

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення техніко-економічних показників газового двигуна потужністю 535 кВт за рахунок застосування колінчастого валу вдосконаленої конструкції.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22з
_____ ***Чернишов Б. О.***
(підпис)

Керівник роботи:
_____ ***Ст. викладач кафедри ЕМ***
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Грабовенко О.І.***
(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Чернишову Богдану Олексійовичу

Тема: «Підвищення техніко-економічних показників газового двигуна потужністю 535 кВт за рахунок застосування колінчастого валу вдосконаленої конструкції.»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 15.12.2023 року.

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

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

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

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

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2023	
4	Науковий розділ.	15.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2023	

Студент _____ Чернишов Б.О.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної магістерської роботи на тему «Підвищення техніко-економічних показників газового двигуна потужністю 535 кВт за рахунок застосування колінчастого валу вдосконаленої конструкції» складається із Вступу, чотирьох розділів та Додатків - 5 листів креслень формату А1.

В пояснювальній записці приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6ГЧН25/34 та об'єкту на якому він встановлюється, розрахований робочий процес з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування розробленої конструкції колінчастого валу та виконаний його розрахунок на міцність. Також розроблені заходи з охорони праці і захисту навколишнього середовища. На завершення зроблені загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧН25/34, складальне і робоче креслення колінчастого валу, специфікації двигуна та колінчастого валу.

Ключові слова: колінчастий вал, робочий процес, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the qualifying master's thesis on the topic "Increasing the technical and economic indicators of a gas engine with a capacity of 535 kW due to the use of a crankshaft of an improved design" consists of an Introduction, four sections and Appendices - 5 sheets of drawings in A1 format.

The explanatory note describes the design of the 6ГЧН25/34 prototype engine and the object on which it is installed, calculates the work process with the determination of its main parameters, provides the rationale for the developed crankshaft design, and performs its strength calculation. Measures for labor protection and environmental protection have also been developed. At the end, general conclusions on the qualification work were made.

Appendices to the explanatory note contain a drawing of the 6ГЧН25/34 engine, an assembly and working drawing of the crankshaft, specifications of the engine and crankshaft.

Key words: crankshaft, work process, labor protection, environmental protection

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об'єкт використання двигуна... ..	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	35
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Аналіз конструкції колінчастих валів ДВЗ.....	39
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції колінчастого валу.....	47
3.3 Розрахунок на міцність колінчастого валу газового двигуна 6ГЧН25/34...	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні.....	58
4.2 Захист навколишнього середовища	63
ВИСНОВКИ.....	66
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	68

					ПІНІ НУК 131.61.23.23 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Чернишов				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	73
						61-ТЕМмаг-22з		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1... ..	69
ДОДАТОК 2	Колінчастий вал, СК, А1	70
ДОДАТОК 3	Колінчастий вал, РК, А1.....	71
ДОДАТОК 4	Колінчастий вал, РК, А.....	72
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	73

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

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

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для зменшення вартості газового двигуна 6ГЧН25/34 розроблена конструкція чавунного колінчастого вала. Заміна матеріалу колінчастого вала (чавун високої міцності ВЧ50-2 замість легованої сталі 34ХН1МА) значно покращує технологічність його виготовлення, зменшує затрати на виготовлення та забезпечує незмінним ресурс роботи двигуна до капітального ремонту

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна.

Для розміщення когенераційної установки із газовим двигуном 6ГЧН25/34 використовуються в першу чергу площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В данному проекті устаткування когенераційної установки розміщується на вільній площі котельні. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації.

1.1.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі газового двигун-генератора ДвГА-510 із газовим двигуном 6ГЧН 25/34 призначена для виробництва електричної енергії на власні потреби котельні, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідує теплотехнічне устаткування:

-газовий двигун-генератор ДвГА-510, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-510:

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	510
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	150
- витрата газу на повній потужності, нм ³ /год	144,4
- питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	1,0
- тиск газу на вході в редуктор, МПа не більше	0,3
- вид струму -	змінний, 3-х фазний

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- напруга, В 400
- частота, Гц 50

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

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

1.2 Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним 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 розподільовач 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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 сорочку охолодження втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу.

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

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

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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

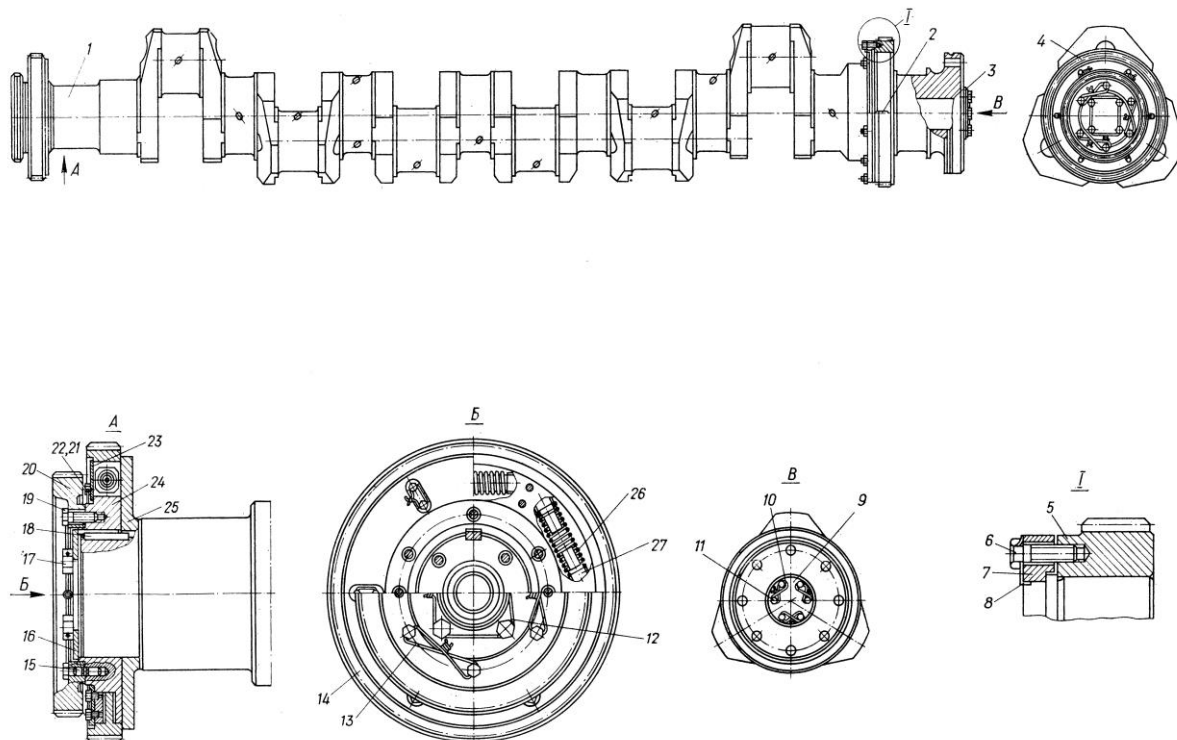


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

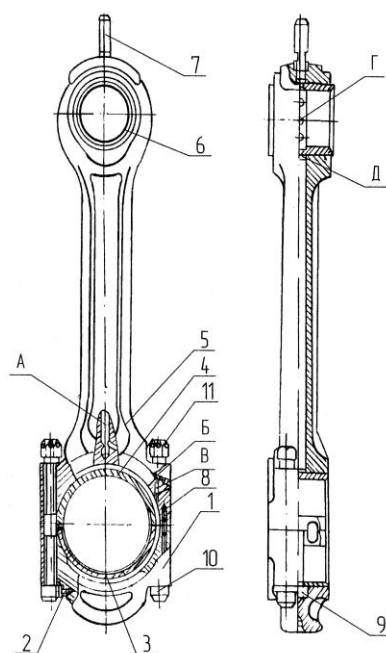
Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осьового переміщення притисками 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає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

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ

Лист

10



1-крышка шатунного подшипника;
2,8-штифт; 3-вкладыш нижний;
4-вкладыш верхний; 5-стержень
шатун; 6-втулка; 7-распылитель;
9-штифт; 10-болт шатунный;
11-гайка шатунного болта.

Рисунок 1.3 Шатун

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

Шатун - (рис.1.3) 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. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходження масла.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

поршня діафрагмою 6 (рис.1.4). В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

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

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

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

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику 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 стальним пустотілим поршневим пальцем 9.

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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

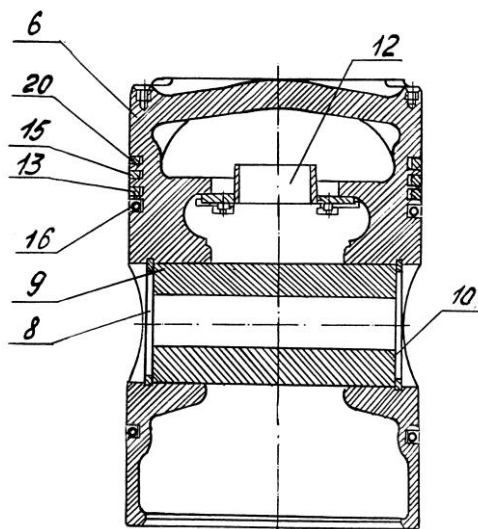


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

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

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

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

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

г) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

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

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

є) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

ж) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску λ при згорянні газоповітряної суміші залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і його при розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,5$. [2] стор.41.

з) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Величина ККД η_m знаходиться по емпіричній формулі.

к) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

л) Температура залишкових газів

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно довідкових даних температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3] стор.125.

м) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

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

н) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі з неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу прийнято $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Начальні дані

Номинальна потужність двигуна	$P_e =$	535	кВт
Номинальна частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндру	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Номинальна ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива	$\alpha =$	1,75	
Число циліндрів двигуна	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку

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

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.

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

$$M_1 = 18,79 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 1,6013 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 14,055 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

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.

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

$$\beta_0 = 1,0024$$

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.

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

$$T_{cm} = 320,1 \text{ K}$$

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.

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

$$\beta = 1,0023$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_m + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

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

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

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

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

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

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,29$$

$$b = 598,73$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,09$$

$$b = 495,93$$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,09$$

$$b = 247,96$$

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

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

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

де:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,729$$

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

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

$$a = 29,134$$

$$b = 266,364$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 266,974$$

$$B = 29,201$$

$$C = 52007,36$$

Звідки:

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

$$t_z = 1558,9 \text{ C} \quad T_z = 1831,9 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\text{max}} = 10709,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,26$$

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

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

$$T_{и} \delta = \frac{\varepsilon}{\rho} 10,5$$

озширення.

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

$$P_{\text{в}} = 580,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\text{в}} = 1041,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

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

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_r}}}$$

$$T_r = 724,4 \text{ К}$$

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

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1184,14 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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.

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

$$P_{me} = 1066,37 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,392$$

Питома ефективна витрата газу.

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

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

Годинна витрата газу.

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

$$B = 144,40 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 100,34 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,72 \text{ Л}$$

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,2 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,3 \text{ мм}$$

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.

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

$$P_{ep} = 533,7 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 534,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,25 \%$$

Так як значення $\Delta P_e = 0,25\% < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний правильно.

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 199
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,95
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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	4,76	95,2	10,95	219,0
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
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,2	4,0	0,579	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри, яка визначається випередженням запалювання.

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 діє максимальний тиск газів.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка моменту початку відкриття впускного клапана.

r'' - точка моменту закриття випускного клапана.

d - точка моменту закриття впускного клапана.

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

Z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,185$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,95$ 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'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,70$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,71$ МПа;
 $p_c'/m_p = 5,71/0,05 = 114,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,95 = 9,31$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,31/0,05 = 186,2$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,9$ мм

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

Номинальна потужність двигуна	$P_e =$	533,7 кВт
Номинальна частота обертання колінчастого валу	$n =$	600 хв-1
Діаметр поршня	$D =$	250 мм
Хід поршня:	$S =$	340 мм
Число циліндрів двигуна	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4
Нижча теплота згорання газової витрати паливного газу за годину	$Q_H =$	34000 кДж/м ³
	$B_r =$	144,4 м ³ /год
Індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,44
Ефективний ККД	$\eta_e =$	0,39
Кількість свіжого заряду повітря	$M_l =$	18,792 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,837 кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{гcp} =$	831,7 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	348,9 К
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,56 кДж/(кмоль)
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,85 кДж/(кмоль)
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1184,14 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1363,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 533,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,1 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 535 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,25 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.II} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі тертя поршня по втулці циліндру;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками втулки циліндру.

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

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{Г.р.}$, $W_{вип}$ - відповідно відносні втрати тепла на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндру.

З довідкових даних:

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

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

$$Q_w = 204,6 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по втулці циліндру.

Середній тиск механічних втрат в двигуні.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 255,1 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0091 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність приводу водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,38 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,38 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 256,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_B = 18,81 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 8,314 + mC_v'' \quad \text{ізобарна теплоємність випускних газів}$$

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

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

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

$$Q_{\Gamma} = 529,9 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

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

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

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

тоді

$$Q_{MD} = 84,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід масляного насоса.

Витрата масла в системі мащення.

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

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

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність приводу масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$$\eta_M = 0,7 - 0,9 \text{ - механічний ККД масляного насоса.}$$

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,62 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,50 \%$$

Невраховані втрати тепла

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

$$Q_{H.B.} = 9,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 0,70 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	533,7	39,1
Теплота, що відводиться із охолоджувальною рідиною	256,5	18,8
Теплота, що виноситься випускними газами	529,9	38,9
Теплота, що відводиться із маслом	34,1	2,5
Невраховані теплові втрати	9,6	0,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1363,7	100

2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) Діаметр поршня $D = 0,25\text{м}$
- б) Частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 219,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 10,95 \text{ МПа}$
- д) Кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- е) Масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) Маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 80,6 \text{ кг}$
- з) Радіус кривошипу $R = 0,17\text{м}$
- л) Кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку.

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

Продовження Таблиці 2.6													
φ°	РЦ	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
360	114,2	280,15	-67,29	212,86	0,00	212,86	0,00	114,2	-27,4	86,8	0,0	86,8	0,0
375	180,0	441,56	-63,67	377,89	24,11	358,78	121,09	180,0	-26,0	154,0	9,8	146,3	49,4
390	105,8	259,54	-53,41	206,13	25,55	165,74	125,19	105,8	-21,8	84,0	10,4	67,6	51,0
405	63,5	155,77	-38,19	117,59	20,77	68,46	97,83	63,5	-15,6	47,9	8,5	27,9	39,9
420	41,0	100,58	-20,36	80,22	17,49	24,96	78,22	41,0	-8,3	32,7	7,1	10,2	31,9
435	28,8	70,65	-2,47	68,18	16,68	1,54	70,17	28,8	-1,0	27,8	6,8	0,6	28,6
450	21,8	53,48	13,29	66,76	16,94	-16,94	66,76	21,8	5,4	27,2	6,9	-6,9	27,2
465	17,3	42,44	25,48	67,92	16,62	-33,63	61,31	17,3	10,4	27,7	6,8	-13,7	25,0
480	14,0	34,34	33,65	67,99	14,82	-46,83	51,47	14,0	13,7	27,7	6,0	-19,1	21,0
495	12,4	30,42	38,19	68,61	12,12	-57,08	39,94	12,4	15,6	28,0	4,9	-23,3	16,3
510	10,6	26,00	40,13	66,13	8,20	-61,37	25,97	10,6	16,4	27,0	3,3	-25,0	10,6
525	9,2	22,57	40,66	63,23	4,03	-62,12	12,47	9,2	16,6	25,8	1,6	-25,3	5,1
540	7,4	18,15	40,72	58,87	0,00	-58,87	0,00	7,4	16,6	24,0	0,0	-24,0	0,0
555	4,7	11,53	40,66	52,19	-3,33	-51,27	-10,29	4,7	16,6	21,3	-1,4	-20,9	-4,2
570	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
585	4,0	9,81	38,19	48,00	-8,48	-39,94	-27,95	4,0	15,6	19,6	-3,5	-16,3	-11,4
600	3,9	9,57	33,65	43,21	-9,42	-29,77	-32,71	3,9	13,7	17,6	-3,8	-12,1	-13,3
615	3,9	9,57	25,48	35,05	-8,57	-17,35	-31,64	3,9	10,4	14,3	-3,5	-7,1	-12,9
630	3,9	9,57	13,29	22,85	-5,80	-5,80	-22,85	3,9	5,4	9,3	-2,4	-2,4	-9,3
645	3,9	9,57	-2,47	7,10	-1,74	0,16	-7,30	3,9	-1,0	2,9	-0,7	0,1	-3,0
660	3,9	8,59	-20,36	-11,77	2,57	-3,66	11,48	3,5	-8,3	-4,8	1,0	-1,5	4,7
675	3,9	9,57	-38,19	-28,62	5,06	-16,66	23,81	3,9	-15,6	-11,7	2,1	-6,8	9,7
690	3,9	9,57	-53,41	-43,85	5,43	-35,25	26,63	3,9	-21,8	-17,9	2,2	-14,4	10,9
705	3,9	9,57	-63,67	-54,10	3,45	-51,37	17,34	3,9	-26,0	-22,1	1,4	-20,9	7,1
720	3,9	9,57	-67,29	-57,72	0,00	-57,72	0,00	3,9	-27,4	-23,5	0,0	-23,5	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз конструкції колінчастих валів ДВЗ.

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

Колінчастий 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 колінчастого 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 рівноваженість та відсутність вібрації; для швидкохідних двигунів розвантаженість рамових підшипників від відцентрових сил інерції.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.1 Конструктивні форми валів та властивості їх матеріалів

Колінчасті вали виготовляють із сталі ковкою та штамповкою або відливкою із чавуну. Леговані сталі для виготовлення колінчастих 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 колінчасті 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 колінчасті вали відрізняються меншою, ніж штамповані вали, вартістю, а також меншою вагою. До позитивних сторін литих колінчастих валів відноситься також можливість отримання раціональних форм елементів вала у відношенні рівномірності розподілу металу та напруг, а також величини напруг. В той же час слід відмітити їх гірші механічні властивості (ніж у сталевих кованих) та трудність знаходження внутрішніх ливарних пороків.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Вибір раціональної схеми колінчастого 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 колінчастого валу (послідовно працюючі циліндри не мають бути суміжними, їх потрібно розташовувати по можливості по обидві сторони від середнього підшипника);
- найменше напруження від крутильних та згинальних коливань;
- найкраще використання енергії випускних газів при наявності газової турбіни.

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

При зменшенні відстані між осями циліндрів, наряду із зменшенням габаритних розмірів двигуна, збільшується жорсткість та міцність валу, але

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

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 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.

3.1.2 Вплив числа опор на конструктивну форму валу

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

Колінчасті вали карбюраторних двигунів автомобільних і тракторних двигунів, а також промислових та судових двигунів малої потужності і швидкохідності мають менше число опор (неповноопорні 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.

3.1.3 Конструкції елементів колінчастого вала

Колінчастий вал складається із колін, кінця із сторони відбору потужності та вільного переднього кінця. Кінець валу із сторони відбору потужності для

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 віє вістових 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.3.2,а,б,в): призматичні (в частості, 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 щоків зрізують, внаслідок чого зменшуються невірноважені маси частин, що обертаються.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ускладнює та робить важчим вал.

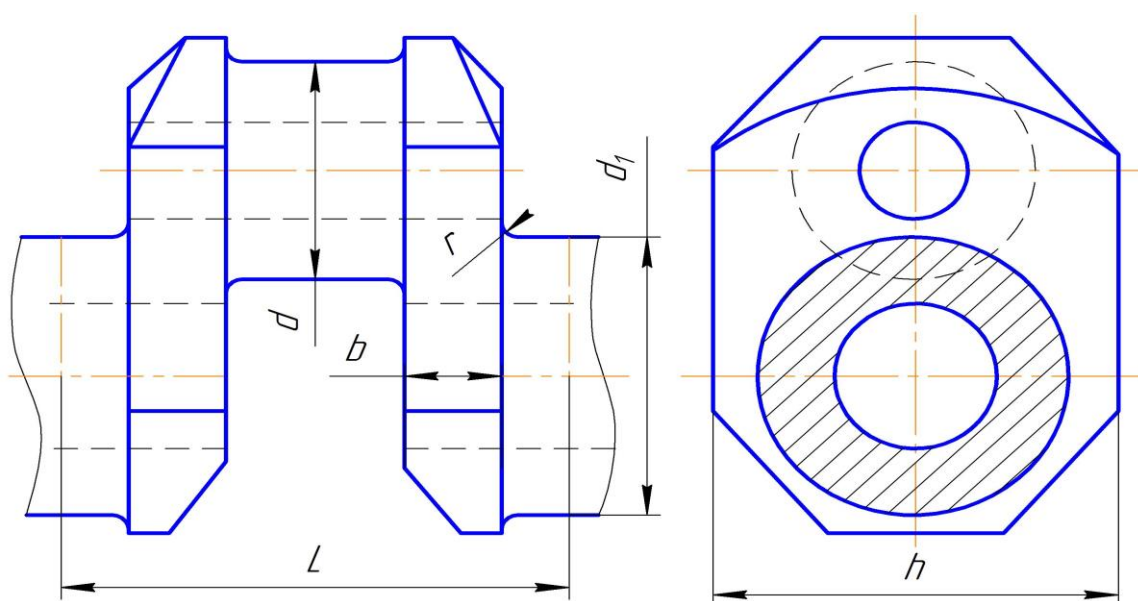


Рисунок 3.1 Розрахункова схема коліна

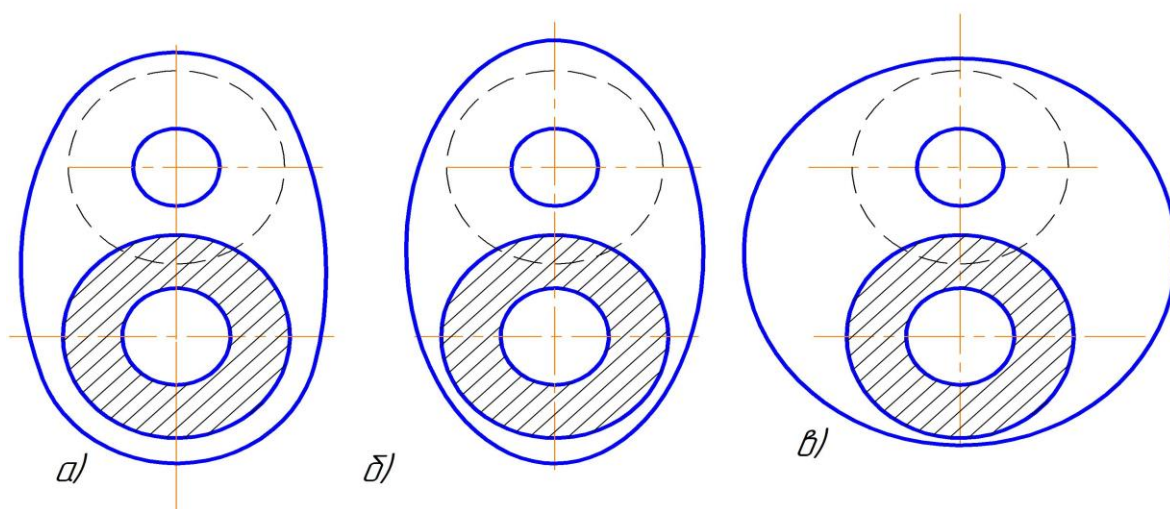


Рисунок 3.2 Форми щоків коліна

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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

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

Переходи від щоків 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 $r \geq (0,07 \dots 0,10)d$; в результаті спряження шийки із щокою двома радіусами зменшується концентрація напружень.

На рис 3.3, а,д приведені способи кріплення противаг. При кріпленні по схемам, показаним на рис.3.3. а,б, не виключаються випадки розриву болтів при підвищенні числа оборотів колінчастого вала. Кріплення по схемам, приведеним на рис.3.3,в,г,д, більш надійні, так як в них передбачена розгрузка болтів від сил інерції. В схемі рис.3.3, в болти розвантажуються шпонками, що працюють на зрізання; в схемах рис.3.3,г,д – зубцями противаги; болти у цьому випадку працюють на розтягування від сили затяжки.

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.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

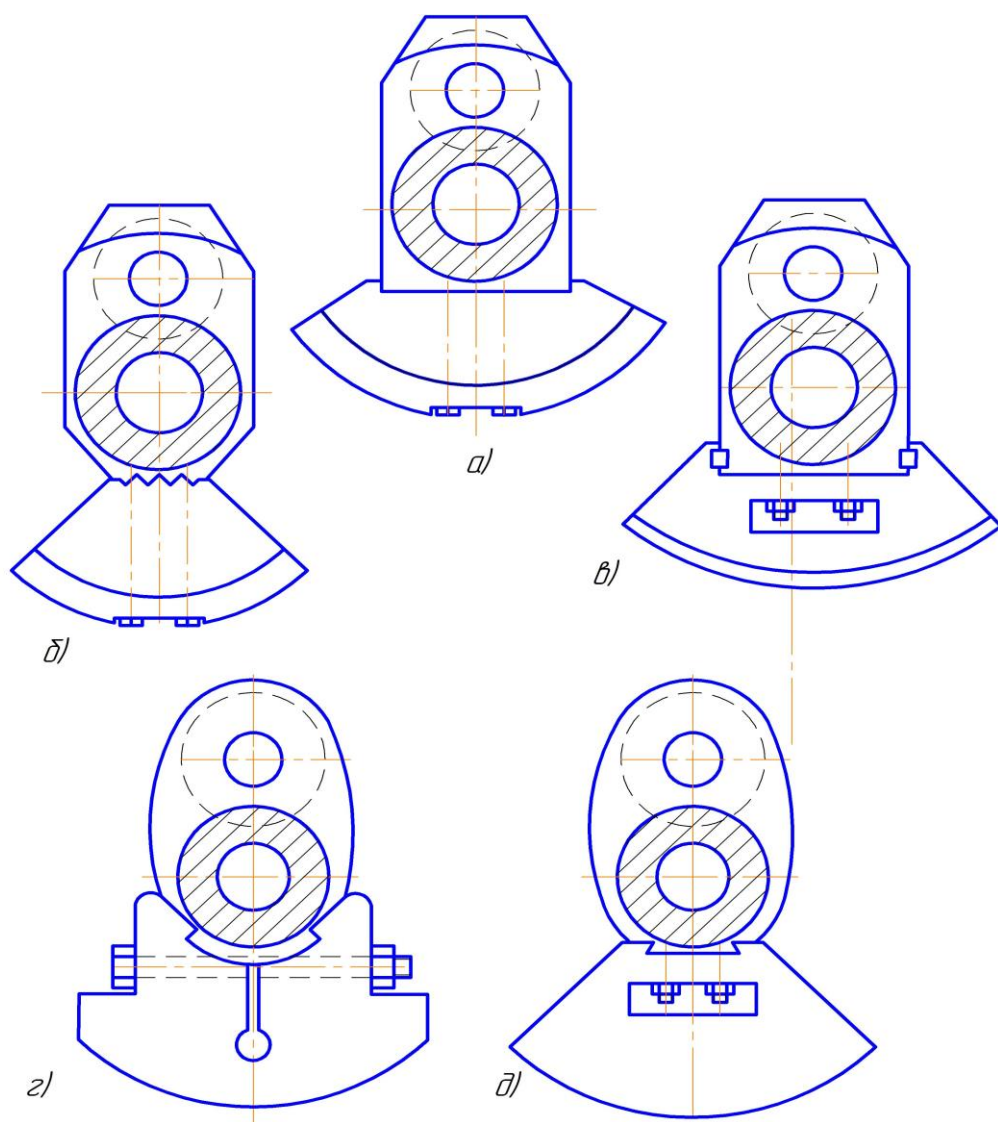


Рисунок 3.3 Способи кріплення противаг на щоках колінчастого вала

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.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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 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.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції колінчастого валу

Для суттєвого зменшення вартості колінчастого валу газового двигуна 6ГЧН25/34, що працює порівняно з невисокими навантаженнями, в кваліфікаційній роботі розроблена його покращена конструкція, яка значно відрізняється від конструкції колінчастого валу двигуна – прототипу. Розроблений в 1990 – 1995 роках на АТБТ «Первомайськдизельмаш» газовий двигун 6ГЧН25/34 має стальний колінчастий вал, такий же як і дизельний двигун 6ЧН25/34, на базі якого він був створений. Виготовлення колінчастого валу із сталюї поковки або штамповки було необхідним по тій причині, що багато дизелів типу ЧН25/34 застосовувалися на суднах морського флоту, а отже на їх конструкцію поширювалися жорсткі вимоги Правил Морського Регістру.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

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.

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. Міцність та жорсткість чавунного колінчастого валу забезпечена за рахунок збільшення товщини щоки коліна з 70мм до 80 мм.

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

Запроектований колінчастий вал (рис.3.4) відлитий із чавуну ВЧ50, має противаги, що виготовлені за одне ціле із щоками, вісім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується.

Кривошипи двигуна 6ЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°.

Масило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

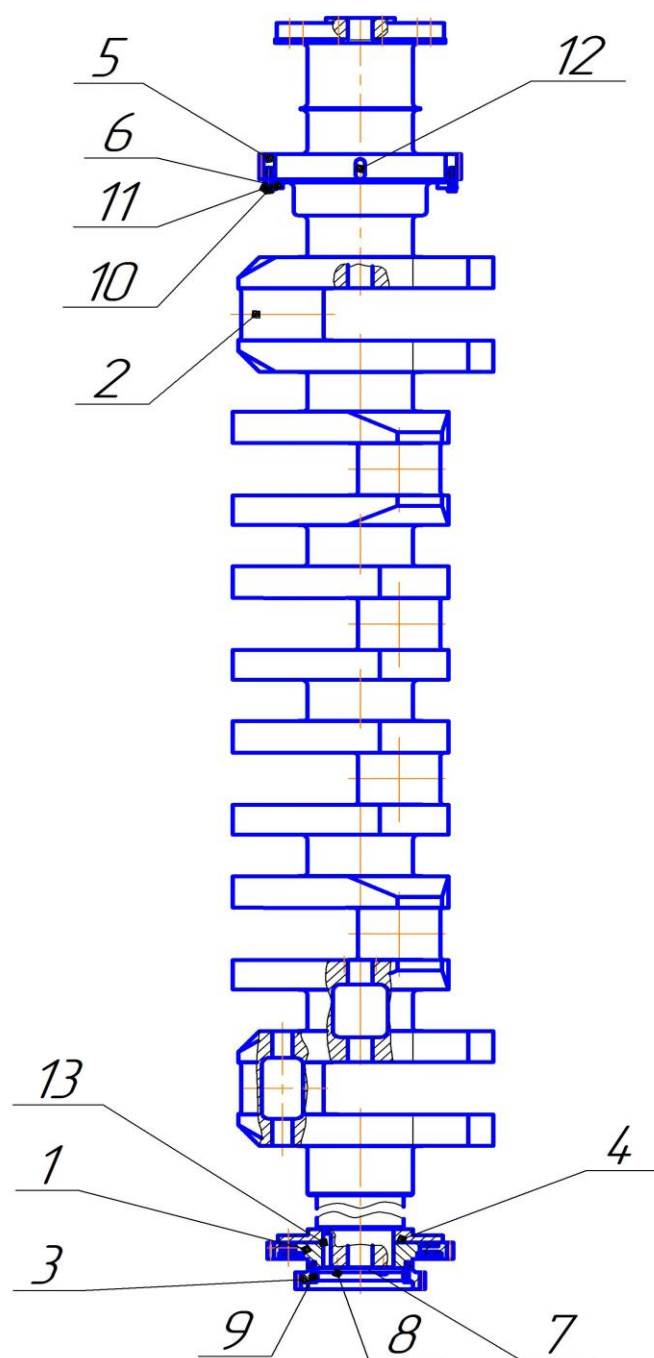


Рисунок 3.4 Колінчастий вал покращеної конструкції
 1 – шестерня демпфіруюча; 2 – вал колінчастий; 3 – шестерня приводу
 масляного насосу; 4 – диск упорний; 5 – шестерня приводу
 розподільчого валу; 6 – прижим; 7 – диск; 8, 9, 10 – болт;
 11 – шайба стопорна; 12, 13 – шпонка

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ

Лист

49

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці валу встановлені шестерня приводу масляного насосу 3 та демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів 1.

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

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

Застосування противаг на щоках колінчастого валу значно зменшить максимальні навантаження на підшипники колінчастого, що збільшить ресурс роботи вкладишів рамових підшипників. Крім того, застосування противаг зменшить шум та вібрацію двигуна, отже умови праці обслуговуючого персоналу значно покращаться.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Вихідні дані

1. Тип двигуна, позначення	6ГЧН25/34
2. Тактність та спосіб сумішоутворення	4- тактний, з примусовим запалюванням
3. Число циліндрів	$i = 6$
4. Розрахункова потужність, кВт	$P = 535$
5. Розрахункова частота обертання, хв ⁻¹	$n = 600$
6. Напрямок обертання	вліво
7. Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
8. Діаметр циліндру, мм	$D = 250$
9. Довжина ходу поршня, мм	$S = 340$
10. Максимальний тиск згоряння, МПа	$p_{\max} = 9,1$
11. Розрахункова ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
12. Довжина шатуна, мм	$L = 690$
13. Радіальна сила: - максимальна, Н	$F_{r\max} = 358780$
- мінімальна, Н	$F_{r\min} = -57720$
14. Тангенціальна сила: - максимальна, Н	$T_{\max} = 125190$
- мінімальна, Н	$T_{\min} = -37530$
15. Матеріал колінчастого валу	ВЧ50 - 2 ГОСТ 7293 - 70
- тимчасовий опір, МПа	$R_m = 500$
- відносне подовження, %	$A_5 = 2$
- робота удару, кДж/м	$KCU = 200$
- термічна обробка	нормалізація
16. Конструктивні співвідношення елементів колінчастого валу (позначення показані 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 $D_{BH}/D = 0,25 \dots 0,40$	$D_{BH}/D = 0,28$
- діаметр отвору в рамовій шийці $D_{BG}/D = 0 \dots 0,40$	$D_{BG}/D = 0$
- радіус галтелі шатунної шийки $R_H/D = 0,04 \dots 0,06$	$R_H/D = 0,04$
- радіус галтелі рамової шийки $R_G/D = 0,04 \dots 0,06$	$R_G/D = 0,04$

- радіус піднутріння шатунної шийки 0...0,06	$T_H/D =$	$T_H/D =$	0
- радіус піднутріння рамової шийки 0...0,06	$T_G/D =$	$T_G/D =$	0
- ширина щоки $B/D = 0,9...1,2$		$B/D =$	1,2
- товщина щоки $W/D = 0,25...0,35$		$W/D =$	0,32
- Відстань поміж осями циліндрів (довжина коліна) $L/D = 1,2...1,8$		$L/D =$	1,52
17.Діаметр шатунної шийки, мм		$D_H =$	180
18.Діаметр рамової шийки,мм		$D_G =$	230
19.Діаметр отвору в шатунній шейці, мм		$D_{BH} =$	70
20.Радіус галтелі шатунної шийки, мм		$R_H =$	10
21.Радіус галтелі рамової шийки, мм		$R_G =$	10
22.Поднутріння галтелі шатунної шийки, мм		$T_H =$	0
23.Поднутріння галтелі рамової шийки, мм		$T_G =$	0
24.Діаметр отвору в рамовій шийці, мм		$D_{BG} =$	0
25.Відстань поміж осями шийок,мм		$E =$	170
26.Перекриття шийок, мм		$S =$	35
27.Ширина щоки, мм		$B =$	300
28.Товщина щоки, мм		$W =$	80
29. Довжина коліна,мм		$L =$	380
29.Плече згинання галтелі рамової шийки, м		$L_1 =$	0,0836
30.Плече згинання масляного отвору, м		$L_2 =$	0,19

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

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

$s = S/D$	$s =$	0,140
$w = W/D$	$w =$	0,320
$b = B/D$	$b =$	1,200
$d_G = D_{BG}/D$	$d_G =$	0
$d_H = D_{BH}/D$	$d_H =$	0,280
$t_H = T_H/D$	$t_H =$	0

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

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

$$\text{Діаметр масляного отвору в коліні вала, м} \quad d_0 = 0,014$$

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

$$f(s, w) = -4,1883 + 29,2004 w - 77,592 w^2 + 91,9454 w^3 - 40,041 w^4 + (1-s) \cdot \\ \cdot (9,544 - 58,3480 w + 159,3415 w^2 - 192,5846 w^3 + 85,2916 w^4) + (1-s)^2 \cdot \quad f(s, w) = 0,877 \\ \cdot (-3,8399 + 25,0444 w - 70,5571 w^2 + 87,0328 w^3 - 39,1832 w^4) =$$

$$f(w) = 2,179 \cdot w^{0,7171} \quad f(w) = 0,962$$

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

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

$$f(d_G) = 0,9993 + 0,27 \cdot d_G - 1,0211 \cdot d_G^2 + 0,5306 \cdot d_G^3 \quad f(d_G) = 0,999$$

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

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

$$\alpha_B = 2,6914 \cdot f(s, w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f_t \quad \alpha_B = 2,301$$

2.2 Галтель рамової шийки

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

$$f_B(s, w) = -1,7625 + 2,9821 \cdot w - 1,527 \cdot w^2 + (1-s) \cdot \\ \cdot (5,1169 - 5,8089 \cdot w + 3,1391 \cdot w^2) + (1-s)^2 \cdot \quad f_B(s, w) = 0,972 \\ \cdot (-2,1567 + 2,3297 \cdot w - 1,2952 \cdot w^2)$$

$$f_B(w) = 2,2422 \cdot w^{0,7548} \quad f_B(w) = 0,949$$

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

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

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

$$f_B(d_G) = 1,0012 - 0,6441 \cdot d_G + 1,2265 \cdot d_G^2 \quad f_B(d_G) = 1,001$$

$$f_B(d_H) = 1,0012 - 0,1903 d_H + 0,0073 d_H^2 \quad f_B(d_H) = 0,948$$

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

Коефіцієнт концентрації напруги від згинання в галтелі рамової шийки

$$\beta_B = 2,7146 \cdot f_B(s, w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_B(r) \cdot f_B(d_G) \cdot f_B(d_H) \cdot f_t \quad \beta_B = 2,27$$

2.3 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від зрізу щоки

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруг зрізу вичисляємо допоміжні коефіцієнти

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

$$f_Q(w) = w / (0,0637 + 0,9369 \cdot w) \quad f_Q(w) = 0,880$$

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

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

$$f_Q(d_H) = 0,9937 - 1,1949 \cdot d_H + 1,7373 \cdot d_H^2 \quad f_Q(d_H) = 0,795$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s) \quad f_t = 1,00$$

$$\beta_Q = 3,0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f_t \quad \beta_Q = 1,78$$

2.4 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від скручування для рамової шийки.

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги від скручування вичисляємо допоміжні коефіцієнти

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

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

$$f(w) = w^{(-0,145)} \quad 1,180$$

Коефіцієнт концентрації напруги від скручування рамової шийки

$$\beta_T = 0,8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w) \quad 2,67$$

Масляний отвір в шийках колінчастого валу

Коефіцієнт концентрації напруги згинання знаходиться по формулі 2,82

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

Коефіцієнт концентрації напруги скручування знаходиться по формулі

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

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

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

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

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

$M_{\text{Bmax}} = 14997$

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

$M_{\text{Bmin}} = -2412,7$

Зрізуючих сил

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

$Q_{\text{max}} = 62595$

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

$Q_{\text{min}} = -18765$

Крутних моментів

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

$M_{\text{max}} = 21282$

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

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

Номинальний перемінний згинальний момент $M_{\text{BN}}, \text{ Н} \cdot \text{м}$

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

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

Момент опору поперечного розрізу щоби

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

$W_{\text{eg}} = 320000$

Номинальна перемінна напруга при згинанні, МПа

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

$\sigma_{\text{BN}} = 27,2$

Номинальна змінна сила зрізу, Н

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

$Q_{\text{N}} = 40680$

Номинальна змінна напруга зрізу в щоби, МПа

$$\sigma_{\text{QN}} = \pm \frac{Q_{\text{N}}}{B \cdot W} \cdot K_e$$

$\sigma_{\text{QN}} = 1,7$

Змінна згинальна напруга в галтелі шатунної шийки, МПа

$$\sigma_{BH} = \pm(\alpha_B \cdot \sigma_{BH}) \quad \sigma_{BH} = 62,6$$

2.6 Розрахунок змінної напруги скручування

Номинальний змінний крутний момент

$$M_T = \pm \frac{1}{2} \cdot (M_{T_{\max}} - M_{T_{\min}}), \text{ Нм} \quad M_T = 13831,2$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу шатунної шийки

$$W_{PH} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_H^4 - D_{BH}^4}{D_H} \right), \text{ мм}^3 \quad W_{PH} = 1118708,6$$

Полярний момент опору площі поперечного розрізу рамової шийки

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

Номинальна змінна напруга скручування в шатунній шийці

$$\tau_{NH} = \pm \frac{M_T}{W_{PH}} \cdot 10^3, \text{ МПа} \quad \tau_{NH} = 12,4$$

Номинальна змінна напруга скручування в рамовій шийці

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

Змінні напруги скручування в галтелях колінчастого валу

$$\text{шатунні шийки} \quad \tau_H = \alpha_T \cdot \tau_{NH}, \text{ МПа} \quad \tau_H = 33,1$$

$$\text{рамові шийки} \quad \tau_G = \beta_T \cdot \tau_{NG}, \text{ МПа} \quad \tau_G = 15,5$$

2.7 Додаткова напруга згинання

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

$$\sigma_{add}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{add} = 10$$

2.8 Розрахунок еквівалентної змінної напруги

Еквівалентна змінна напруга в галтелі шатунної шийки

$$\sigma_{VH} = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2}, \text{ МПа} \quad \sigma_{VN} = 92,5$$

Змінна згинальна напруга в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{BG} = \pm(\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN}), \text{МПа} \quad \sigma_{BG} = 64,9$$

Еквівалентна змінна напруга в галтелі рамової шийки

$$\sigma_{VG} = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_G}, \text{МПа} \quad \sigma_{VG} = 79,5$$

2.9 Розрахунок границь витривалості для шийок колінчастого валу

Границя витривалості для шатунної шийки

$$\sigma_{DWN} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_H^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_H}}), \text{МПа} \quad \sigma_{DWH} = 205,9$$

Границя витривалості для рамової шийки

$$\sigma_{DWG} = \pm K \cdot (0,42 \cdot R_m + 39,3) \cdot (0,264 + 1,073 \cdot D_G^{-0,2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_G}}), \text{МПа} \quad \sigma_{DWG} = 201,4$$

2.10 Коефіцієнт запасу міцності

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

$$\text{- для шатунної шийки} \quad Q_H = \sigma_{DWH} / \sigma_{VH} \geq 1,2 \quad Q_H = 2,59$$

$$\text{- для рамової шийки} \quad Q_G = \sigma_{DWG} / \sigma_{VG} \geq 1,2 \quad Q_G = 2,53$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні

1. Роботи в машинному відділенні (далі - МВ) виконуються обслуговуючим персоналом судна під наглядом відповідального офіцера судна.

2. Обслуговуючий персонал судна повинен бути забезпечений засобами індивідуального захисту.

3. На дверях МВ повинні бути прикріплені відповідні знаки безпеки, що свідчать про обов'язкове використання персоналом ЗІЗ.

4. Забороняється:

- перебування сторонніх осіб в МА без супроводу персоналу судна та дозволу вахтового механіка;

- зберігати легкозаймисті речовини;

- знімати засоби захисту органів слуху;

- виконувати роботи без засобів особистого захисту;

- особовому складу судна самотійно (без відома вахтового офіцера або головного механіка) запускати (зупиняти) механізми, що обслуговують суднову енергетичну установку (далі - СЕУ);

- зберігати (розміщувати) сторонні предмети та обладнання;

- робота на несправному обладнанні;

- експлуатувати механізми з несправними пристроями управління, захисту та сигналізації;

- проводити ремонтні роботи на існуючих механізмах;

- затягувати різьбові з'єднання на машинах, що працюють під тиском, посудинах і трубопроводах;

- демонтовані деталі залиште в підвішеному стані.

5. Технічне обслуговування і ремонт електростанцій проводяться наказом відповідального офіцера командного складу і з відома старшого (головного) механіка.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Рухомі частини машин і устаткування електростанцій повинні бути огорожені. Забороняється знімати захисні кожухи з рухомих частин (маховиків, муфт, фланцевих з'єднань, валів) під час роботи огорожувальних механізмів.
7. Постійні робочі місця, розташовані на висоті 500 мм і вище, повинні бути обладнані огорожею.
8. З метою підвищення рівня освітленості на тимчасових робочих місцях необхідно застосовувати додаткові (переносні) лампи.
9. МСО повинні бути обладнані припливно-витяжною вентиляцією.
10. Двері, лази, люки, що використовуються для входу в (з) МВ, повинні бути справними.
11. Проходи до запасних виходів, аварійного та протипожежного обладнання завжди повинні бути вільними.
12. Усі запасні частини, деталі, інструмент, матеріали повинні зберігатися на своїх штатних місцях і закріплюватися.
13. Драбини, плити і настили повинні бути чистими і сухими. Розлиті нафтопродукти необхідно негайно прибрати.
14. Інструкції з їх безпечної експлуатації повинні бути вивішені на механізмах електростанцій.
15. Механізми СЕУ (дизельні двигуни, котли, турбіни) повинні експлуатуватися у повній відповідності з інструкцією заводу-виробника та Правилами.
16. У ЦП повинні бути схеми баластних, дренажних і паливних систем з пронумерованими вентилями (вентилями, клінкетами). У стандартних місцях вентиля повинні мати шильдики, які чітко вказують на призначення клапана (клінкету).
17. Газовідвідні канали дизельних двигунів, котлів, турбін, установок інертних газів повинні бути герметизовані з метою запобігання проникненню відпрацьованих газів у МВ та судові простори.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

18. Для підймання важких предметів, відкривання (закриття) маховиків персонал повинен користуватися засобами малої механізації: важелями, талями, пневматичними ключами.

19. Під час відкручування гайок ключ, що обертається ударами кувалди, повинен підтримуватися тросом або підтримуватися таким чином, щоб руки і тіло опорного не могли бути зачеплені кувалдою, що вислизнула з гайкового ключа.

20. У процесі підйому предметів за допомогою талей, лебідок, кранів необхідно стежити, щоб маса вантажу, що піднімається, не перевищувала вантажопідйомності механізму.

21. Керівник робіт повинен здійснювати нагляд за оглядом, випробуванням і ремонтом вантажопідйомного механізму і вантажозахоплювальних пристроїв. При цьому на механізмі і вантажозахоплюючому пристрої повинні бути вказані: реєстраційний номер, максимальна вантажопідйомність, дата огляду, кольори безпеки.

22. Перед підйомом вантажу члени екіпажу судна повинні перевірити справність вантажопідймальних пристроїв, щоб різьблення на рим-болтах було чистим. Забороняється застосовувати вантажозахоплювальні пристрої, які не мають бирок із зазначенням допустимої вантажопідйомності, дати випробування, реєстраційного номера.

23. Підймання (опускання) важких і громіздких деталей повинно проводитися під наглядом відповідальної особи відповідно до вимог технологічної карти (інструкції) щодо безпечного виконання робіт.

24. Судна зі знаками автоматики А1, А2 і А3 на входах і на видних місцях в ЦМЕ повинні бути позначені попереджувальними знаками: "Увага! Механізми запускаються автоматично!"»

25. Газовідвідні канали, паропроводи, трубопроводи гарячої води, палива та холодильні машини повинні бути теплоізовані. Пошкоджені ділянки теплоізоляції підлягають відновленню.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

26. Усі машини, трубопроводи, огороження та огороження в МСО повинні мати фундамент і бути закріпленими, щоб уникнути підвищених вібрацій і поломок. Особовий склад МСО повинен постійно стежити за справністю кріплення механізмів і систем СЕУ, перерахованих вище.

27. Персонал СІЕ повинен вжити заходів щодо усунення витоків палива, відпрацьованого масла і води з трюму і палуби СІЕ за допомогою трюмного сепаратора в резервуар (цистерну) для подальшої передачі в колектор в порту.

28. Дренажні стоки в трубопроводах і фільтрах повинні очищатися і утримуватися в чистоті.

29. Перед початком демонтажу трубопроводів, засувов, клінкетів, засувов, відкриття горловин, а також ремонту на обладнанні, яке перебувала під тиском, повинні бути вжиті заходи щодо виключення подачі робочого агента (води, пари, холодоагенту, повітря) до місця проведення робіт. При цьому необхідно:

закрити запірну арматуру на системі;

Встановіть на запірну арматуру заборонні знаки: «Не відкривати! Люди працюють!»;

встановити заглушки для запобігання несанкціонованому відкриттю;

Щоб «прокачати» тиск робочого агента, відкривають вентилі (крани) або послаблюють болти на фланці з протилежного від робочого майданчика боку. При цьому забороняється знімати гайки з різьблення, так як можуть бути «викиди» пари (конденсату), що скупчився в трубопроводі;

Переконайтеся, що тиск знижено до атмосферного, а трубопровід повністю осушений.

30. Після закінчення ремонту керівник повинен оглянути ділянку трубопроводу перед складанням системи трубопроводів і переконатися у відсутності всередині сторонніх предметів (гайок, інструментів, ганчір'я) та відсутності пошкоджень фланців.

31. Горловини паливно-масляних цистерн можуть відкриватися тільки з дозволу головного інженера.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Горловини резервуарів для води можна відкривати тільки з дозволу головного офіцера.

32. Роботи всередині паливних, масляних і водяних резервуарів (цистерн) дозволяється проводити тільки після вжиття комплексу заходів щодо вивітрювання, видалення залишків робочого агента в повній відповідності з вимогами технологічної карти виконання суднових робіт, цільового інструктажу та видачі наряду-допуску.

33. Горловини резервуарів (резервуарів) можуть бути закриті тільки після огляду резервуара (резервуара) відповідальною особою, призначеною роботодавцем. Шийки повинні бути затягнуті на всіх штатних гайках (болтах).

34. Після використання протиральний матеріал (ганчір'я) слід зберігати в металевій тарі і, після наповнення, спалювати в судновому сміттєспалювальному заводі (або викидати на берег).

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) т неповного згоряння (уксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах;

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи.

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра вплив оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентації його в атмосфері і вд тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центальної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації CO призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % ($10\text{-}15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотнім. За зупинки вдихання СО його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо вплив СО, на рослинний світ довели, що за концентрації СО нижче 0,01 % такого вплив не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($C_{20}H_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мушковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°C. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном.

Газ шкідливо впливає на органи дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO_2 отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легено, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO_2 призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO_2 – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлексорного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архтектури.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Підвищення техніко-економічних показників газового двигуна потужністю 535 кВт за рахунок застосування колінчастого валу вдосконаленої конструкції" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції чавунного колінчастого валу з противагами на його щоках. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 535 кВт при частоті обертання колінчастого валу 600 хв^{-1} використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Детальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показані в Додатку 1 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 535 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу.

По результатам розрахунку 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 5 графічної частини роботи.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції колінчастого валу, виготовленого із чавуну високої міцності марки ВЧ50, та противагами на його щоках. В пояснювальній записці приведений детальний опис колінчастого валу двигуна - прототипу та виконаний розрахунок на міцність відлитого із чавуну колінчастого валу, шатунні та рамові шийки якого виконані пустотілими для зменшення маси та покращення механічних властивостей матеріалу. Складальне креслення колінчастого валу показано в Додатку 2, а робоче креслення в Додатках 3, 4 графічної частини роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, а тому значну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / : Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., 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, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні 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 131.61.23.23 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		