

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення конструкції колінчастого валу для стаціонарного
дизельного двигуна потужністю 570 кВт

Прототип 6ЧН25/34

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

Вей **Губар В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

Ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Грабовенко О.І.
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Губар Вадиму Віталійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції колінчастого валу для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 570 кВт. Прототип 6ЧН25/34».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ЧН25/34 потужністю 520 кВт.
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Проектування колінчастого валу вдосконаленої конструкції. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Колінчастий вал (СК). 3. Колінчастий вал (РК) 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

1. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

Студент

Губар В.В.

(підпис)

Керівник роботи

Грабовенко О.І.

(підпис)

Анотація

сторінок 67, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі «Вдосконалення конструкції колінчастого валу для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 570 кВ. Прототип 6ЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ. Обґрунтована покращена конструкція колінчастого валу, яка передбачає збільшення твердості та міцності рамової та шатунної шийок, що забезпечить необхідні ресурсні показники двигуна. Також в роботі приведені заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна, колінчастого валу та робоче креслення колінчастого валу і індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, колінчастий вал, ресурсні показники.*

Annotation

67 pages, 3 figures, 6 tables, 11 bibliography

In the qualification work "Improvement of the design of the crankshaft for a stationary diesel engine with a capacity of 570 kV. Prototype 6XH25/34», a description of the engine design - prototype 6XH25/34, calculations of the work process, heat balance and dynamics of the engine were performed, an analysis of the constructions of the internal combustion engine crankshafts was carried out. An improved crankshaft design has been substantiated, which provides for increased hardness and strength of the frame and connecting rod journals, which will ensure the necessary engine resource indicators., which will ensure the necessary resource performance of the engine. The work also includes measures to ensure labor protection during engine maintenance. In the graphic part of the work, the assembly drawing of the engine, the crankshaft and the working drawing of the crankshaft and the indicator diagram and diagrams of the forces acting in the KShM were made.

Keywords: *Diesel engine, work process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, crankshaft, resource indicators.*

3MICT

	стор.
ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір основних параметрів циклу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу	27
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН25/34.....	32
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ.....	36
3.2 Методи зміцнення робочих поверхонь шийок колінчастих валів.....	43
3.3 Електролітно-плазмове зміцнення шийок колінчастого валу.....	46
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	52
4.2 Захист навколишнього середовища.....	57
ВИСНОВКИ	63
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	65

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив	Губар				Пояснювальна запи. ск а	Літера	Лист	Листів	
Перевірів	Грабовенко					н	3	70	
						61-ТЕМмаг-23			
Н. контр	Грабовенко								
Затвердив	Нестеренко								

Д О Д А Т К И

ДОДАТОК 1 Дизель 6ЧН25/34 (Поперечний переріз), А1.....	66
ДОДАТОК 2 Вал колінчастий СК , А1.....	67
ДОДАТОК 3 Вал колінчастий, РК , А1.....	68
ДОДАТОК 4 Вал колінчастий, РК , А1.....	69
ДОДАТОК 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1..	70

					ПННІ НУК 131.61.24.12 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 заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри і 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 131.61.24.12 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 дизельний двигун призначений для привода електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН25/34 із забезпеченням його великих ресурсних показників розроблена конструкція колінчастого валу із загартуванням робочих поверхонь шатунних та рамових шийок, що забезпечить зменшення зношування як шийок, так і вкладишів шатунних та рамових підшипників.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН25/34

Дизель 6ЧН25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та охолодженням наддувочного повітря [17]. Дизель 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 дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

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

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива.

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

1.1 Фундаментна рама

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

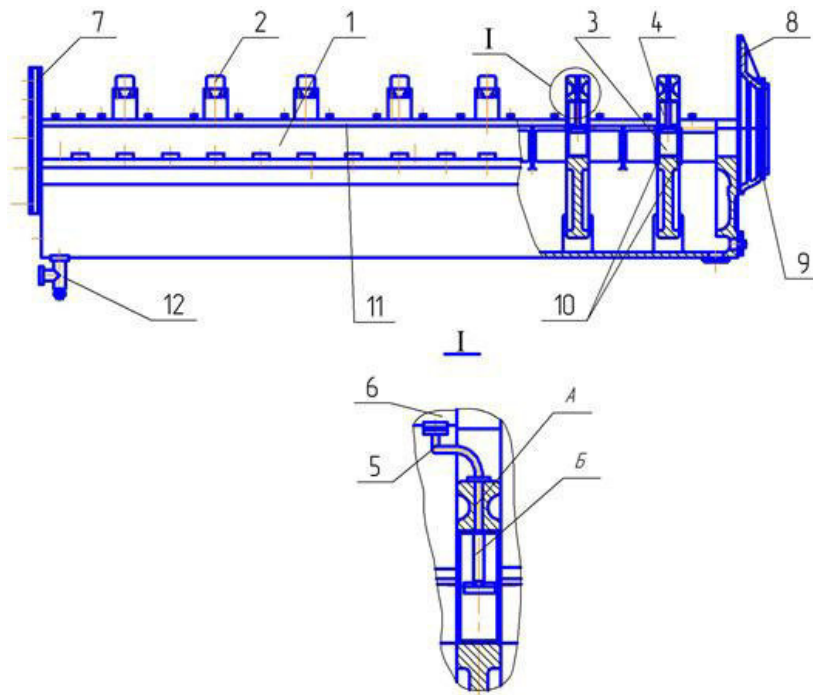


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

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

Дизель 6ЧН25/34 має вісім рамових підшипників. передостанній підшипник, при рахуванні із сторони маховика , опорно-упорний.

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

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

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено ма слозабірний фільтр.

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

Рамовий підшипник

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вал колінчастий – (рис.1.2) стальний, цільнокований, має вісім рамових і шість 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 валу виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

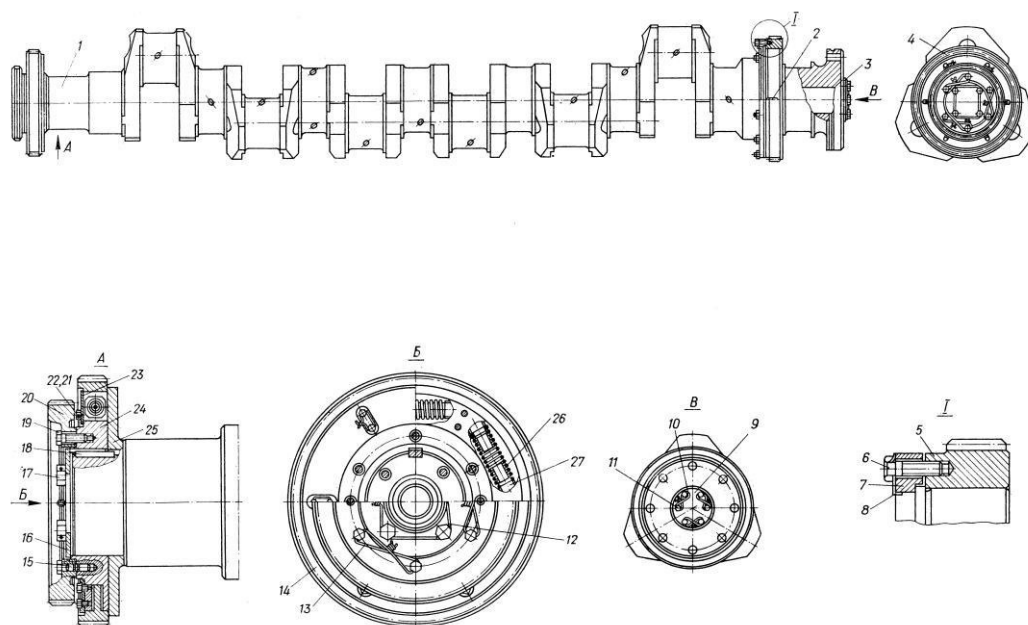


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу масляного насоса 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу масляного насоса жорстко з'єднана з

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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 грибка ми 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертового моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

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

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 і 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 проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канавки А

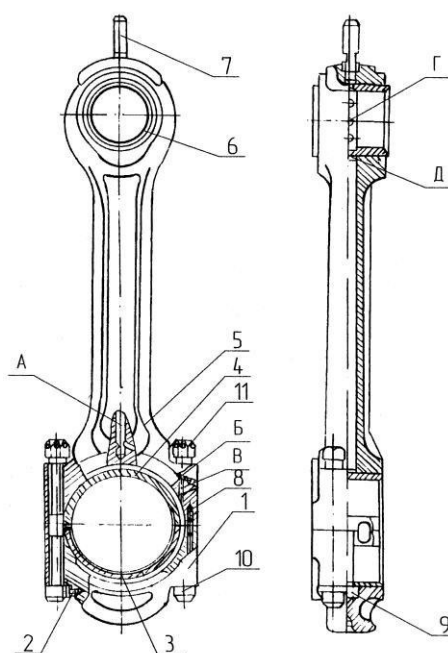


Рисунок 1.3 Шатун
1-Кришка нижньої головки шатуна; 2, 8, 9 –штифт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-втулка; 7 – розпилювач; 10-болт шатунний; 11-гайка шатунного болта

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4).

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

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

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

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

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта зроблені 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. 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 демонтажі поршня із шатуном. Поршень і шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

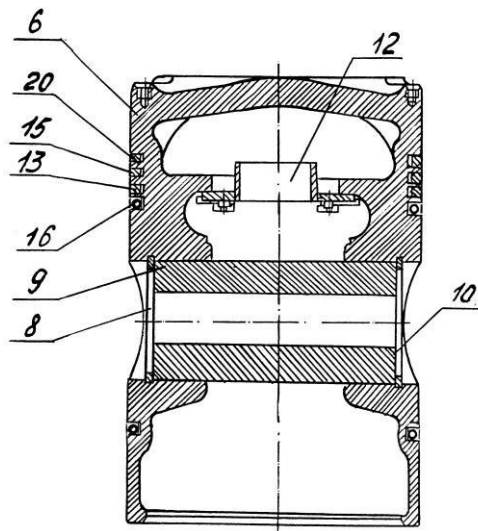


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

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

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вибір вихідних даних робочого циклу

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

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

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$.

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 12^\circ\text{C}$.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

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

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$.

- механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 120^\circ\text{C}$.

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

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$.

- показник політропи стиску u відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Потужність двигуна ефективна	$P_e = 570 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів двигуна	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$p_b = 0,23 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,95$
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 12 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$p_r = 0,22 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 740 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,93$

Паливо:

Пальне – дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,004 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,501$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 = 28,9 \cdot 0,4945 = 14,5 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 1,95 \times 0,501 = 0,977 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,073 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,95 - 1) \cdot 0,501 = 0,100 \text{ кмоль/кг}$$

азоту $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,79 \cdot 1,95 \cdot 0,501 = 0,772 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,073 + 0,063 + 0,100 + 0,772 = 1,007 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,23}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 399 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_6 = 0,92 \times 0,23 = 0,216 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_6 - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{399 - 100 + 10}{740} \times \frac{0,22}{12,5 \times 0,216 - 0,22} = 0,040$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120)^\circ$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 100 \text{ К}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_6 - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{399 - 100 + 10 + 0,040 \times 740}{1 + 0,04} = 346,5 K$$

,

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,216}{0,23} \times \frac{399 - 100}{346,5 \cdot (1 + 0,04)} = 0,905$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,23 \times 10^6}{0,24 \times (299 - 100)} = 2,51 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при
 $n = 350 \dots 750 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,375$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,216 \times 12,5^{1,375} = 6,97 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К} = 346,5 \times 12,5^{1,375 - 1} = 893,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)} =$$
$$= 19,88 + 0,002638 \times 854,9 = 22,14 \text{ Дж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,007}{0,977} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,031 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,030$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів
при сталому об'ємі:

$$\text{для кисню } O_2: mC_{v''_{O_2}} = 23,3 + 0,00155T_Z$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для азоту N_2 : $mCv''_{N_2} = 21,55 + 0,00146T_z$

для вуглекислого газу CO_2 : $mCv''_{CO_2} = 38,61 + 0,00335T_z$

для H_2O : $mCv''_{H_2O} = 25,46 + 0,00444T_z$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)} =$$
$$= \frac{1}{1,007} \left[0,0725 \times (38,61 + 0,00335) + 0,063 \times (25,46 + 0,00444) + 0,10 \times (23,3 + 0,00155) + 0,772 \times (21,55 + 0,00146) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + b \times T_z = 23,20 + 0,0018 \times T_z$$

де:

$$a = 23,20 \text{ КДж/моль}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 23,049 \times T + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + b \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,33 + 0,0018 \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,33 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$b = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,6 \times 6,97 = 11,2 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де :

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,27$$

$$C = 62460$$

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times}}{2 \times A} = \frac{-32,27 + \sqrt{32,27^2 + 4 \times 0,0018 \times 62460}}{2 \times 0,0018} = 1759 K$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,030 \times 1759}{1,6 \times 893,5} = 1,27$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,27} = 9,86$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{600} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\delta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{11,2}{9,86^{1,25}} = 0,64 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\delta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1759}{9,86^{1,25-1}} = 992,6 K$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{6,97}{12,5 - 1} \times \left[1,6 \times (1,27 - 1) + \frac{1,6 \times 1,27}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,86^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,41 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,93 \times 1,41 = 1,31 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\delta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,31 \times 0,501 \times 1,95}{42250 \times 2,51 \times 0,905 \times 10^{-3}} = 0,427$$

Питома індикаторна витрата палива.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кґ/(квт.год.)} = \frac{3600}{42250 \times 0,427} = 0,210 \text{кґ/(квт.год.)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,80 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{п.ср.}} = 0,089 + 0,0148 \times 6,80 = 0,169 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1,310 - 0,169 = 1,143 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,143}{1,310} = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,427 \times 0,87 = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{42250 \times 0,395} = 0,210 \text{кґ/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = e_e \times P_e = 0,210 \times 570 = 120 \text{кґ/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{570}{1,143 \times 600} = 99,7 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{99,7}{6} = 16,62 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{пр}/D_{пр} = 340/250 = 1,35$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,62}{3,14 \times 1,35}} = 250,3 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня. } S = m \times D = 1,35 \times 250,3 = 337,49 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

$$\text{Діаметр циліндра } D = 250 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = 340 \text{ мм}$$

$$\text{Літраж двигуна. } V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 100,1 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,143 \times 100,1 \times 600}{30 \times 4} = 572,1 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{572,1 + 570}{2} = 571,05 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{572,1 - 570}{571,05,5} \times 100\% = 0,36\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей двигуна ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,41
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	6,97
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,375
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,15
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,27
8.Ступінь послідовного розширення	δ	-	9,86
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (1)$$

де p_c – тиск стиску в цилінді двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{roz} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 11,15 \cdot 1,27^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 15,03 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	6,97	139,4	11,15	223
1,27	5,33	106,6	11,15	223
1,5	4,58	91,6	10,27	205,4
2,0	3,10	62	7,17	147,5
2,5	2,30	46	5,42	108,4
3	1,79	35,8	4,32	86,4
4	1,22	24,4	3,01	60,2
5	0,90	18,0	2,28	45,6
7	0,57	11,4	1,54	30,8
9	0,41	8,2	1,09	21,8
10	0,35	7,0	0,96	19,2
12,5	0,24	4,8	0,70	14,0

2.3.2 Побудова дійсно індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:
 s' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

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

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

b - точка початку відкриття впускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття впускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану .

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно -шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,22$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 6,97$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 11,15$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \lambda (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	20	0,0747	8,6
f, до ВМТ	10	0,0189	2,2
b, після ВМТ	130	1,7147	197,2
r', до ВМТ	70	0,7664	88,1
r'', після ВМТ	50	0,4292	49,4
d, до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,22/0,05 = 4,4$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 6,97 = 8,36$ МПа; $p_c'/m_p = 8,36/0,05 = 167$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 11,15$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 11,15/0,05 = 223$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \lambda/2 = 170 \cdot 0,236/2 = 20,06$ мм.

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478 \text{ мм/мм}$.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,06/1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

Ефективна потужність: $P_e = 572 \text{ кВт}$

Частота обертання колінвалу : $n = 600 \text{ хв}^{-1}$

Діаметр циліндру : $D = 250 \text{ мм}$

Хід поршня: $S = 340 \text{ мм}$

Число циліндрів: $i = 6$

Коефіцієнт тактності: $z = 4$

Нижча теплота згорання дизельного палива:

$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$

Годинна витрата пального : $B_T = 120 \text{ кг/год}$

Індикаторний ККД: $\eta_i = 0,43$

Ефективний ККД: $\eta_e = 0,37$

Кількість свіжого заряду $M_1 = 0,977 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згорання $M_T = 1,007 \text{ кмоль/кг}$

Температура залишкових газів $T_{г.} = 740 \text{ К}$

Температура на початку стиску $T_d = 346,5 \text{ К}$

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,95$

2. Рівняння теплового балансу .

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_T - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Pi} \cdot Q_H = 120 \cdot 42250 / 3,6 = 1408 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 572 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 572 / 1408 \cdot 100 \% = 40,6\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{Г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 1408 = 211,2 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{Г.р.}} = 0,12$$

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

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 120 \text{ мПа},$$

де $a = 0,12$ в $b = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 600 / 30 = 6,8 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,0167 \cdot 600 / (30 \cdot 4) = 36,0 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, екв і в алентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 36,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.3 Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 211,2 + 36,7 = 247,9 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді витрата охолоджуючої рідини: } V = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot k}{\rho_B \cdot C_B \cdot \Delta T_B} = \frac{359,1 \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,0139 \text{ м}^3/\text{с}$$

$k = 1,3$ - коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_e = 8 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі води.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{ВН}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0096 \cdot 98 / 0,55 = 1,70 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,7 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 211,2 + 36,7 + 1,7 = 249,6 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні :

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 249,6 / 1408 \cdot 100\% = 17,7\%.$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.з}}} \cdot T_{\text{ср.з}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{120}{3,6 \cdot 22,4} [1,007 \cdot 30,08 \cdot 856 - 0,977 \cdot 30,16 \cdot 346,5] = 464,6 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 30,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність св і жого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні :

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 464,6 / 1408 \cdot 100 \% = 33,0 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.Д}) - Q_{В.} = (211,2 + 114,5) - 249,6 = 76,7 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi.} = 0,081 \cdot 1408 = 114,5 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 1310) \cdot 0,427 = 0,081$$

- доля втрат механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,3 \cdot 76,7}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0071 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,3$ - Коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = \frac{V_{MH} \cdot P_0}{\eta_M \cdot 10^3} = \frac{0,0071 \cdot 400000}{0,65} = 4,30 \text{ кВт}$$

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

$\eta_M = 0,65$ - механічний ККД масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 4,30 \text{ кВт}$

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 76,7 + 4,3 = 81,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 81/1408 \cdot 100\% = 5,8\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 1408 - (572 + 249,0 + 464,6 + 81,0) = 41,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні :

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 41,3/1408 \cdot 100\% = 2,9\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	572,1	40,6
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	249,0	17,7
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	464,6	33,0
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	81,1	5,8
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	41,3	2,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	2217	100

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

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

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

1) 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

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу, рад /с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуну від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня

$$D = 0,25 \text{ м}$$

б) частота обертання колінчастого валу

$$n = 600 \text{ хв}^{-1}$$

в) ордината прийнята для $p_{\max}$

$$h_{\max} = 223 \text{ мм}$$

г) максимальний тиск згоряння

$$p_{\max} = 11,15 \text{ МПа}$$

д) криво шипно - шатунне відношення

$$\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$$

э) масштаб індикаторної діаграми

$$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$$

ж) маса деталей КШМ, що рухаються зворотно – поступально

$$m_s = 80,6 \text{ кг}$$

з) радіус кривошипу

$$R = 0,17 \text{ м}$$

к) кут максимального тиску

$$\Delta\varphi = 10^\circ$$

л) кутова швидкість обертання колінчастого валу $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ с}^{-1}$.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{r}	F_{k}	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{r}	F_{k}
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,4	10,79	-63,16	-52,36	0,00	-52,36	0,00	4,4	-25,7	-21,3	0,0	-21,3	0,0
15	4,4	10,79	-59,76	-48,96	-3,12	-46,49	-15,69	4,4	-24,4	-20,0	-1,3	-19,0	-6,4
30	4,4	10,79	-50,13	-39,34	-4,88	-31,63	-23,89	4,4	-20,4	-16,0	-2,0	-12,9	-9,7
45	4,4	10,79	-35,84	-25,05	-4,42	-14,58	-20,84	4,4	-14,6	-10,2	-1,8	-5,9	-8,5
60	4,4	10,79	-19,11	-8,31	-1,81	-2,59	-8,11	4,4	-7,8	-3,4	-0,7	-1,1	-3,3
75	4,4	10,79	-2,32	8,47	2,07	0,19	8,72	4,4	-0,9	3,5	0,8	0,1	3,6
90	4,4	10,79	12,47	23,26	5,90	-5,90	23,26	4,4	5,1	9,5	2,4	-2,4	9,5
105	4,4	10,79	23,92	34,71	8,49	-17,19	31,33	4,4	9,7	14,1	3,5	-7,0	12,8
120	4,4	10,79	31,58	42,37	9,24	-29,19	32,08	4,4	12,9	17,3	3,8	-11,9	13,1
135	4,4	10,79	35,84	46,63	8,24	-38,80	27,15	4,4	14,6	19,0	3,4	-15,8	11,1
150	4,4	10,79	37,66	48,45	6,01	-44,97	19,03	4,4	15,4	19,8	2,4	-18,3	7,8
165	4,4	10,79	38,16	48,95	3,12	-48,09	9,65	4,4	15,6	20,0	1,3	-19,6	3,9
180	4,4	10,79	38,22	49,01	0,00	-49,01	0,00	4,4	15,6	20,0	0,0	-20,0	0,0
195	4,4	10,79	38,16	48,95	-3,12	-48,09	-9,65	4,4	15,6	20,0	-1,3	-19,6	-3,9
210	4,7	11,53	37,66	49,19	-6,10	-45,65	-19,32	4,7	15,4	20,1	-2,5	-18,6	-7,9
225	5,2	12,76	35,84	48,60	-8,58	-40,43	-28,29	5,2	14,6	19,8	-3,5	-16,5	-11,5
240	6,0	14,72	31,58	46,30	-10,09	-31,89	-35,05	6,0	12,9	18,9	-4,1	-13,0	-14,3
255	7,1	17,42	23,92	41,33	-10,11	-20,46	-37,31	7,1	9,7	16,8	-4,1	-8,3	-15,2
270	8,9	21,83	12,47	34,30	-8,71	-8,71	-34,30	8,9	5,1	14,0	-3,5	-3,5	-14,0
285	12,1	29,68	-2,32	27,36	-6,69	0,62	-28,16	12,1	-0,9	11,2	-2,7	0,3	-11,5
300	18,0	44,16	-19,11	25,05	-5,46	7,79	-24,42	18,0	-7,8	10,2	-2,2	3,2	-10,0
315	30,0	73,59	-35,84	37,75	-6,67	21,98	-31,41	30,0	-14,6	15,4	-2,7	9,0	-12,8
330	54,5	133,70	-50,13	83,57	-10,36	67,19	-50,75	54,5	-20,4	34,1	-4,2	27,4	-20,7
345	108,0	264,94	-59,76	205,18	-13,09	194,80	-65,75	108,0	-24,4	83,6	-5,3	79,4	-26,8
360	161,8	396,92	-63,16	333,76	0,00	333,76	0,00	161,8	-25,7	136,1	0,0	136,1	0,0
375	207,0	507,80	-59,76	448,04	28,58	425,37	143,57	207,0	-24,4	182,6	11,7	173,4	58,5
390	124,0	304,19	-50,13	254,06	31,49	204,28	154,30	124,0	-20,4	103,6	12,8	83,3	62,9
405	71,4	175,15	-35,84	139,31	24,61	81,11	115,91	71,4	-14,6	56,8	10,0	33,1	47,2
420	45,0	110,39	-19,11	91,28	19,90	28,40	89,00	45,0	-7,8	37,2	8,1	11,6	36,3
435	31,1	76,29	-2,32	73,97	18,10	1,67	76,13	31,1	-0,9	30,2	7,4	0,7	31,0
450	23,4	57,40	12,47	69,87	17,73	-17,73	69,87	23,4	5,1	28,5	7,2	-7,2	28,5
465	18,8	46,12	23,92	70,04	17,13	-34,68	63,22	18,8	9,7	28,5	7,0	-14,1	25,8
480	16,0	39,25	31,58	70,83	15,44	-48,79	53,62	16,0	12,9	28,9	6,3	-19,9	21,9
495	12,6	30,91	35,84	66,75	11,79	-55,54	38,86	12,6	14,6	27,2	4,8	-22,6	15,8
510	10,5	25,76	37,66	63,42	7,86	-58,85	24,90	10,5	15,4	25,9	3,2	-24,0	10,2
525	9,2	22,57	38,16	60,73	3,87	-59,66	11,98	9,2	15,6	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	38,22	55,14	0,00	-55,14	0,00	6,9	15,6	22,5	0,0	-22,5	0,0
555	5,5	13,49	38,16	51,65	-3,30	-50,75	-10,19	5,5	15,6	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	4,2	10,30	37,66	47,96	-5,94	-44,51	-18,83	4,2	15,4	19,6	-2,4	-18,1	-7,7

продовження таблиці 2.5

585	4,1	10,06	35,84	45,90	-8,11	-38,19	-26,72	4,1	14,6	18,7	-3,3	-15,6	-10,9
600	4,1	10,06	31,58	41,64	-9,08	-28,68	-31,52	4,1	12,9	17,0	-3,7	-11,7	-12,8
615	4,1	10,06	23,92	33,97	-8,31	-16,82	-30,67	4,1	9,7	13,8	-3,4	-6,9	-12,5
630	4,1	10,06	12,47	22,53	-5,72	-5,72	-22,53	4,1	5,1	9,2	-2,3	-2,3	-9,2
645	3,2	7,85	-2,32	5,53	-1,35	0,12	-5,69	3,2	-0,9	2,3	-0,6	0,1	-2,3
660	4,1	10,06	-19,11	-9,05	1,97	-2,82	8,83	4,1	-7,8	-3,7	0,8	-1,1	3,6
675	4,1	10,06	-35,84	-25,78	4,55	-15,01	21,45	4,1	-14,6	-10,5	1,9	-6,1	8,7
690	4,1	10,06	-50,13	-40,07	4,97	-32,22	24,34	4,1	-20,4	-16,3	2,0	-13,1	9,9
705	4,1	10,06	-59,76	-49,70	3,17	-47,19	15,93	4,1	-24,4	-20,3	1,3	-19,2	6,5
720	4,1	10,06	-63,16	-53,10	0,00	-53,10	0,00	4,1	-25,7	-21,6	0,0	-21,6	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

3.1 Опис та аналіз конструкцій 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 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.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 хром - молібденових 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 напружень, а також величини напружень. В той же час слід відмітити їх гірші механічні властивості (ніж у сталевих кованих) та трудність знаходження внутрішніх ливарних пороків. 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При застосуванні твердих сплавів для підшипників, а особливо 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 поміж висями циліндрів, які в свою чергу залежать від діаметра циліндру, товщини стінок гільзи та сорочки циліндру, простором для охолоджуючої рідини, а також каналами для продув очного повітря та відпрацьованих газів у випадку двотактного двигуна.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 згорання 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.

3.1.3 Вплив числа опор на конструктивну форму валу

Найбільш часто колінчасті вали мають число опор, що перевищує на одиницю число колін (повно опорні 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 суднових двигунів малої потужності і швидкохідності мають менше число опор (неповно опорні 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.

3.1.4 Конструкції елементів колінчастого вала

Колінчастий вал складається із колін, кінця із сторони відбору потужності та вільного переднього кінця. Звичайна конструкція коліна вала показана на рис.3.2,а,б,в. Кінець валу із сторони відбору потужності для з'єднання з генератором, муфтою, маховиком, гвинтом, пружним елементом і т.п. має ділянку

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

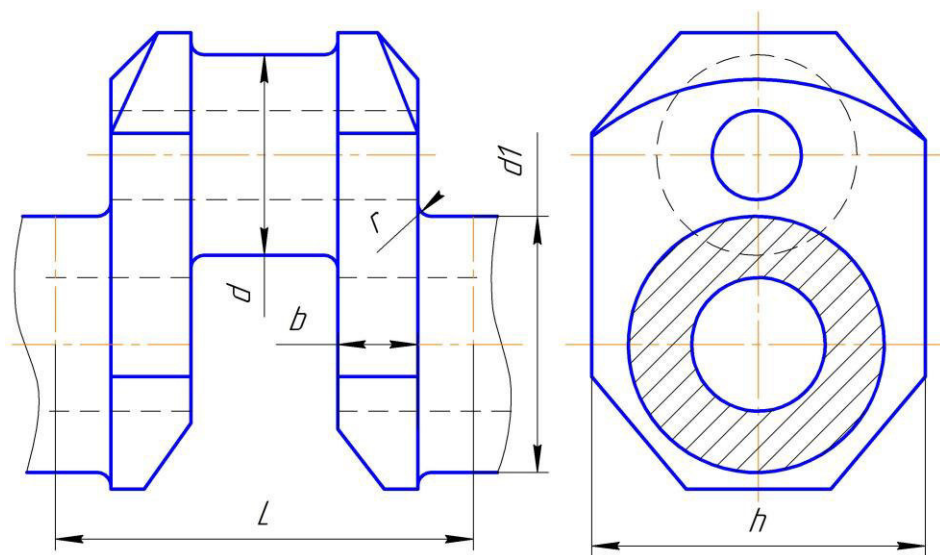


Рисунок 3.1 Розрахункова схема коліна

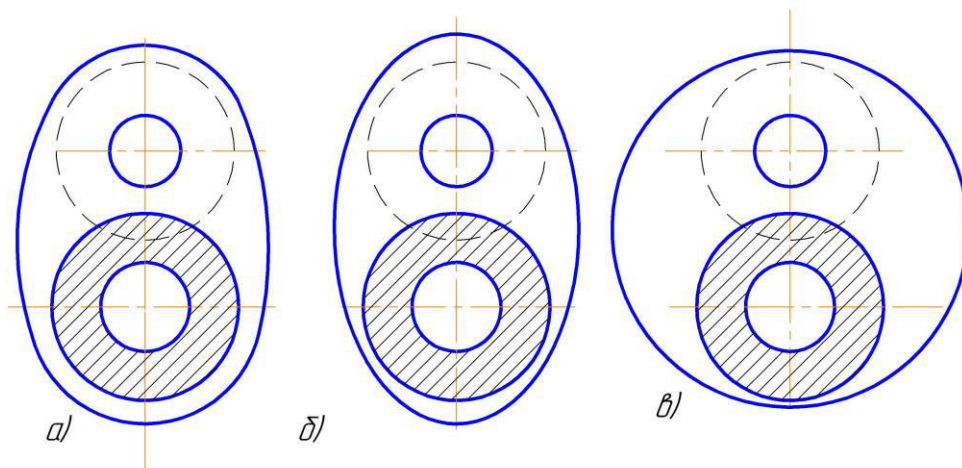


Рисунок 3.2 Форми щоків колна

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 (рис.3.1,а,б,в): призматичні (а саме, 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 навантажень.

Для круглих щоків (рис.3.2.в) відмітимо такі переваги: можливість зменшення товщини щоків та збільшення довжини шийок, що сприяє зменшенню зношування, а також більша простота обробки щоків. Але деякі дослідження показують, що еліптичні щоки, які наближаються до круглих, мають не меншу, в порівнянні з останніми, міцність на втому при дещо меншій масі.

У випадку застосування зменшеного відношення S/D в поєднанні із збільшеними діаметрами шийок можливо отримати значне перекриття шийок (див. рис.3.1,в,г); при цьому підвищується міцність і з'являється можливість зменшити товщину щоки b без збільшення її ширини h .

Переходи від щоків до шийок слід виконувати з відносно великим радіусом закруглень (галтелей) для зменшення концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі заважає зменшення робочої довжини шийки.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 (рис.3.1,а,б,в): призматичні (а саме, 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 навантажень.

Для круглих щоків (рис.3.2.в) відмітимо такі переваги: можливість зменшення товщини щоків та збільшення довжини шийок, що сприяє зменшенню зношування, а також більша простота обробки щоків. Але деякі дослідження показують, що еліптичні щоки, які наближаються до круглих, мають не меншу, в порівнянні з останніми, міцність на втому при дещо меншій масі.

У випадку застосування зменшеного відношення S/D в поєднанні із збільшеними діаметрами шийок можливо отримати значне перекриття шийок (див. рис.3.1,в,г); при цьому підвищується міцність і з'являється можливість зменшити товщину щоки b без збільшення її ширини h .

Переходи від щоків до шийок слід виконувати з відносно великим радіусом закруглень (галтелей) для зменшення концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі заважає зменшення робочої довжини шийки.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

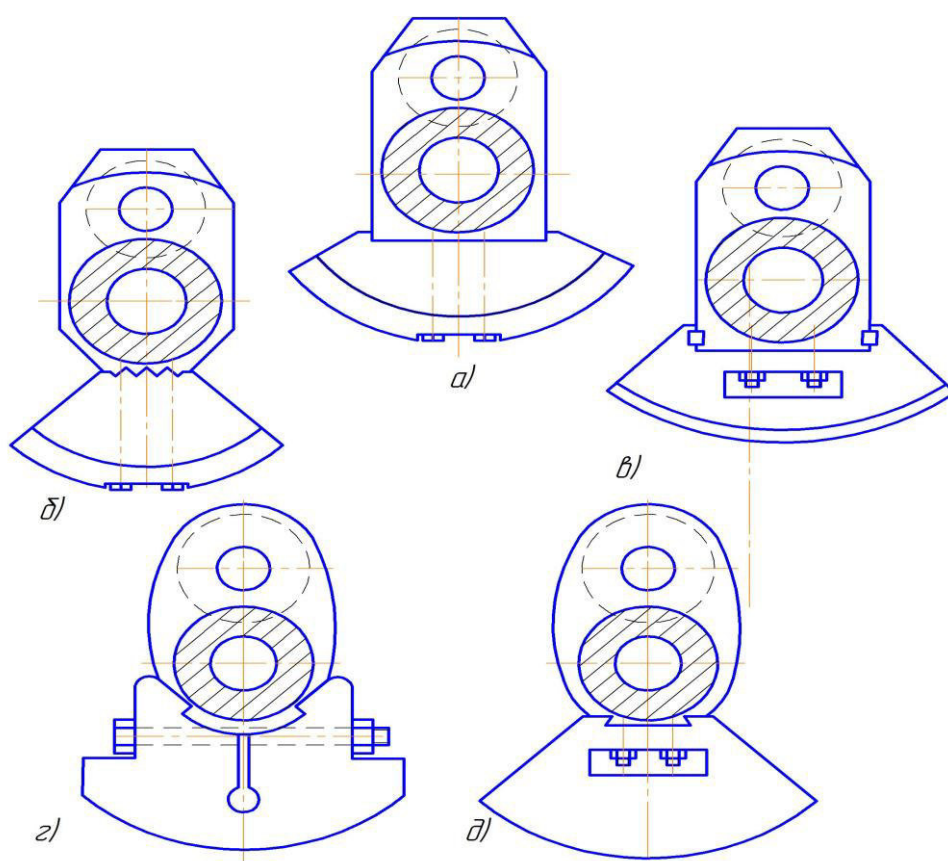


Рисунок 3.3 Способи кріплення противаг на щоках колінчастого вала

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

В двигунах підвищеної потужності, а також в других швидкохідних двигунах противаги частіше виконують як одне ціле із щоками; при цьому хоча і ускладняється 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.

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, бруду), 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 Методи зміцнення робочих поверхонь шийок колінчастих валів.

Підвищення втомної міцності колінчастих валів, твердості та зносостійкості шатунних та корінних шийок досягають низкою заходів конструктивного та технологічного характеру.

До конструктивних рішень по зменшенню концентрації напружень та збільшенню границь міцності на втому слід віднести:

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Перекриття шийок вала Δ . З ростом абсолютної величини Δ зростає жорсткість вала, збільшується границя втоми на згинання.

2. Збільшення радіуса галтелі r . Це зменшує відношення K_σ/ϵ_σ та K_τ/ϵ_τ та підвищує запас міцності в небезпечних перерізах коліна. Одночасно зменшується робоча довжина шийок вала, що приводить до підвищення максимальних та середніх тисків на підшипники. В цьому випадку галтелі виконують двома або трьома спряженими дугами різних радіусів або двома радіусами та підрізкою шийки.

3. Збільшення товщини h та ширини щок b , що приводе до зростання моментів опору $W_{зг.}$ та $W_{к.}$, внаслідок чого зменшуються амплітуди напружень σ_a і τ_a та підвищуються запаси міцності.

4. Ексцентричне розташування отвору в шатунній шийці (вісь свердлення шатунної шийки зміщують до периферії коліна з ексцентриситетом e), що збільшує площу переходу шатунної шийки до щок. При цьому зменшується напруга згинання у галтелі, а втомна міцність підвищується на 10 - 15%.

5. Бочкоподібна форма отворів в шийках, яка сприяє зменшенню концентрації напруг в галтелях коліна. Вважається, що при бочкоподібних отворах втомна міцність на скручування та згинання збільшується на 30%.

6. Вибір розташування масляного отвору, так як встановлено, що епюра дійсних дотичних напружень τ в шатунній шийці має овальну форму с максимумами площині коліна. У зв'язку з цим розташування масляних отворів під кутом $\gamma = 90^\circ$ або $\gamma = 270^\circ$ збільшує границю втоми при скручуванні приблизно на 15% в порівнянні з $\gamma = 0^\circ$ або $\gamma = 180^\circ$.

До технологічних методів поверхневого зміцнення шийок колінчастого валу можна віднести:

- 1) хіміко-термічні (азотування, ціанування, цементація);
- 2) поверхнєве загартування струмом високої частоти;
- 3) наклепання поверхневого шару (обкатування роликом, обтискування кульками, обдування дробом);

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4)комбіновані методи.

Азотування (насичення азотом) застосовується для створення дуже твердого, зносо – корозійностійкого тонкого шару. В цьому ж шару створюються напруження стиску, які значно підвищують границю втоми та довговічність деталі.

Проста вуглецева сталь мало придатна для азотування, так як її поверхня виходить недостатньо твердою. Частіше всього для азотування застосовують леговані сталі 35ХМЮА, 35ХЮА, легуючі елементи яких (алюміній, хром, молібден) дають стійкі дисперсні нітриди.

Для азотування можна застосовувати сталь і без алюмінію (1,5-2,5%Cr; 0,2-0,6%V; 0,3-1,0%Mo; 0,5-1,0%Ti і таке інше).

Досвід експлуатації та лабораторних досліджень показують, що азотування колінчастих валів із легованих сталей підвищує σ_{-1} на 30-60%, τ_{-1} на 30-40%.

Слід відмітити, що процес азотування, будучи одним із найбільш ефективним способів підвищення втомленої міцності колінчастих валів, значно підвищує вартість виробу (на 30-50%).

Цементация (вуглецювання) також підвищує втомлену міцність сталей, так як в результаті цементации та загартування на її поверхні утворюються напруги стиску. Глибина цементации доходить до 0,5-2,0мм. Цементации піддають сталі з низьким вмістом вуглецю (0,1-0,25%) Після цементации деталі обов'язково піддають термічній обробці (загартування і відпуск).

При потрібній глибині загартованого шару менше 0,5мм цементацию замінюють ціануванням (збагаченням поверхневого шару вуглецем та азотом) на глибину 0,1-0,2мм.

Поверхнєве загартування струмом високої частоти значно підвищує границю втоми деталі, створюючи в поверхневому шару залишкові напруги стиску. Одночасно з цим забезпечується висока твердість та зносостійкість виробу. Для високочастотного загартування широко застосовують сталі 40, 45, 40Х та інші.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальне значення твердості поверхні досягає HRC 65. Границя втоми при наявності концентрації напру збільшується 1,5-2 рази.

Наклепування поверхневого шару також створює залишкові напруги та підвищує границю втоми виробу. Обкатування роликамі галтелі, обдування дробом та обтискання кульками країв масляних отворів валів високооборотних двигунів підвищує границю втоми при згинанні на 30-45%, а при скручуванні на 15-20%. Для цих же цілей застосовують полірування та наклепування внутрішніх та зовнішніх поверхонь отворів, кромek і таке інше.

Технологічні методи поверхневого зміцнення підвищують втомлену міцність як сталевих так і чавунних колінчастих валів, а в деяких випадках (азотування, ціанування, загартування струмом високої частоти, наклепування) і їх корозійну стійкість.

3.3 Електролітно-плазмове зміцнення шийок колінчастого валу

В машинобудуванні широко використовують підшипники ковзання, вкладиші яких виконані із антифрикційних матеріалів і працюють в парі з циліндричною поверхнею вала (цапфою). Традиційно робочі поверхні вала виконують гладенькими, з низькою шорсткістю. Для підвищення твердості робочих поверхонь вали нагрівають в пічках і азотують. Технологічні операції: азотування, захист неробочих поверхонь від азотування, очищення, тривале нагрівання, відпуск – вельми трудомісткі, енергоємні та екологічно небезпечні.

Відомо, що найбільш навантажені підшипники при невеликих швидкостях ковзання поверхні валу відносно поверхні підшипника, коли на зрошувальних поверхнях валу та вкладиша відсутній розділювальний змащувальний шар і має місце безпосередній контакт поверхнею шийки валу та підшипника. Це пред'являє високі вимоги до антифрикційних властивостей як поверхнею вкладиша, так і шийки валу. Ці проблеми дуже актуальні для виробників потужних дизельних та газових двигунів, де в якості опор колінчастих валів використовують підшипники ковзання.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На сьогодні спеціалістами інституту електрозварювання імені Є.О. Патона розроблена електролітно-плазмову технологію зміцнення шийок колінчастих валів для поршневих двигунів внутрішнього згоряння та компресорів. По цій технології на робочій поверхні шийки валу створюються тверді ділянки шириною 25мм, які чергуються з м'якими ділянками поверхні (рис.3.4).

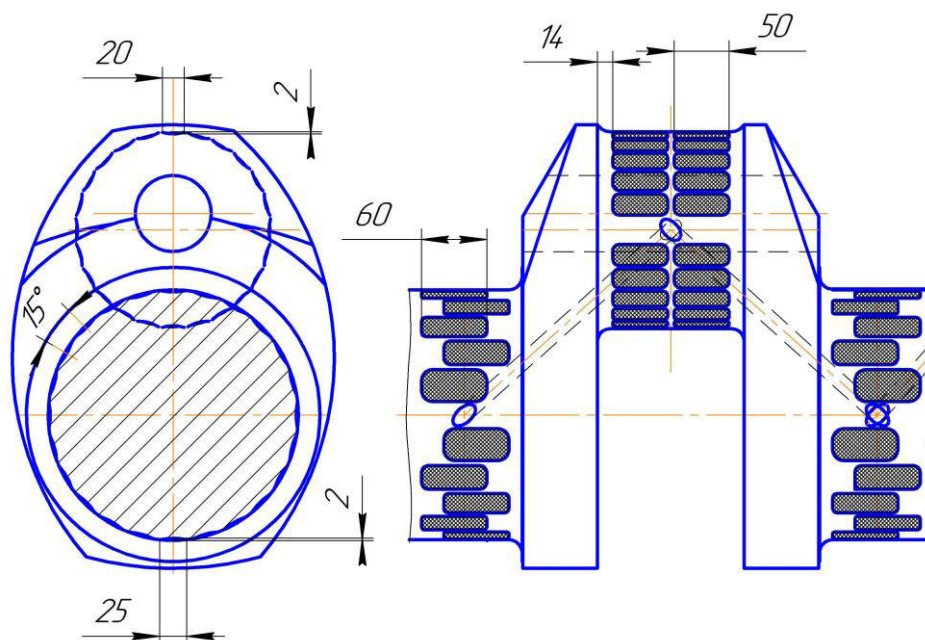


Рисунок 3.4 Розташування зміцнених ділянок на поверхнях шийок колінчастого валу

Тверді ділянки поверхні мають мікрокристалічну структуру з плавним переходом до структури основного металу. Твердість зміцненої ділянки поверхні 55-60 HRC₃, товщина зміцненого шару до 5мм.

Тверді ділянки обробляються гірше, ніж м'які, що після абразивної обробки забезпечує формування спеціального рельєфу, який складається із твердих зносостійких виступів та впадин (шорсткість до $R_z = 15 \mu\text{m}$ при ширині $B = 20 \dots 25 \text{ mm}$). Впадини рельєфу заповнюються змазкою, яка розділяє поверхні тертя і на початку руху зтягується в навантажену зону підшипника. Бокові стінки впадини рельєфу грають роль гідродинамічних клинів, навантаження на які залежить, в основному, від в'язкості змащувальної рідини, швидкості ковзання та кута підйому гідродинамічного клину.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Теоретичні та експериментальні дані показали, що товщина змащувального шару над вершиною рельєфу може бути від 10 до 20 мкм і залежить від рельєфу та швидкості ковзання. Спеціальний рельєф забезпечує рідинний режим тертя навіть при невеликих швидкостях обертання колінчастого валу.

В цьому випадку змазка захоплюється впадинами рельєфу та переміщується у навантажену зону підшипника, що виключає можливість тертя без змазки, знижує втрати на тертя, температуру поверхні вкладиша і зменшує зношування пари – шийка валу-підшипник.

Електролітно-плазмове загартування шийки колінчастого валу виконують в спеціальному пристрої (рис.3.5), який забезпечує нагрів одиничних ділянок поверхні шийки валу електричними розрядами в плазмовому шару. Плазмовий шар утворюється в зазорі поміж поверхнями виробу і рідкого електрода - електроліту, який складається із водяного розчину солі лужного металу. Нагріту поверхню охолоджує той же самий електроліт.

Електролітно-плазмова технологія забезпечує товщину зміцненого шару від 1 до 10мм на поверхні із сталі з вмістом вуглецю С 0,5%.

Зміна часу нагріву при електролітно-плазмовій обробці змінює глибину прогрівання. За час нагріву 40 сек глибина прогрітого шару досягає 10мм, а за 7 сек – до 1мм. Максимальна твердість зміцненого шару (900МПа) не залежить від його товщини і плавно знижується від максимальної до твердості основи і, як правило, не залежить від часу нагріву.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

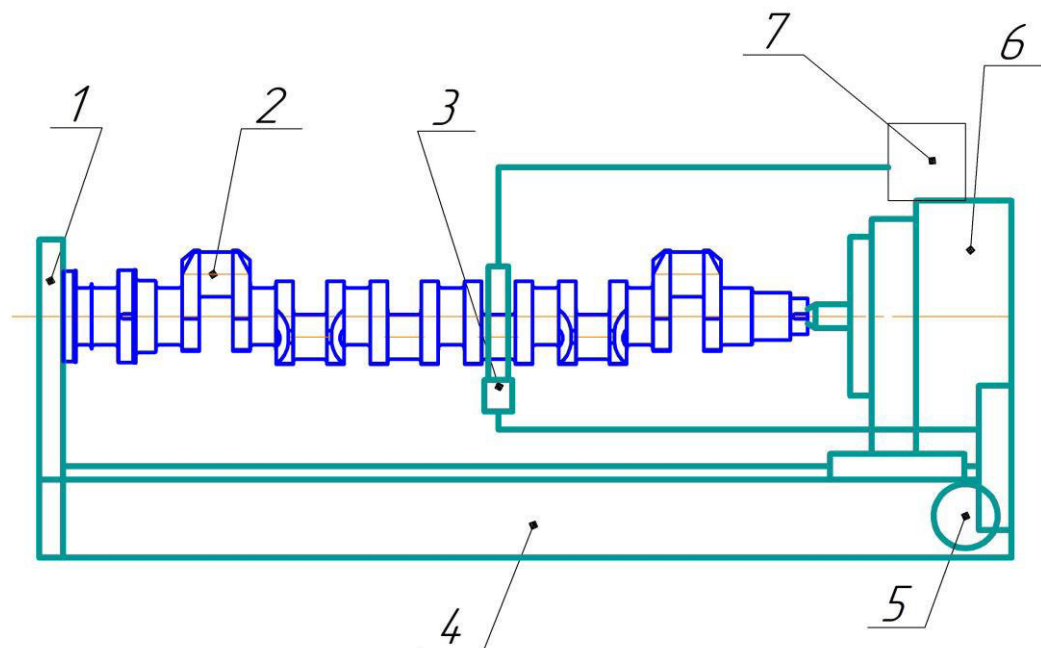


Рисунок 3.5 Схема пристрою для зміцнення шатунних і рамових шийок колінчастого валу

1 – пристрій для обертання валу; 2 – вал колінчастий; 3 – навісний нагрівач; 5 – насосна станція; 6 – джерело електричного струму; 7 – система контролю температури

Для зміцнюючої обробки шийок колінчастого валу застосовується установка (рис.3.5), яка базується на пристрої 1 для обертання валу. Колінчастий вал 2 закріплюють стандартними пристроями і періодично провертають таким чином, щоб створити певну відстань поміж зміцненими ділянками.

Обробку виконують спеціальним навісним нагрівачем 3, який встановлюють на шийці колінчастого валу. Установка має бак 4 для електроліту, а також насосну станцію 5. Установку комплектують джерелом електричного живлення 6 і системою контролю температури 7.

Навісний пристрій для зміцнюючої обробки робочих поверхонь шийок колінчастого валу фіксують на циліндричній шийці валу. Електроліт і електричний струм підводять до аноду, розміщеному всередині корпусу нагрівача із діелектричних матеріалів. В нагрівачу вбудований фотоприймач, який уловлює випромінювання нагрітої поверхні і, відповідно, подає керуючий сигнал на систему регулювання потужності електричного живлення нагрівача. В залежності від режимів обробки система змінює потужність нагріву ділянок поверхневого

шару та швидкість охолодження. Для зниження напруг в термозміцненому шару система забезпечує короткочасний циклічний нагрів загартованих ділянок до температури відпуску.

Технологія передбачає наступну послідовність операцій. Нагрівач навішують на шийку вала. По команді з пульта включається технологічна напруга, яка забезпечує нагрів ділянки поверхні більше температури фазових напруг. При досягненні температури 950-1000°C напруга відключається, поверхня охолоджується електролітом. Після охолодження роблять циклічний нагрів ділянок поверхні до температури 150- 200°C.

В процесі періодичного повторення процесів нагріву/охолодження/повертання на поверхні валу формується система твердих ділянок.

В залежності від технологічних вимог і розмірів шийки валу забезпечується нагрів та загартовування ділянок поверхні у вигляді прямокутника. При нагріві протягом 25-35с та охолодження електролітом на поверхні шийки валу формуються тверді прямокутні ділянки розміром 20х50 мм з глибиною твердого шару до 5 мм і твердістю до 60 HRC₃. В якості робочого тіла використовується електроліт на основі водяного розчину кальцинованої соди з масовою долею Na₂CO₃ до 15%.

Електролітно-плазмова технологія є ресурсозберігаючою. До її застосування зміцнення колінчастого валу масою 1500 кг виконували в камерній електропечі. Витрати електричної енергії складали 2050 кВт·год. Товщина зміцненого шару складала 0,5мм. При електролітно - плазмовій обробці потрібні суттєво менші витрати енергії (30 кВт·год), а товщина зміцненого шару доходить до 5 мм.

Аналіз результатів промислового використання електролітно-плазмової технології при зміцненні габаритних колінчастих валів показав, що вона являється енергозберігаючою та екологічно чистою: 70-80% електричної енергії витрачається безпосередньо на нагрівання поверхні без нагріву всього виробу.

Форму зміцненої ділянки поверхні шийки вала визначає конфігурація вихідного сопла нагрівача, а товщину зміцненого шару – час обробки.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загартовані ділянки поверхні створюють стискуючі напруження в поверхневому шару виробу і після абразивної обробки створюють спеціальний рельєф, який забезпечує гідродинамічне змащування шийок колінчастого валу. Необроблені ділянки поверхні шийки забезпечують релаксацію напружень.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизельним двигуном 6ЧН25/34.

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

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

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

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

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

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

а) Випускний газ та пари мастила. Випускні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

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

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

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

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

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

в) Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає: термічно, що виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин; електрично, що характеризується зміною фізико-хімічного складу крові й інших рідин; біологічно, що призводить до подразнення і руйнування тканин організму.

г) Освітлення відіграє велику роль у виробничому процесі і складається з наступних елементів:

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- пробки освітлення;
- вимикачі.

д) Вентиляція.

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

Види промислової вентиляції: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

- кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми;
- система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

э) Шум значно погіршує продуктивність праці. Він негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утомленість слухового апарата, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху.

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

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, а з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

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

4.1.4 Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

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

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

- при ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;ими паливними насосами не менше двох обертів, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

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

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

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

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

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

- а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окисли вуглецю;
- в) окисли азоту;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

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

4.2.2 Вплив деяких факторів на токсичність та димність відпрацьованих газів

Проблема зниження токсичності та димності відпрацьованих газів ускладнена тим, що необхідно зменшувати викид в атмосферу декількох різних токсичних продуктів.

Згідно з наведеним аналізом роботи дизельних двигунів та відпрацьованих газів, які утворюються при цьому, видно, що з одного боку, підвищення температури та збільшення вмісту кисню призводить до зменшення кількості СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах, в той же час це призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Причому деякі методи, які зменшують викиди продуктів неповного згоряння вуглецю, пов'язані з інтенсифікацією процесів горіння, що призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Та, наприклад, температура горіння абсолютно протилежно впливає на кількість токсичних продуктів у випускних газах. Збільшення температури призводить до зменшення продуктів

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

неповного згоряння вуглеводнів, але в той же час збільшується кількість оксидів азоту. Очевидно, що в цьому випадку для зменшення токсичності відпрацьованих газів потрібно підбирати оптимальний температурний режим або використовувати принципово інші методи зменшення токсичності відпрацьованих газів.

4.2.3 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники.

Токсичність відпрацьованих газів дизельних установок багато в чому залежить від конструкційних та експлуатаційних факторів. Впливаючи на ці фактори, можна значно покращати екологічні показники роботи двигунів.

Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелі з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Подача палива впливає на склад відпрацьованих газів за рахунок збільшення тиску впорскування при заданому діаметрі соплових отворів розпилювача, дозволяє пізніше починати впорскування, залишаючи незмінним його кінець, в результаті чого зменшується викид оксидів азоту та димність відпрацьованих газів.

Кут випередження впорскування значно впливає на техніко-економічні показники роботи дизельних двигунів та на кількість оксидів азоту у відпрацьованих газах. При різних режимах роботи дизельних двигунів кут випередження впорскування палива має свої оптимальні значення. В останній час з розвитком мікропроцесорної техніки та в зв'язку з актуальністю питання надійності дизельних двигунів та зниження токсичності стало можливим створення мікропроцесорних систем, які за заданим алгоритмом оптимізують кут випередження впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко збільшуються викиди СО та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактора на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід NO_x зменшується внаслідок утворення в камері згоряння значних об'ємів, де кисню практично немає.

Збільшення частоти обертання до 2000 хв^{-1} призводить до зменшення димності внаслідок покращення утворення паливних сумішей, при збільшенні кількості обертів вище 2000 хв^{-1} димність дещо збільшується.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На кількість утворення оксидів азоту, СО та вуглеводнів частота обертання впливає слабо.

Для зменшення токсичності відпрацьованих газів дизеля необхідно зменшувати тривалість затримки запалювання і за цей період впорскувати основну частину палива, домагаючись того, щоб згоряння проходило протягом другої фази з невеликою швидкістю, а в завершальних фазах – з найбільш можливою інтенсивністю.

Рециркуляція відпрацьованих газів.

Для зменшення викидів оксидів азоту широко використовується рециркуляція відпрацьованих газів. При цьому частина відпрацьованих газів з системи випуску скеровується у впускний трубопровід. При цьому діоксид азоту, що міститься у відпрацьованих газах, сприяє скороченню періоду затримки запалювання. Зменшення концентрації оксидів азоту відбувається під дією двох факторів, у цьому випадку – зменшення концентрації кисню в зоні горіння та відповідним зменшенням температури. Рециркуляція відпрацьованих газів є дієвим способом зниження концентрації NO_x . Рециркуляція 10 % відпрацьованих газів зменшує виділення оксидів азоту приблизно в два рази. Спеціальні дослідження показали, що перепуск частини відпрацьованих газів до впускної системи не тільки зменшує вміст NO , але і суттєво зменшує зношування поршневих кілець. Рециркуляція відпрацьованих газів найбільш ефективна на режимах малих та середніх навантажень, причому її ефективність у двигунах з камерою згоряння в поршні вища, ніж у двигунах з розділеними камерами згоряння. При великих навантаженнях рециркуляція відпрацьованих газів зменшує коефіцієнт корисної дії (збільшує витрати палива) та збільшує виділення СО. Також слід відзначити, що рециркуляція призводить до суттєвого збільшення димності (сажа, поліциклічні вуглеводні), а також продуктів неповного згоряння палива (вуглеводнів та альдегідів). Основною причиною негативних наслідків рециркуляції відпрацьованих газів є зменшення кількості окислювача в зоні горіння та зменшення температури в циліндрах двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рециркуляція відпрацьованих газів з метою зменшення викидів оксиду азоту використовується при спалюванні природного газу. В цьому випадку також зменшується температура горіння та парціальний тиск кисню. При ступені рециркуляції, який дорівнює 23 % викидів оксидів азоту зменшуються в 11,8 разів.

4.2.4 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони;

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

в) захист від джерел теплових випромінювань важливий для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Вдосконалення конструкції колінчастого валу для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 570 кВт. Прототип – 6ЧН25/34" складається із пояснювальних та розрахункових матеріалів по дизельному двигуну 6ЧН25/34 і детальної розробки конструкції колінчастого валу. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН25/34 потужністю 570 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції. Загальна конструкція дизеля 6ЧН25/34 показана в Додатку 1 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 570$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН25/34 потужністю 520 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу, згідно результатів яких задану потужність дизельного двигуна можна отримати при тиску наддуву двигуна $p_k = 0,23$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку по вітря $\alpha = 1,95$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку 5 графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції колінчастого валу, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи шатунних та рамових підшипників, що стало можливим завдяки підвищенню твердості робочих поверхонь шийок шатунних та рамових підшипників шляхом застосування електролітно-плазмового загартування. Складальне креслення колінчастого

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

валу показано в Додатку 2, а в Додатках 3,4 розроблене робоче креслення колінчастого валу.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом підвищеного шуму і вібрації, тому значну увагу в роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. 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.
2. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
4. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
5. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
11. Дизели 6ЧН, 8ЧН, 8ЧНП25/34 и дизель-генераторы ДГА, ДГРА. Руководство по эксплуатации. Первомайск.1990г.

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 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		