литих чавунних валів простіше і дешевше; витрачається менше металу та часу на обробку, ніж на виготовлення сталевих штампованих або кованих валів, причому економія металу збільшується по мірі ускладнення конструкції валу, підвищується зносостійкість шийок внаслідок наявності в чавуні графіту, підвищується надійність роботи валу завдяки підвищеній циклічній в'язкості чавуну. Литі колінчаті вали відрізняються меншою, ніж штамповані вали, вартістю, а також меншою вагою. До позитивних сторін литих колінчатих валів відноситься також можливість отримання раціональних форм елементів вала у відношенні рівномірності розподілу металу та напружень, а також величини напружень.

В той же час слід відмітити їх гірші механічні властивості (ніж у сталевих кованих) та трудність знаходження внутрішніх ливарних пороків.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Литі колінчаті вали мають меншу, в порівнянні із штампованими валами, міцність, що може привести до необхідності збільшення розмірів колінчатого валу і навіть повної зміни його конструкції.

При застосуванні твердих сплавів для підшипників, в частності свинцевої бронзи, шийкам надають високу твердість термообробкою. Термообробку застосовують для підвищення зносостійкості також і у випадку заливки підшипника бабітом.

Вибір раціональної схеми колінчатого валу роблять після визначення розташування колін валу, яке виконується після динамічного розрахунку та ескізних розробок, пов'язаних з призначенням та габаритними розмірами конструкції.

Взаємне положення колін валу залежить від числа тактів двигуна, числа та розташування циліндрів і порядку роботи циліндрів.

Коліна вала розташовують так, щоб отримати:

- найбільшу рівномірність ходу, тобто рівномірність зміни крутного моменту від часу;
- найкращу врівноваженість двигуна;
- рівномірне навантаження частин колінчатого валу (попередньо працюючі циліндри не мають бути суміжними, їх потрібно розташовувати по можливості по обидві сторони від середнього підшипника;
- найменші напруження від крутильних та згинальних коливань;
- найкраще використання енергії випускних газів при наявності газової турбіни.

Розміри елементів коліна вала визначаються в основному відстанню між вісями циліндрів, які в свою чергу залежать від діаметра циліндру, товщини стінок гільзи та сорочки охолодження циліндру, простором для охолоджуючої рідини, а також каналами для продувочного повітря та відпрацьованих газів у випадку двохтактного двигуна.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

При зменшенні відстані поміж осями циліндрів, наряду із зменшенням габаритних розмірів двигуна, збільшується жорсткість та міцність валу, але робота підшипників внаслідок зменшення їх довжини може стати ненадійною.

В залежності від розміру шийок та щоків, а також від числа колін вали виготовляють цільними, із складеними колінами і складеними із двох або більше ділянок, що з'єднуються фланцями.

Цільні вали застосовують в двигунах внутрішнього згоряння усіх типів.

Вали із складеними колінами застосовують в крупних (мало оборотних) двигунах. Шийки та щоки таких колінчатих валів виготовляють окремо. В останні роки частіше і в цих двигунах застосовують напівскладені коліна, в яких шатунні шийки виконують з одно ціле із щоками.

В складених або напівскладених колінах шийки запресовують в щоки звичайно при слабому нагріванні (до 200...250°C) при натягу (1/800...1/1000), що забезпечує міцність з'єднання навіть без постановки шпонок або штифтів.

3.1.3 Вплив числа опор на конструктивну форму валу

Найбільш часто колінчаті вали мають число опор, що перевищує на одиницю число колін (повноопорні вали). В частності, двигуни із запалюванням від стиску усіх типів мають, як правило, вказане число опор.

Колінчаті вали карбюраторних двигунів автомобільних і тракторних двигунів, а також промислових та суднових двигунів малої потужності і швидкохідності мають менше число опор (неповноопорні колінчаті вали). В цьому випадку поміж двома опорами розташовують два коліна валу і, як виняток, три коліна. При такій конструкції можна скоротити довжину валу та габаритні розміри двигуна. Зменшення числа опор визиває збільшення деформації вала і навантаження на підшипники, пов'язане із збільшенням зношування підшипників та шийок. Для запобігання цьому приходиться збільшувати розміри вала, що приводить до збільшення його ваги.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.1.4 Конструкції елементів колінчатого вала

Колінчатий вал складається із колін, кінця із сторони відбору потужності та вільного переднього кінця. Звичайна конструкція коліна вала показана на рис.3.2,а,б,в. Кінець валу із сторони відбору потужності для з'єднання з генератором, муфтою, маховиком, гвинтом, пружним елементом і т.п. має ділянку із шліцами або фланцем. На його шийці інколи монтують шестерню передачі до розподільчого валу. Рамові (корінні) шийки, як правило виконують усі однакового діаметра. Крайня рамова шийка, якщо рахувати із сторони відбору потужності, звичайно фіксує вал від осьових переміщень; інколи вал фіксують на середній шийці.

Шатунні шийки можуть мати той же діаметр, що і рамові, або часто, особливо у швидкохідних двигунах, менший діаметр. Як рамові, так і шатунні шийки часто висвердлюють для зменшення маси. Цим також перевіряють і якість поковок (відсутність тріщин, усадочних раковин і таке інше.) Збільшення діаметра шатунної шийки приводить до зростання розмірів кривошипної головки шатуна та габаритних розмірів картера; крім того, збільшуються обертальні маси, сили інерції, а частота вільних коливань системи валу зменшується. Рамові шийки частіше, ніж шатунні виконують без порожнин. Але для більш простого підводу масла і в цьому випадку раціонально застосовувати полі шийки в двигунах усіх призначень.

Щоки колінчастих валів мають різні форми (див. рис.3.1,а,б,в): призматичні (в частност , прямокутні), шести – або восьмигранні, овальні, еліптичні, круглі. Еліптичні та круглі щоки застосовують головним чином у валах швидкохідних та легких двигунів підвищеної потужності.

Найбільш простою у виготовленні є щока прямокутної форми, найбільш складною і в той же самий час раціональною з точки розподілу напружень – овальна. Для кращого використання матеріалу не працюючі, найбільш віддалені від вісі валу частини щок зрізають, внаслідок чого зменшуються невірноважені маси частин, що обертаються.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

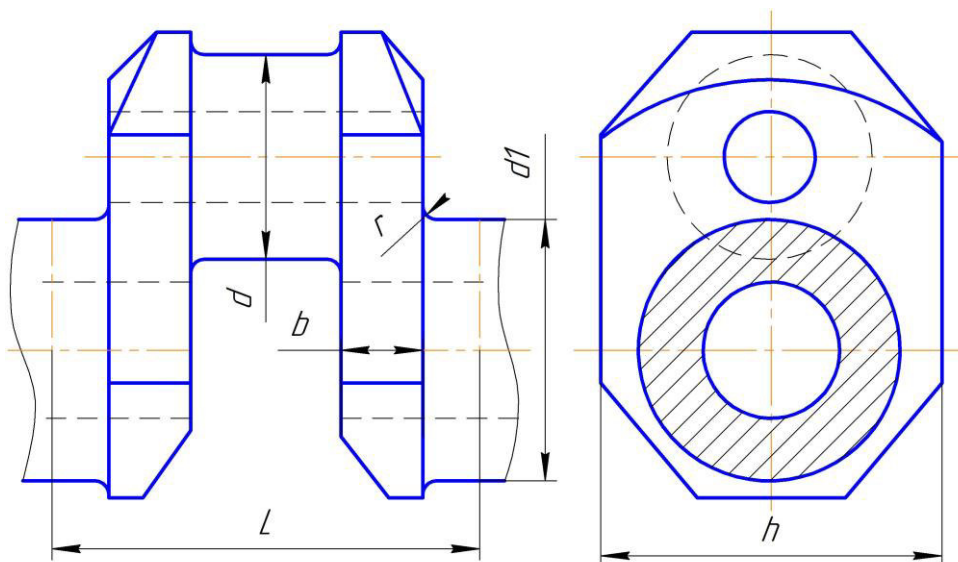


Рисунок 3.1 Розрахункова схема коліна

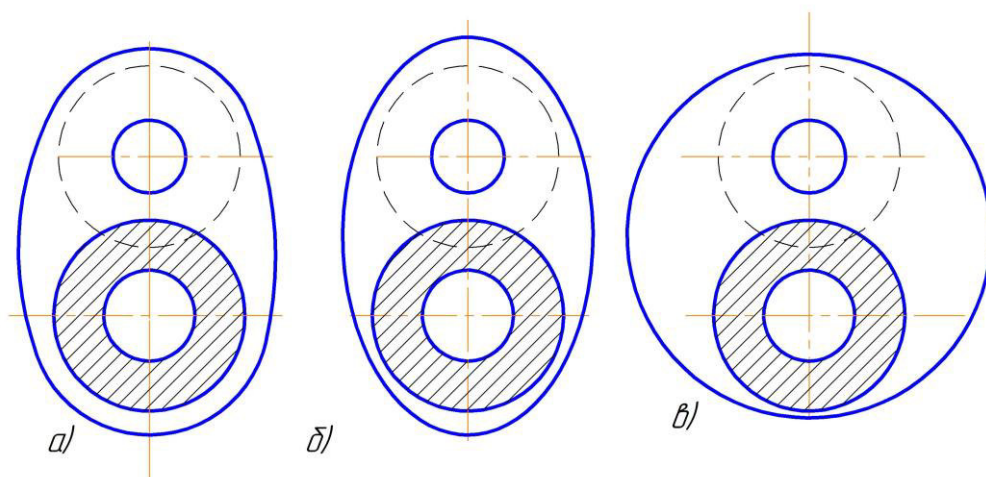


Рисунок 3.2 Форми щоків колна

Вали автомобільних і тракторних двигунів, що виготовляються штамповкою, часто мають прямокутні щоки із заокругленими кряями. В цих двигунах застосовують також і вали із щоками овальної форми. Якщо поміж колінами розташовані два коліна, приходиться застосовувати довгі щоки, що ускладнює та робить важчим вал.

Для круглих щоків (рис.3.2.в) відмітимо такі переваги: можливість зменшення товщини щоків та збільшення довжини шийок, що сприяє зменшенню зношування, а також більша простота обробки щоків.

Але деякі дослідження показують, що еліптичні щоки, які наближаються до круглих, мають не меншу, в порівнянні з останніми, міцність на втому при дещо меншій масі.

У випадку застосування зменшеного відношення S/D в поєднанні із збільшеними діаметрами шийок можливо отримати значне перекриття шийок $\Delta = \frac{d + d_1}{2} - R$ (див. рис.3.1,в,г); при цьому підвищується міцність і з'являється можливість зменшити товщину щоки b без збільшення її ширини h .

Переходи від щок до шийок слід виконувати з відносно великим радіусом закруглень (галтелей) для зменшення концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі заважає зменшення робочої довжини шийки. В швидкохідних двигунах для запобігання при шліфовці каменем торцевих поверхонь шийки спрягають не безпосередньо із щоками, а із спеціальними відшліфованими кільцевими бортиками, що обмежують переміщення у вістовому напрямку кривошипної головки шатуна. Бортики, у свою чергу, спрягаються із щоками галтелями радіусом $r \geq (0,07...0,10)d$; в результаті спряження шийки із щокою двома радіусами зменшується концентрація напружень.

В двигунах підвищеної потужності, а також в других швидкохідних двигунах противаги частіше виконують як одне ціле із щоками; при цьому хоча і ускладнюється виготовлення вала, але збільшується надійність роботи конструкції.

В деяких випадках противаги приварюють до щік колінчастого валу. Недоліком такої конструкції є порушення структури матеріалу валу, особливо при виготовленні валу із легованих сталей. В двигунах автомобільного та тракторного типу нерідко противаги встановлюють не на всіх щоках.

В двигунах з кривошипно-камерною продувкою противаги служать також і для заповнення кривошипної камери, відповідно, для зменшення шкідливого простору і отримання необхідного тиску продув очного повітря. Інколи противаги крайнього коліна виконують функцію глушника крутильних коливань.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Вільний кінець вала із сторони, протилежної кінцю відбору потужності, звичайно служить для монтажу шестерні, що приводить в дію масляний та водяний насос, паливний насос та підкачний паливний насос. Тут же розміщують додатковий кривошип або ж інший механізм, що приводить в рух нагнітач, пусковий компресор та допоміжні агрегати. В деяких конструкціях двигунів на вільному кінці вала монтують шестерню привода розподілення. В автомобільних та тракторних двигунах на цьому кінці розміщують шків приводу вентилятора, храповик, пристрій для запуску двигуна від руки і в деяких випадках глушник крутильних коливань.

До корінних та шатунних шийок мастило звичайно подається під тиском. При цьому колінчатий вал служить маслопроводом системи змащування.

Найбільш часто масло підводиться із масляної мережі по відгалуженням до корінних підшипників під тиском 0,3...0,8 МПа. Із найменш навантажених корінних підшипників масло надходить в порожнини корінних шийок вала, а звідти – по каналам в щоках і шатунних шийках – в масляний зазор шатунних підшипників.

Так як в маслі є домішки (частинки металу, коксу, бруд), то слід застосовувати пристрої, які б запобігали попаданню цих часток в масляний зазор. Більшою мірою вказані функції виконують трубки підведення мастила, завальковані чи прикріплені відповідним чином до стінки шатунної шийки; трубки опущені на значну глибину в порожнину шатунних шийок. аналогічний результат можливо отримати, розмістивши масляні канали перпендикулярно порожнині коліна.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис конструкції запроєктованого колінчатого валу

Для суттєвого зменшення вартості колінчатого валу газового двигуна 6ГЧН25/34, що працює, порівняно з дизельним двигуном, з меншими навантаженнями, в бакалаврській роботі розроблена його вдосконалена конструкція, яка значно відрізняється від конструкції колінчатого валу двигуна – прототипу. Розроблений в 1990 – 1995 роках на ТДВ «Первомайськдизельмаш» газовий двигун 6ГЧН25/34 має сталевий колінчастий вал, такий же як і дизельний двигун 6ЧН25/34, на базі якого він був створений. Виготовлення колінчатого валу із сталевих поковок або штамповки було необхідним по тій причині, що більшість дизелів типу ЧН25/34 застосовувалися на суднах морського флоту, а отже на конструкцію деталей і їх матеріал поширювалися жорсткі вимоги Правил Морського Регістру. Крім того, для підвищення ефективних показників дизелів, в першу чергу питомої ефективної витрати палива та середнього ефективного тиску, необхідно було підвищувати ступінь наддуву, ступінь стиску, а отже і максимальний тиск згоряння, який визначає працездатність таких деталей двигуна, як поршень, кришка циліндру, шатун, колінчастий вал.

В газовому двигуні принципово не може бути високого ступеню стиску та тиску наддуву, тому що при їх значних величинах процес згоряння газового палива в газовому двигуні може мати детонаційний характер. При такому горінні палива можливе руйнування деталей двигуна. Тому робота двигуна з проявами детонації забороняється, а сам двигун обладнується датчиками детонації. Отже, перевантаження газового двигуна практично не можливе.

Розроблена конструкція чавунного литого колінчатого валу відрізняється від добре відомих конструкцій валів тим, що в ній застосований принцип створення попереднього навантаження таких відповідальних елементів колінчастого валу, як шатунні та рамові шийки і місця переходу шийок в щоби, де діють максимальні напруження. Із «Опору матеріалів» відомо, що чавуни набагато краще працюють на стискання, ніж на розтягування.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

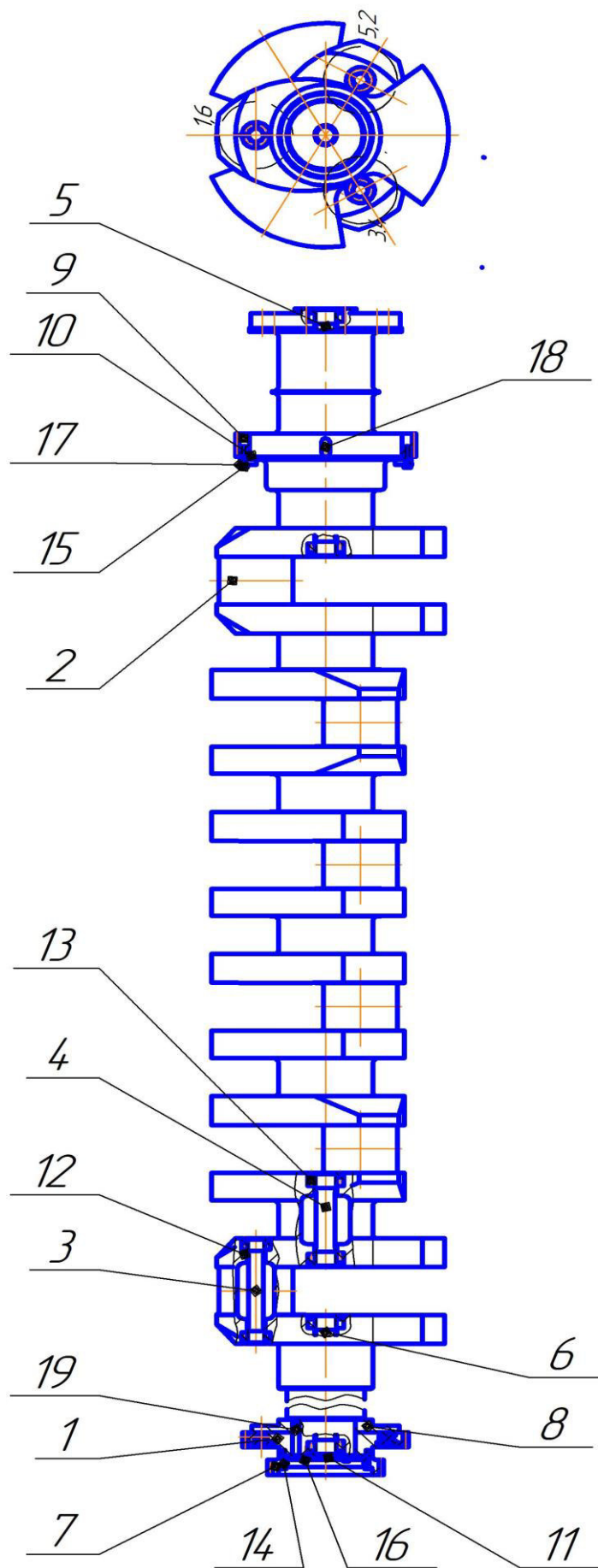


Рисунок 3.3 Вал колінчастий покращеної конструкції

1- шестерня демпфуюча; 2 – вал колінчастий; 3,4,5,6 – шпилька; 7,9 – шестерня;

10 – прижим; 11 – диск; 12,13 – гайка; 14,15,16 – болт; 17 – шайба стопорна; 18, 19 – шпонка

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ

Лист

49

Для створення стискуючих напружень в шийках колінчастого, які зменшують напруження розтягування від робочого навантаження, застосовані силові шпильки, матеріалом для виготовлення яких є леговані сталі 40ХН, 40ХН2МА та інші. Для збільшення величини стискаючих напружень в шийках колінчастого валу виконані порожнини, які позитивно впливають також на термообробку валу. Поліпшують умови роботи підшипників колінчастого валу противаги, які встановлено на щоках колінчастого валу.

Конструкція литого колінчастого валу забезпечує також значне зменшення трудомісткості його виготовлення, так як припуски на механічну обробку можуть бути встановлені мінімальними, а неробочі поверхні колінчастого валу не піддаються механічній обробці.

Для збереження уніфікації таких деталей двигуна, як шатун, фундаментна рама, поршень, вкладиші шатунних та рамових підшипників, діаметри шатунної та рамової шийки залишились без змін.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок на міцність колінчатого валу газового двигуна 6ГЧН25/34

1. Вихідні дані

1. Число циліндрів	$i =$	6
2. Розрахункова потужність, кВт	$P =$	550
3. Розрахункова частота обертання, хв^{-1}	$n =$	600
4. Порядок роботи циліндрів		1-5-3-6-2-4
5. Діаметр циліндру, мм	$D =$	250
6. Довжина ходу поршня, мм	$S =$	340
7. Максимальний тиск згоряння, МПа	$P_{\max} =$	8,5
8. Розрахункова ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5
9. Довжина шатуна, мм	$L =$	690
10. Радіальна сила: - максимальна, Н	$F_{r \max} =$	324770
- мінімальна, Н	$F_{r \min} =$	-96550
11. Тангенціальна сила: - максимальна, Н	$T_{\max} =$	109620
- мінімальна, Н	$T_{\min} =$	-49270
12. Матеріал колінчатого валу	ВЧ50 ГОСТ	
- тимчасовий опір, МПа	$R_m =$	500
13. Конструктивні співвідношення елементів колінчатого валу (позначення дивись на ескізі коліна)		
- діаметр шатунної шийки $D_H/D = 0,6 \dots 0,8$	$D_H/D =$	0,72
- діаметр рамової шийки $D_G/D = 0,6 \dots 1,0$	$D_G/D =$	0,92
- діаметр отвору в шатунній шийці $D_{BH}/D = 0,25 \dots 0,40$	$D_{BH}/D =$	0,36
- діаметр отвору в рамовій шийці $D_{BG}/D = 0 \dots 0,50$	$D_{BG}/D =$	0,48
- радіус галтелі шатунної шийки $R_H/D = 0,04 \dots 0,06$	$R_H/D =$	0,048
- радіус галтелі рамової шийки $R_G/D = 0,04 \dots 0,06$	$R_G/D =$	0,048
- радіус піднутріння шатунної шийки $0 \dots 0,06$	$T_H/D =$	0
- радіус піднутріння рамової шийки $0 \dots 0,06$	$T_G/D =$	0
- ширина щоки $B/D = 0,9 \dots 1,2$	$B/D =$	1,2

- товщина щоки $W/D = 0,25 \dots 0,35$	$W/D =$	0,28
- Відстань поміж осями циліндрів (довжина коліна) $L/D = 1,2 \dots 1,8$	$L/D =$	1,52
14.Діаметр шатунної шийки, мм	$D_H =$	180
15.Діаметр рамової шийки,мм	$D_G =$	230
16.Діаметр отвору в шатунній шейці, мм	$D_{BH} =$	90
17.Радіус галтелі шатунної шийки, мм	$R_H =$	12
18.Радіус галтелі рамової шийки, мм	$R_G =$	12
19.Поднутріння галтелі шатунної шийки, мм	$T_H =$	0
20.Поднутріння галтелі рамової шийки, мм	$T_G =$	0
21.Діаметр отвору в рамовій шийці, мм	$D_{BG} =$	120
22.Відстань поміж осями шийок,мм	$E =$	170
23.Перекриття шийок, мм	$S =$	35
24.Ширина щоки, мм	$B =$	300
25.Товщина щоки, мм	$W =$	70
26. Довжина коліна,мм	$L =$	380
27.Плече згинання галтелі рамової шийки, м	$L_1 =$	0,0836
28.Плече згинання масляного отвору, м	$L_2 =$	0,15
29. Діаметр стержня шпильки шатунної шийки,м	$d_{ст1} =$	0,036
30. Діаметр стержня шпильки рамової шийки,м	$d_{ст2} =$	0,046
31.Матеріал шпильок	Сталь 40ХН	
32.Границя текучесті для Сталі 40ХН, МПа	$\sigma_T =$	650

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

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

$s = S / D$	$s =$	0,140
$w = W / D$	$w =$	0,280
$b = B / D$	$b =$	1,200
$d_G = D_{BG} / D$	$d_G =$	0
$d_H = D_{BH} / D$	$d_H =$	0,360

$$\begin{aligned}
 t_H &= T_H / D & t_H &= 0 \\
 t_G &= T_G / D & t_G &= 0 \\
 r &= R_H / D & r &= 0,048
 \end{aligned}$$

$$\text{Діаметр масляного отвору в коліні колінчатого валу, м} \quad d_o = 0,014$$

2.1 Галтель шатунної шийки

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

$$\begin{aligned}
 f(s, w) &= -4,1883 + 29,2004 w - 77,592 \cdot w^2 + 91,9454 w^3 - 40,041 \cdot w^4 + (1-s) \cdot \\
 &\cdot (9,544 - 58,3480 w + 159,3415 w^2 - 192,5846 w^3 + 85,2916 w^4) + (1-s)^2 \cdot 0,883146 \\
 &\cdot (-3,8399 + 25,0444 w - 70,5571 w^2 + 87,0328 w^3 - 39,1832 w^4)
 \end{aligned}$$

$$f(w) = 2,179 \cdot w^{0,7171} \quad f(w) = 0,875$$

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

$$f(r) = 0,2081 \cdot r^{(-0,5231)} \quad f(r) = 1,018861$$

$$f(d_G) = 0,9993 + 0,27 \cdot d_G - 1,0211 \cdot d_G^2 + 0,5306 \cdot d_G^3 \quad f(d_G) = 0,952$$

$$f(d_H) = 0,9978 + 0,3145 \cdot d_H - 1,5241 \cdot d_H^2 + 2,4147 \cdot d_H^3 \quad f(d_H) = 1,026$$

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

Коефіцієнт концентрації напруги від згинання в галтелі шатунної

$$\alpha_B = 2,6914 \cdot f(s, w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f_t \quad 1,836$$

2.2 Галтель рамової шийки

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

$$\begin{aligned}
 f_B(s, w) &= -1,7625 + 2,9821 \cdot w - 1,527 \cdot w^2 + (1-s) \cdot \\
 &\cdot (5,1169 - 5,8089 \cdot w + 3,1391 \cdot w^2) + (1-s)^2 \cdot 0,978 \\
 &\cdot (-2,1567 + 2,3297 \cdot w - 1,2952 \cdot w^2)
 \end{aligned}$$

$$f_B(w) = 2,2422 \cdot w^{0,7548} \quad f_B(w) = 0,858$$

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

$$r = R_G / D_G \quad r = 0,052$$

$$f_B(r) = 0,1908 \cdot r^{(-0,5568)} \quad f_B(r) = 0,988$$

$$f_B(d_G) = 1,0012 - 0,6441 \cdot d_G + 1,2265 \cdot d_G^2 \quad f_B(d_G) = 0,975$$

$$f_B(d_H) = 1,0012 - 0,1903 d_H + 0,0073 d_H^2 \quad f_B(d_H) = 0,934$$

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

Коефіцієнт концентрації напруги від згинання в галтелі рамової шийки

$$\beta_B = 2,7146 \cdot f_B(s, w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_B(r) \cdot f_B(d_G) \cdot f_B(d_H) \cdot f_t = 1,79$$

2.3 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від зрізу щоки

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруг зрізу вичисляємо допоміжні коефіцієнти

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

$$f_Q(w) = w / (0,0637 + 0,9369 \cdot w) \quad f_Q(w) = 0,859$$

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

$$f_Q(r) = 0,5331 \cdot r^{(-0,2038)} \quad f_Q(r) = 0,990$$

$$f_Q(d_H) = 0,9937 - 1,1949 \cdot d_H + 1,7373 \cdot d_H^2 \quad f_Q(d_H) = 0,789$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s) \quad f_t = 2,08$$

$$\beta_Q = 3,0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f_t \quad \beta_Q = 3,45$$

2.4 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від скручування для рамової шийки.

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги від скручування вичисляємо допоміжні коефіцієнти

$$f(r, s) = r^{(-0,322 + 0,10115 \cdot (1 - s))} \quad f(r, s) = 2,040$$

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

$$f(w) = w^{(-0,145)} \quad f(w) = 1,203$$

Коефіцієнт концентрації напруги від скручування рамової шийки

$$\beta_T = 0,8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w) \qquad \beta_r = 2,61$$

Масляний отвір в шийках колінчастого валу

Коефіцієнт концентрації напруги згинання знаходиться по формулі

$$\gamma_B = 3 - 5,88 \cdot d_0 + 34,6 \cdot d_0^2 = 2,80$$

Коефіцієнт концентрації напруги скручування знаходиться по формулі

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

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

В якості номінального згинального моменту приймається момент з плечем згинання L_1 від радіальної складової, що передається шатуном.

Номинальні змінні напруги, що виникають під дією згинальних моментів та зрізуючих сил, слід відносити до площі поперечного розрізу щоби колінчастого валу в середині перекриття шийок або в середині поміж сусідніми твірними шийок, які не перекриваються.

Величини згинальних моментів

$$\text{- максимальний } M_{\text{vmax}} = 0,5 \cdot F_{\text{rmax}} \cdot L_1, \text{ Н} \cdot \text{м} \qquad M_{\text{Bmax}} = 13575,39$$

$$\text{- мінімальний } M_{\text{vmin}} = 0,5 \cdot F_{\text{rmin}} \cdot L_1, \text{ Н} \cdot \text{м} \qquad M_{\text{Bmin}} = -4035,8$$

Зрізуючих сил

$$\text{- максимальна } Q_{\text{max}} = 0,5 \cdot T_{\text{max}}, \text{ Н} \qquad Q_{\text{max}} = 54810$$

$$\text{- мінімальна } Q_{\text{min}} = 0,5 \cdot T_{\text{min}}, \text{ Н} \qquad Q_{\text{min}} = -24635$$

Крутних моментів

$$\text{- максимальних } M_{\text{max}} = T_{\text{max}} \cdot R, \text{ Н} \cdot \text{м} \qquad M_{\text{max}} = 18635$$

$$\text{- мінімальних } M_{\text{min}} = T_{\text{min}} \cdot R, \text{ Н} \cdot \text{м} \qquad M_{\text{min}} = -8376$$

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

$$M_{\text{BN}} = \pm \frac{1}{2} \cdot (M_{\text{BMAX}} - M_{\text{BMIN}}) \qquad M_{\text{BN}} = 8805,6$$

Момент опору поперечного розрізу щоби

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

$$W_{eg} = 245000$$

Сила затяжки шпильки шийки шатунної

$$F_{3AT1} = \frac{\pi \cdot d_{CT1}^2}{4} \cdot \sigma_m, H$$

$$F_{3AT1} = 661284$$

Сила затяжки шпильки шийки рамової

$$F_{3AT2} = \frac{\pi \cdot d_{CT2}^2}{4} \cdot \sigma_m, H$$

$$F_{3AT2} = 1079689$$

Напруження стиску в шатунній шийці

$$\sigma_{cm1} = \frac{4 \cdot F_{3AT1}}{\pi \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2)}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{CT1} = -34,7$$

Напруження стиску в рамовій шийці

$$\sigma_{cm1} = \frac{4 \cdot F_{3AT2}}{\pi \cdot (D_G^2 - D_{BG}^2)}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{CT2} = -35,7$$

Номінальне перемінне напруження при згинанні, МПа

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

$$\sigma_{BN} = 35,9$$

Номінальна змінна сила зрізу, Н

$$Q_N = \pm \frac{1}{2} \cdot (Q_{BMAX} - Q_{BMIN})$$

$$Q_N = 39722,5$$

Номінальне змінне напруження зрізу в щоглі, МПа

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

$$\sigma_{QN} = 1,9$$

Змінне згинальне напруження в галтелі шатунної шийки, МПа

$$\sigma_{BH} = (\alpha \cdot \sigma_B) + \sigma_{CI}$$

$$\sigma_{BH} = 31,3$$

2.6 Розрахунок змінного напруження скручування

Номінальний змінний крутний момент

$$M_T = \pm \frac{1}{2} \cdot (M_{Tmax} - M_{Tmin}), \text{ Нм}$$

$$M_T = 13505,65$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу шатунної шийки

$$W_{PH} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_H^4 - D_{BH}^4}{D_H} \right), \text{мм}^3 \quad W_{PN} = 1073338,6$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу рамової шийки

$$W_{PG} = \frac{\pi \cdot D_G^3}{16}, \text{мм}^3 \quad W_{PG} = 2388534$$

Номінальне змінне напруження скручування в шатунній шийці

$$\tau_{NH} = \pm \frac{M_T}{W_{PH}} \cdot 10^3, \text{МПа} \quad \tau_{NH} = 12,6$$

Номінальне змінне напруження скручування в рамовій шийці

$$\tau_{NG} = \pm \frac{M_T}{W_{PG}} \cdot 10^3, \text{МПа} \quad \tau_{NG} = 5,7$$

Змінне напруження скручування в галтелях колінчастого валу

шатунні шийки $\tau_H = \alpha_T \cdot \tau_{NH}, \text{МПа} \quad \tau_H = 32,9$

рамові шийки $\tau_G = \beta_T \cdot \tau_{NG}, \text{МПа} \quad \tau_G = 14,8$

2.7 Додаткове напруження згинання

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

$$\sigma_{add}, \text{МПа}$$

$$\sigma_{add} = 10$$

2.8 Розрахунок еквівалентного змінного напруження

Еквівалентне змінне напруження в галтелі шатунної шийки

$$\sigma_{VH} = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2}, \text{МПа} \quad \sigma_{VN} = 70,3$$

Змінна згинальна напруга в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{BG} = \pm(\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN}), \text{МПа} \quad \sigma_{BG} = 70,9$$

Еквівалентне змінне напруження в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{VG} = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_G}, \text{МПа} \quad \sigma_{VG} = 84,8$$

2.9 Розрахунок границь витривалості для шийок колінчатого валу

Границя витривалості для шатунної шийки

$$\sigma_{DWN} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_H^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_H}}), \text{МПа} \quad \sigma_{DWH} = 203,2$$

Границя витривалості для рамової шийки

$$\sigma_{DWG} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_G^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_G}}), \text{МПа} \quad \sigma_{DWG} = 198,7$$

2.10 Коефіцієнт запасу міцності

Розміри чавунного колінчатого валу є достатніми, так як коефіцієнти запасу (відношення границі витривалості до еквівалентного змінного напруження) для галтелей як шатунної, так і рамової шийки відповідають умові

$$\text{- для шатунної шийки} \quad Q_H = \sigma_{DWH} / \sigma_{vH} \geq 1,2 \quad Q_H = 2,40$$

$$\text{- для рамової шийки} \quad Q_G = \sigma_{DWG} / \sigma_{vG} \geq 1,2 \quad Q_G = 2,34$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ

4.1 Вплив шуму і ультразвуку на людину

Вплив шуму на людину може виявлятися не тільки у вигляді специфічного ураження органів слуху, але і несприятливо діяти на багато інших органів і функції організму.

Короткочасний вплив інтенсивного шуму призводить до тимчасового зниження гостроти слуху з швидким відновленням функцій після припинення дії фактору (адаптаційна захисно- пристосувальна реакція слухового органу). Тривала дія інтенсивного шуму може призводити до подразнення клітин звукового аналізатора і його стомлення, а потім до стійкого зниження гостроти слуху. Найбільш несприятливими з цієї точки зору є високочастотні (частотою біля 4000 Гц) імпульсні шуми.

Крім дії шуму на органи слуху, встановлено його вплив і на центральну нервову систему, що проявляється у вигляді комплексу симптомів: дратівливість, ослаблення пам'яті, апатія, подавленість, зміна шкірної чутливості, уповільнення швидкості психічних реакцій, розлад сну і ін. при роботі на тлі шуму відбувається зниження продуктивності і якості роботи.

У осіб, що піддаються дії шуму, відзначаються зміни секреторної і моторної функцій шлунково-кишкового тракту зрушення в обмінних процесах (порушення основного, вітамінного, вуглеводного, білкового, жирового, сольового обмінів).

Вплив ультразвуку на людину виявляється багато в чому схожим з високочастотним шумом, однак, є і ряд особливостей. Перш за все працюючі, що піддаються впливу ультразвуку, скаржаться на болі переважно в передній і скроневої областях голови, надмірно підвищену стомлюваність. У них спостерігається тиск в вухах, непевна хода, запаморочення, сонливість. Відпочинок після роботи усуває ці порушення. При систематичному впливу ультразвуку іноді відзначаються порушення вестибулярного апарату, підвищення температури тіла і шкіри, зниження рівня цукру в крові. Якщо поряд з

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інтенсивним ультразвуком присутній і сильний шум, то спостерігається значне погіршення слуху.

Крім загального впливу через повітря, на організм людини низькочастотний ультразвук оказує локальну дію при контакті з деталями і матеріалами, що обробляються. У цьому випадку породжуються коливання, які ведуть до зниження вібраційної чутливості в місцях зіткнення. Вплив потужних установок ($6-7 \text{ Вт/см}^2$) може призводити до ураження периферичного нервового і судинного ділянок в місцях контакту (порізи і розриви на пальцях, кистях і передпліччях).

4.2 Нормування шуму і ультразвуку

Характеристикою постійного шуму на робочих місцях (тобто рівень звуку за 8-годинний робочий день, що змінюється в часі не більше ніж на 5 дБ при вимірах за шкалою шумоміра "А" на тимчасовій характеристиці "повільно") є рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях являється інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку У дБА, тобто такий рівень звуку постійного широкосмугового шуму (ширина безперервного спектра більше однієї октави), який має такий же самий середньоквадратичний звуковий тиск, що і даний непостійний шум протягом визначеного інтервалу часу.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях для широкосмугового, постійного й непостійного (крім імпульсного) шуму приймаються по табл. 15 (ГОСТ 12.1.003-83 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности").

4.3 Методи і засоби зниження шкідливого впливу шуму та вібрації

Для зниження шуму можуть бути застосовані наступні методи:

зменшення шуму в джерелі, зміна спрямованості випромінювання шуму, раціональне планування підприємств і цехів, акустична обробка приміщень,

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення шуму на а шляху його поширення, проведення організаційно - технічних заходів, застосування засобів індивідуального захисту.

Зменшення шуму в джерелі - найбільш раціональний засіб боротьби з шумом.

Шум механізмів виникає внаслідок пружних коливань як всієї машини в цілому, так і окремих її частин. Причини виникнення цих коливань механічні, аеро -, гідродинамічні і електричні явища, які визначаються конструктивними і технологічними особливостями машини, а також умовами її експлуатації.

У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро-, гідродинамічного та електромагнітного походження.

Зменшення механічного шуму, що виникає внаслідок вібрації поверхонь машин і обладнання, а також одиночних або періодичних ударів в зчленуванні деталей, складальних одиниць або конструкцій в цілому, досягається, в першу чергу, поліпшенням конструкції устаткування: заміною зворотно-поступального руху в вузлах працюючих механізмів рівномірно обертальним; застосуванням замість прямозубих шестерень косозубих і шевронних, а також підвищенням класу точності обробки їх поверхні; заміною по можливості зубчастих і ланцюгових передач клинопасовими і зубчасто –пасовими (зниження шуму на 10-14 дБ); заміною підшипників кочення на підшипники ковзання (зниження шуму на 10-15 дБ); використанням металів з великим внутрішнім тертям; заміною, де це можливо, металевих деталей деталями з пластмас.

Ефективно (особливо для високих тонів) застосування демпфірування, при якому поверхня, що коливається, покривається матеріалом з великим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, повсть і ін.). Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючим матеріалам, повинні бути висока ефективність, мала маса, здатність триматися на металі і охороняти його від корозії.

Аеродинамічні шуми виникають при витіканні стиснутого повітря або газу з отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря або газу в трубах або при русі в повітрі тіл з великими швидкостями, горінні рідкого або розпорошеного палива в

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

форсунках; гідродинамічні - при гідравлічних ударах, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро- і гідродинамічних шумів є, відповідно, стаціонарні або нестаціонарні процеси в газах або рідинах. Зниження аеро- і гідродинамічних шумів досягається насамперед зменшенням швидкості обтікання і поліпшенням аеро- і гідродинаміки тіл, що призводить до зменшення вихроутворення в струменях, а також шляхом звукоізоляції джерела і установки глушників.

Електромагнітні шуми виникають внаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил - коливання статора і ротора електричних машин, сердечника трансформатора і ін. Зниження електромагнітного шуму здійснюється шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміною спрямованості випромінювання шуму досягають його зменшення на 10-15 дБ, що слід враховувати при проектуванні установок з направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стисненого повітря компресорної установки повинна розташовуватися таким чином, щоб максимум випромінюваного шуму був спрямований у протилежний від робочого місця сторону.

Ослаблення виробничого шуму сприяє раціональному плануванню машинних залів електростанцій. Їх розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового селища і менш шумним цехам і на достатньому видаленні від них. Розриви між гучними цехами та іншими будівлями корисно озеленювати, так як листя дерев - гарний поглинач шуму.

Шумливі агрегати по можливості концентрують на одній ділянці цеху і звукоізольовують. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого шумовипромінювання застосовують акустичні екрани, облицьовані звукопоглинальними матеріалами, а також звукоізольовані кабінки спостереження і дистанційного керування.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але і від

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відбитого звуку. Зменшення енергії відбитих хвиль за рахунок збільшення еквівалентної площі звукопоглинання називається акустичної обробкою приміщення. Це досягається шляхом розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицовок, а також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, що виготовляються з пористих матеріалів. Звукова енергія, проникаючи в товщу матеріалу, трансформується в теплову. Цей процес проходить за рахунок в'язкого тертя повітря в вузьких порах пухкого матеріалу.

В даний час застосовують такі звукопоглинальні матеріали (коефіцієнт звукопоглинання а на середніх частотах більше 0,2): ультратонкі скловолокно, мінеральну вату, дерев'яно-волокнисті і мінераловатні плити, пористий полівінілхлорид і ін.

Установка звукопоглинальних облицювань знижує шум по сумарному рівню на 6-8 дБ в зоні відбитого звуку-і на 2-3 дБ поблизу джерела шуму.'

Зменшення шуму на шляху його поширення застосовується тоді, коли розглянутими вище методами неможливо або недоцільно досягти необхідного зниження шуму. В цьому випадку зниження шуму може бути досягнуто шляхом установки звукоізолюючих перешкод у вигляді стін, перегородок, кожухів, кабін, причому ефективність таких перепон зростає зі збільшенням частоти шуму.

Сутність звукоізоляції полягає в тому, що падаюча на огорожу енергія відбивається в набагато більшому ступені, ніж проникає за огорожу.

Звукоізолюючі перепони, як правило, мають гладку поверхню. При одній і тій же товщині звукоізолюючою матеріалу ефект звукоізоляції зростає зі збільшенням числа шарів матеріалу, але за умови відсутності жорсткого зв'язку між шарами.

Організаційно-технічні заходи щодо захисту від шуму повинні включати: застосування малOSHумних технологічних процесів (змiна технології виробництва, способу обробки і транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепки пневмоінструментом на гiдравлічні або зварні процеси, штампування - на

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пресування, ручну правку металу - на вальцювання);

- оснащення шумних машин засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;
- вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин;
- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників на галасливих підприємствах - скорочення часу перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, пристрій короткочасних перерв в тихих приміщеннях протягом робочого дня для відновлення функцій слуху, суміщення професій (в умовах шуму і поза ним дії) і таке інше.

Засобами індивідуального захисту від шуму є вкладиші, навушники і шоломофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'які (еластичні і волокнисті) і тверді. Перші виготовляють з губки, вати, марлі, ультратонкої скловати (іноді їх просочують маслами; ворсом, смолами, парафіном); другі - з пластмас, ебоніту, гуми.

Вкладиші є найдешевшими і компактними засобами захисту від шуму, однак, недостатньо ефективними (зниження шуму на 5-20 дБ) і в ряді випадків незручними, тому що дратують слуховий прохід.

Навушники щільно облягають вушну раковину і утримуються дуто образної пружиною (можуть вбудовуватися в головний убір). Ступінь: ослаблення шуму залежить від конструкції навушників і частоти шуму, причому найбільший ефект спостерігається на високих частотах (для навушників ВЦННІОТ-2М до 38 дБ 'на частотах близько 8000 Гц), що необхідно враховувати при їх використанні.

Шоломи застосовують при впливі шумів з рівнями понад 120 дБ, так як в цьому випадку шум діє безпосередньо на мозок людини (через черепну коробку) і вкладиші і навушники не забезпечують необхідного захисту.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Захист від дії ультразвуку здійснюється тими ж методами, що і захист від шуму. Доцільно також використання в обладнанні більш високих робочих частот, для яких допустимі рівні звукового тиску вище.

Захист від дії ультразвуку при контактному опроміненні полягає в усуненні контакту з середовищами, що коливаються. Для цього завантажування, вивантаження та інші роботи проводять при вимкнених джерелах ультразвуку. В іншому випадку використовують спеціальні пристосування, які забезпечені ручками, не пов'язаними жорстко з хитаючимися поверхнями, або захисні рукавиці або рукавички.

4.4 Розробка заходів щодо безпечної експлуатації ДВЗ

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

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Вдосконалення конструкції та технологічності виготовлення колінчастого валу для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34" містить розрахункові і пояснювальні матеріали та креслення по газовому двигуну 6ГЧН25/34 і детальну розробку конструкції чавунного колінчастого валу. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 6 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 550 кВт при частоті обертання колінчастого валу 600 хв^{-1} використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібні постійно електрична та теплова енергія. Детальна конструкція газового двигуна 6ГЧН25/34 показані на листах Додатків 1,2 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 550 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу, результати яких показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску наддуву $P_k = 0,204 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,68$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку 6 графічної частини роботи.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції колінчастого валу із противагами на його щоках. В пояснювальній записці приведений детальний опис колінчастого валу двигуна - прототипу та виконаний розрахунок на міцність литого колінчастого валу, шатунні та рамові шийки якого для створення в

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

них стискаючих напружень попередньо деформовані за допомогою силових шпильок. Складальне креслення колінчастого вала показано в Додатку 3, а робочі креслення в Додатках 4,5 графічної частини роботи.

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. П.Яковчук, В.Лозбін, П.Гащук. В.Маляр, А.Лозинський, В.Волошинець. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. Навчальний посібник для студентів енергетичних спеціальностей. Львів, 2000.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2010р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2015.
10. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.41.25.01 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		