

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 «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції колінчастого валу підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 кВт

Прототип – 6ЧН25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

(підпис) **Вознюк С.С.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Грабовенко О. І.**

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Вознюк Сергію Станіславовичу

1. Тема роботи: Розробка конструкції колінчастого валу підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 кВт

Прототип – 6ЧН25/34

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.05.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 530 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН25/34.

Розділ 2. Конструкторський розділ.

Розділ 3. Розробка конструкції колінчастого валу

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН25/34 (СК). 2. Колінчастий вал (СК), 3. Колінчастий вал (РК),

4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «25» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	29.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	03.04.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	08.04.2024	
4.	Проектування колінчастого валу	15.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	22.04.2024	
6.	Розробка складального креслення колінчастого валу	29.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення колінчастого валу	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	22.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	25.05.2024	

Студент _____ Вознюк С.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної магістерської роботи на тему «підвищеної надійності для дизельного двигуна 580 кВт за рахунок застосування колінчастого валу вдосконаленої конструкції» складається із Вступу, чотирьох розділів та Додатків - 5 листів креслень формату А1. В пояснювальній записці приведений опис конструкції двигуна прототипу 6ЧН25/34 та об'єкту на якому він встановлюється, розрахований робочий процес з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування розробленої конструкції колінчастого валу та виконаний його розрахунок на міцність. Також розроблені заходи з охорони праці і захисту навколишнього середовища. На завершення зроблені загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ЧН25/34, складальне і робоче креслення колінчастого валу, специфікації двигуна та колінчастого валу.

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

Abstract

The explanatory note for the qualification master's thesis on the topic "Enhanced Reliability for a 580 kW Diesel Engine Through the Application of an Improved Crankshaft Design" consists of an Introduction, four sections, and Appendices - 5 sheets of A1 format drawings. The explanatory note provides a description of the prototype engine 6ChN25/34 and the object on which it is installed, a calculation of the working process with the determination of its main parameters, justification of the developed crankshaft design, and strength calculation. Measures for occupational safety and environmental protection are also developed. General conclusions on the qualification work are drawn at the end.

The appendices to the explanatory note include drawings of the engine 6ChN25/34, assembly and working drawings of the crankshaft, engine specifications, and crankshaft specifications.

Keywords: crankshaft, working process, occupational safety, environmental protection

ЗМІСТ	
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ 6ЧН25/34	9
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна та вибір основних параметрів циклу	15
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	30
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ЧН25/34	35
2.5 Розрахунок теплового балансу	37
2.6 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН25/34	39
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ	41
3.2 Опис конструкції запроектованого валу колінчастих валів	49
3.3 Розрахунок на міцність колінчастого валу.	57
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.	70
4.2 Захист навколишнього середовища	71
ВИСНОВКИ	75
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	76

					ПННІ НУК 142.44.24.01.				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата					
Розноб.		Вознюк С.С			Пояснювальна записка	Літ	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Грабовенко							
Реценз.							3	43	
Н. Контр.		Грабовенко				44-ЕМ-22			
Затвер.		Нестеренко							

ДОДАТКИ ДОДАТОК

ДОДАТОК 1 6ЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1 69

ДОДАТОК 2 Колінчастий вал, СК, А1

80

ДОДАТОК 3 Колінчастий вал, РК, А1

81

ДОДАТОК 4 Колінчастий вал, РК, А

82

ДОДАТОК 5 Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ

83

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В сучасному світі, де технології стають все більш важливими для забезпечення ефективності та надійності промислових процесів, розробка конструкцій колінчастого валу стає ключовим завданням. Особливо це стосується дизельних двигунів, які забезпечують рушійну силу для різноманітних застосувань, від морських суден до електростанцій.

У цьому контексті, прототипом для подальших досліджень і розробок є дизельний двигун 6ЧН25/34 потужністю 580 кВт. Незважаючи на свою ефективність і надійність, він став предметом пошуку нових шляхів підвищення продуктивності та довговічності. У даному вступі ми розглянемо ключові аспекти розробки конструкцій колінчастого валу підвищеної надійності для дизельних двигунів, зосереджуючись на потужності 580 кВт. Використовуючи сучасні технології та інженерні рішення, ми спрямовані на створення не лише вдосконаленого, але й більш ефективного та стійкого до експлуатаційних навантажень виробу. Далі ми розглянемо концепції, методи та технології, що лежать в основі цієї розробки, зокрема, аналіз матеріалів, термічні та механічні властивості, а також інноваційні підходи до проєктування. Наша мета - не лише підвищення продуктивності, але й створення продукту, який відповідає найвищим стандартам надійності та якості. Двигуни 6ЧН25/34 потужністю 580 кВт широко використовуються в різних галузях, таких як судноплавство, енергетика, гірничодобувна промисловість та сільське господарство. Ці двигуни мають високу надійність та ресурс роботи, але, як і будь-який механізм, вони схильні до зносу та поломок. Однією з найпоширеніших причин поломок колінчастих валів дизельних двигунів є втома матеріалу. Втома матеріалу виникає внаслідок циклічних навантажень, яким піддається колінчастий вал під час роботи двигуна. Ці навантаження призводять до мікроскопічних тріщин у матеріалі валу, які з часом можуть розростатися і призвести до його руйнування.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34

В сучасному світі, де технології стають все більш важливими для забезпечення ефективності та надійності промислових процесів, розробка конструкцій колінчастого валу стає ключовим завданням. Особливо це стосується дизельних двигунів, які забезпечують рушійну силу для різноманітних застосувань, від морських суден до електростанцій.

У цьому контексті, прототипом для подальших досліджень і розробок є дизельний двигун 6ЧН25/34 потужністю 580 кВт. Незважаючи на свою ефективність і надійність, він став предметом пошуку нових шляхів підвищення продуктивності та довговічності. У даному вступі ми розглянемо ключові аспекти розробки конструкцій колінчастого валу підвищеної надійності для дизельних двигунів, зосереджуючись на потужності 580 кВт. Використовуючи сучасні технології та інженерні рішення, ми спрямовані на створення не лише вдосконаленого, але й більш ефективного та стійкого до експлуатаційних навантажень виробу. Далі ми розглянемо концепції, методи та технології, що лежать в основі цієї розробки, зокрема, аналіз матеріалів, термічні та механічні властивості, а також інноваційні підходи до проєктування. Наша мета - не лише підвищення продуктивності, але й створення продукту, який відповідає найвищим стандартам надійності та якості. Двигуни 6ЧН25/34 потужністю 580 кВт широко використовуються в різних галузях, таких як судноплавство, енергетика, гірничодобувна промисловість та сільське господарство. Ці двигуни мають високу надійність та ресурс роботи, але, як і будь-який механізм, вони схильні до зносу та поломок. Однією з найпоширеніших причин поломок колінчастих валів дизельних двигунів є втома матеріалу. Втома матеріалу виникає внаслідок циклічних навантажень, яким піддається колінчастий вал під час роботи двигуна. Ці навантаження призводять до мікроскопічних тріщин у матеріалі валу, які з часом можуть розростатися і призвести до його руйнування.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34

Двигун 6ЧН25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. 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 приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

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

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

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

1.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, ночноподібної

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

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

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

Дизель 6ЧН 25/34 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 масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчастого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

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

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

Рамовий підшипник

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

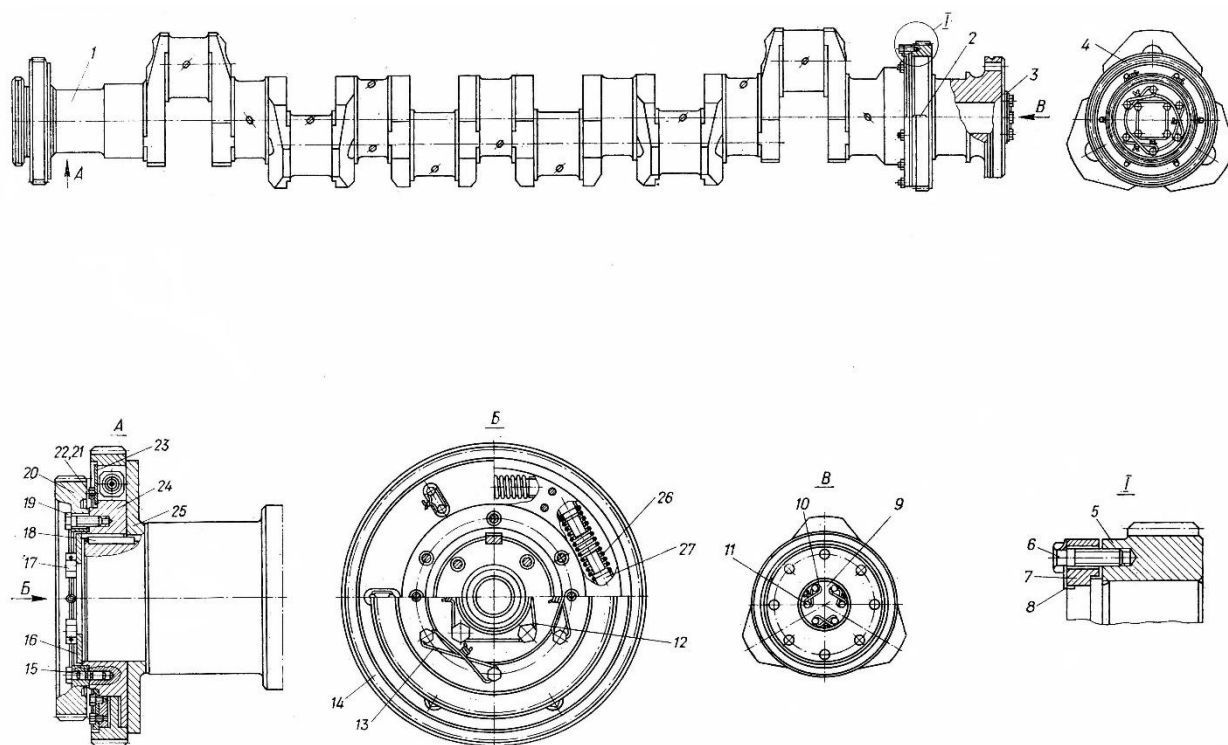


Рис. 1.2 Вал колінчастий

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

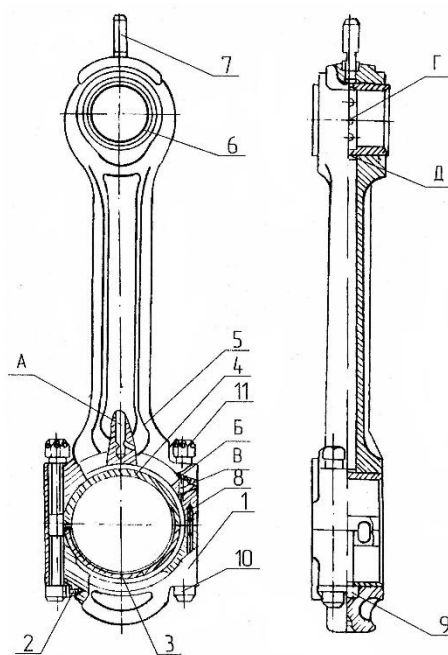
Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від 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 осового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис. 1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал

А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

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



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

Рис. 1.3 Шатун

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

В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від вістового переміщення та повороту 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 поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

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

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

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

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

Поршень (рис. 1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані стальним пустотілим поршневим пальцем 9.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

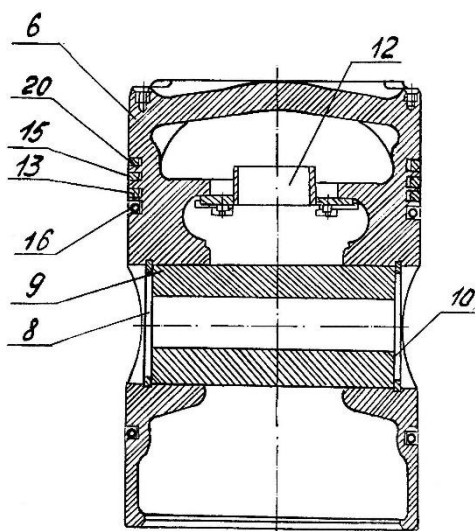


Рис. 1.4 Поршень

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

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

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

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

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

Порядок затяжки шатунних болтів такий:

1. Затягнути гайки шатунних болтів ключем .

При затяжці гайок шатунних болтів необхідно:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

- рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем моментом 160 Н м, після чого відпустити гайки;
- рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів моментом 16 Н м. Це положення прийняти за відправну точку;
- рівномірно в перехресному порядку в два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем на чотири поділки (по дві поділки за прийом), що відповідає подовженню болта на $0,18 \div 0,20$ мм;
- зашплінтувати гайки дротом поміж собою.

Після затяжки гайок перевірити рухомість нижньої головки в осьовому напрямку.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектуваного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу. Для забезпечення ефективності роботи двигуна необхідно докладати усіх зусиль щодо врахування параметрів, які впливають на споживання палива та мастила. Окрім оптимізації параметрів робочого циклу для досягнення високого механічного ККД, слід раціонально проектувати системи двигуна, вибирати оптимальний режим охолодження та інші аспекти.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією та відсутністю помилок у розрахунках, особливо тих, що стосуються міцності. Повинні бути враховані умови експлуатації, які можуть виникнути під час роботи. При цьому допустимий рівень шуму та вібрацій забезпечується встановленням звукопоглинаючих пристроїв та заходами зниження шуму у вузлах двигуна.

Токсичність вихлопних газів знижується завдяки правильному вибору параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива та коефіцієнта надлишку повітря. Зниження токсичності випарів мастила досягається завдяки надійній конструкції мастильної системи.

Для забезпечення легкого доступу до основних вузлів двигуна та максимальної взаємозамінності деталей слід уникати перенасиченості трубопроводами та, наскільки це можливо, уникати висячих деталей, де це допускається розташувати їх окремо.

Загалом, застосування конструктивних рішень, детальне тестування двигуна під час випробувань та під час експлуатації дозволить створити двигун, який відповідає сучасним вимогам та стандартам.

Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля важливий для забезпечення ефективності його роботи. Під час теплового розрахунку цього циклу необхідно враховувати призначення двигуна, вид палива, обертову частоту колінчастого валу та конструктивні особливості.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Під час оцінки початкових параметрів для розрахунку робочого процесу можна використовувати досвід, накопичений під час проектування та експлуатації аналогічних двигунів, а також наявні експериментальні дані.

Оснoву аналітичного розрахунку складає метод Гриневецького-Мазінга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

Нормальними умовами для розрахунків зазвичай приймають тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа і температуру $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. У розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнято як для дизелів – експериментально $\varepsilon = 12,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6...3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля. $\alpha = 2,1$

Тиск наддуву для дизельних двигунів становить $0,3...0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, оскільки максимальний тиск згоряння при цьому складає $18...20$ МПа.

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

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

Дослідні значення коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70...0,80$ і $\xi_b = 0,84...0,90$. Для двигунів з порівняно невеликими обертами колінчастого валу $n = 500...750$ обертів на хвилину приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,85$ і $\xi_b = 0,95$.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Ступінь підвищення тиску при згоранні λ залежить від швидкодії двигуна, ступеня наддуву, організації процесів утворення робочої суміші та інших факторів. Для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

2. Розрахунок робочого процесу двигуна

Умова завдання:

- ефективна потужність $P_e = 580 \text{ кВт}$
- частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- ступінь стиску $\varepsilon = 12,5$
- число циліндрів $i = 6$
- Коефіцієнт тактності $z = 4$

Вихідні дані теплового розрахунку:

- тиск наддуву $P_b = 0,238 \text{ МПа}$
- коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,1$
- тиск навколишнього середовища $P_a = 0,101 \text{ МПа}$

Показник політропи стиску

для відцентрового компресора

$$n_k = 1,6$$

- температура навколишнього середовища

$$T_a = 293 \text{ К}$$

- підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = 10 \text{ К}$$

- температура залишкових газів

$$T_r = 750 \text{ К}$$

- тиск залишкових газів

$$P_r = 0,205 \text{ МПа}$$

- ступінь підвищення тиску

$$\lambda = 1,6$$

- коефіцієнт використання теплоти в точці “Z”

$$\xi_z = 0,85$$

- коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0,95$$

Паливо

а) Дизельне пальне: Л-0,2-40 ДСТУ3868-99

б) Середній елементарний склад палива

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

в) Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг}$$

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,4946 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_o = 28,95 \cdot L_o, \text{ кмоль/кг}$$

$$l_o = 28,95 \cdot 0,4946 = 14,32 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 2 \cdot 0,494 = 0,9151 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання:

двоокис вуглицю CO_2 :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

водяної пари H_2O :

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + H_2O, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,126}{2} + 0 = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (2,1 - 1) \cdot 0,4946 = 0,1143 \text{ кмоль/кг}$$

азоту N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot 2,1 \cdot 0,4946 = 0,8205 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

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

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,1143 + 0,8205 = 1,070 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача:

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{P_B}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К}$$

де $n_k=1,5$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі

$$T_B = 404,1 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Тиск в кінці впуску:

$$P_d = (0,9 \div 0,95) \cdot P_b, \text{ МПа}$$

$$P_d = 0,218 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = 80^\circ \text{C}$ ступінь охолодження повітря в двигунах

$$\gamma_r = 0,035$$

Температура в кінці впуску:

$$T_d = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}$$

$$T_d = 338,6 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_d}{P_b} \cdot \frac{T_b - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = 0,891$$

Густина заряду на впуску:

$$\rho_b = \frac{P_b \cdot 10^6}{R_n \cdot (T_b - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_b = 2,640 \text{ кг/м}^3$$

де $R_n = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ - універсальна газова стала для повітря

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Параметри процесу газообміну

Показник політропи стиску

Вибираємо по номограмі:

$$n_1 = 1,375$$

Тиск в кінці стиску:

$$P_c = P_d \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{МПа}$$

$$P_c = 7,02 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску:

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{К}$$

$$T_c = 872,9 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря:

$$mCv' = 19,8 + 0,002638 \cdot T_c, \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$mCv' = 22,18 \text{ кДж/кмоль К}$$

Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,03$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1,029$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O}) + \right. \\ \left. + M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) \right], \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z, \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

де:

$$a = 23,1255$$

$$b = 0,0018 \cdot T_z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Середній тиск механічних втрат:

$$P_M = 0,089 + 0,0148 \cdot V_{п.ср.}, \text{МПа}$$

$$P_M = 0,169 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск:

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,159 \text{ МПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = 0,39$$

Питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

$$b_e = 0,200 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива:

$$b_{\Gamma} = b_e \cdot P_e, \text{кг/год}$$

$$b_{\Gamma} = 115,79 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Літраж двигуна:

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e}{P_{me} \cdot n}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{350}{1,043 \cdot 900} = 100,11 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,685 \text{ л}$$

Діаметр циліндра двигуна-прототипа:

$$d_{пр} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна-прототипа:

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

Відношення:

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$$

$$m = 1,36$$

Діаметр циліндра:

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}, \text{ мм}$$

$$d = 250,02 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Хід поршня:

$$S = m \cdot d, \text{ мм}$$

$$S = 340 \text{ мм}$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна

діаметр циліндра:

$$d = 250 \text{ мм}$$

хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = \frac{3,14 \cdot 180^2 \cdot 220 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 100,9 \text{ л}$$

Ефективна розрахункова потужність двигуна:

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = \frac{1,043 \cdot 44,8 \cdot 900}{30 \cdot 4} = 580 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна:

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} - P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{esp} = 580 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{\text{ер}} - P_e|}{P_{\text{еср}}} \cdot 100, \%$$

$$\Delta P_e = 0,02 \%$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26-34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,25
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	0,220
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ε	-	12,500
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,320
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,25
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,75
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 9,69 \cdot 1,35^{1,24} / (V/V_c)^{n_2} \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 3.1

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таблиця 3.1 Результати розрахунку індикаторної діаграми.

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{ср}, \text{МПа}$
1	7,090	126,6	11,45	229	4,23
1,25	5,217	93,2	11,320	202,1	
1,5	4,060	72,5	9,018	161,0	
1,75	3,285	58,7	7,441	132,9	
2	2,734	48,8	6,300	112,5	3,566
3	1,565	28,0	3,799	67,8	2,234
4	1,054	18,8	2,654	47,4	1,600
5	0,776	13,8	2,009	35,9	1,234
6	0,604	10,8	1,601	28,6	0,997
7	0,488	8,7	1,321	23,6	0,833
8	0,406	7,3	1,118	20,0	0,712
9	0,346	6,2	0,966	17,2	0,620
10	0,299	5,3	0,847	15,1	0,548
11	0,262	4,7	0,752	13,4	0,489
12	0,233	4,2	0,674	12,0	0,442
12,500	0,220	3,9	0,641	11,4	0,421
				$P_{mi}^D =$	0

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26-34

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, 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 випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1. Кривошипно-шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,246$ |
| 2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі | $AB = 230 \text{ мм}$ |
| 3. Кут затримки згоряння | $\Delta\varphi_1 = 10 \text{ ПКВ}$ |
| 4. Тиск залишкових газів | $p_r = 0,205 \text{ МПа}$ |
| 5. Масштаб тиску | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| 6. Хід поршня | $S = 0,34 \text{ м}$ |
| 7. Тиск в кінці стиску | $p_c = 7,02 \text{ МПа}$ |
| 8. Максимальний тиск | $p_{\max} = 11,23 \text{ МПа}$ |

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми
приведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2, \text{мм}$
с, до ВМТ	30	0,016	18,96
f, до ВМТ	20	0,07	8,6
b, після ВМТ	130	1,715	197,22
r', до ВМТ	20	0,075	8,6
r'', після ВМТ	30	0,165	18,94
d, до ВМТ	150	1,90	218,13

Ордината точки r:

$$r = \frac{P_r}{m_p}, \text{мм}$$

$$r = 4,10 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ:

$$P_c'' = (1,15 \div 1,25) \cdot P_c, \text{ МПа}$$

Де: 0,915 – число з інтервалу

$$P_c'' = 6,4233 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = \frac{P_c''}{m_p}, \text{ мм}$$

$$P_c'' = 128,47 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_{zd} = 0,85 \cdot P_{max}, \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 9,5455 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = \frac{P_{zd}}{m_p}, \text{ мм}$$

$$P_{zd} = 190,91 \text{ мм}$$

Поправка Брікса:

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 20,91 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення:

$$M_s = \frac{S}{[AB]}$$

$$M_s = 0,61$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення:

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 14,145 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2.4 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна прототипу

Таблиця 2.4 Основні показники двигунів

№	Параметри двигуна 6ЧН25/34	Двигун-прототип	Проектований двигун
1	Ефективна потужність, кВт	530	580
2	Частота обертання колінчастого валу хв^{-1}	500	600
3	Ступінь стиску ϵ	12,5	12,5
4	Коефіцієнт надлишку повітря α	1,7	2,1
5	Тиск наддува, рв МПа	0,18	0,238
6	Паливо, що споживається роботи дизеля	Дизельне паливо	Дизельне паливо
7	Нижча теплота згорання палива $Q_H^{\text{кДж/кг}}$	42250	42250
8	Максимальна температура циклу , $T_z\text{K}$	1900	1700,1
9	Максимальний тиск згорання P_{max} , МПа	8,5	11,23
10	Середній індикаторний тиск p_i МПа	1,15	1,33
11	Індикаторний ККД циклу η_i	0,41	0,39

12	Питома індикаторна витрата палива b_i кг/(кВтгод)	0,205	0,200
13	Механічний ККД двигуна η_m	0,86	0,87
14	Ефективний ККД циклу η_e	0,36	0,39
15	Середній ефективний тиск МПа P_{me}	1,05	1,159
16	Питома витрата палива b_e , кг/кВтгод	0,215	0,200

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ЧН25/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ЧН25/34 до 600 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,238 МПа та збільшенню частоти обертання колінчастого валу з $n = 500$ хв-1 до $n = 600$ хв-1. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна (p_{max} і p_{me}), ефективний коефіцієнт корисної дії циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e = 0,200$ кг/кВт·год нижча, ніж у двигуна – прототипу $b_e = 0,215$ кг/кВт год.

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

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

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

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} $h_{\text{max}} = 216,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 11,23 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 30,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,17\text{м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$
 $= 3,14600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

ПК В	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	М М	ММ	ММ
0	3,5	7,90	- 63,3 6	-55,46	0,00	-55,46	0,00	2,8	- 22, 6	-19,8	0,0	-19,8	0,0
15	3,5	7,90	- 59,9 3	-52,03	-3,37	-49,39	-16,73	2,8	- 21, 4	-18,6	- 1,2	-17,6	-6,0
30	3,5	7,90	- 50,2 3	-42,33	-5,33	-33,99	-25,78	2,8	- 17, 9	-15,1	- 1,9	-12,1	-9,2
45	3,5	7,90	- 35,8 4	-27,94	-5,02	-16,21	-23,31	2,8	- 12, 8	-10,0	- 1,8	-5,8	-8,3
60	3,5	7,90	- 19,0 1	-11,11	-2,46	-3,42	-10,85	2,8	-6,8	-4,0	- 0,9	-1,2	-3,9
75	3,5	7,90	-2,14	5,75	1,43	0,11	5,93	2,8	-0,8	2,1	0,5	0,0	2,1
90	3,5	7,90	12,6 7	20,57	5,31	-5,31	20,57	2,8	4,5	7,3	1,9	-1,9	7,3
105	3,5	7,90	24,0 9	31,99	7,96	-15,97	28,84	2,8	8,6	11,4	2,8	-5,7	10, 3
120	3,5	7,90	31,6 8	39,58	8,78	-27,39	29,89	2,8	11, 3	14,1	3,1	-9,8	10, 7

Арк.

ПННІ НУК 142.44.24.01.

41

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

продовження таблиці 2.4

135	3,5	7,90	35,8 4	43,74	7,86	-36,48	25,37	2,8	12, 8	15,6	2,8	-13,0	9,0
150	3,5	7,90	37,5 6	45,46	5,73	-42,23	17,77	2,8	13, 4	16,2	2,0	-15,1	6,3
165	3,5	7,90	37,9 9	45,88	2,98	-45,09	9,00	2,8	13, 5	16,4	1,1	-16,1	3,2
180	3,5	7,90	38,0 1	45,91	0,00	-45,91	0,00	2,8	13, 6	16,4	0,0	-16,4	0,0
195	3,5	7,99	37,9 9	45,97	-2,98	-45,18	-9,02	2,8	13, 5	16,4	- 1,1	-16,1	-3,2
210	3,7	8,35	37,5 6	45,91	-5,78	-42,65	-17,95	3,0	13, 4	16,4	- 2,1	-15,2	-6,4
225	4,0	9,03	35,8 4	44,87	-8,06	-37,42	-26,03	3,2	12, 8	16,0	- 2,9	-13,3	-9,3
240	4,5	10,1 6	31,6 8	41,83	-9,28	-28,95	-31,59	3,6	11, 3	14,9	- 3,3	-10,3	- 11, 3
255	5,3	11,9 6	24,0 9	36,05	-8,97	-18,00	-32,50	4,3	8,6	12,9	- 3,2	-6,4	- 11, 6
270	6,6	14,9 0	12,6 7	27,57	-7,12	-7,12	-27,57	5,3	4,5	9,8	- 2,5	-2,5	-9,8
285	9,1	20,5 4	-2,14	18,39	-4,58	0,34	-18,95	7,3	-0,8	6,6	- 1,6	0,1	-6,8
300	13,7	30,9 2	- 19,0 1	11,91	-2,64	3,67	-11,64	11,0	-6,8	4,2	- 0,9	1,3	-4,1
315	22,9	51,6 8	- 35,8 4	15,84	-2,85	9,19	-13,21	18,4	- 12, 8	5,6	- 1,0	3,3	-4,7
330	42,3	95,5	- 50,2 3	45,23	-5,70	36,32	-27,55	34,0	- 17, 9	16,1	- 2,0	13,0	-9,8
345	81,3	183, 5	- 59,9 3	123,5 5	-8,01	117,2 7	-39,72	65,4	- 21, 4	44,0	- 2,9	41,8	- 14, 2
360	127, 0	286, 6	-63,4	223,3	0,00	223,2 7	0,00	102, 2	- 22, 6	79,6	0,0	79,6	0,0
375	165, 2	372, 8	- 59,9 3	312,9	20,2 9	296,9 9	100,5 8	132, 9	- 21, 4	111, 6	7,2	105, 9	35, 9
390	100, 7	227, 3	- 50,2 3	177,0	22,3 0	142,2	107,8 3	81,0	- 17, 9	63,1	8,0	50,7	38, 4
405	57,8	130, 4	- 35,8 4	94,61	16,9 9	54,88	78,91	46,5	- 12, 8	33,7	6,1	19,6	28, 1
420	36,3	81,9 2	- 19,0 1	62,92	13,9 5	19,38	61,46	29,2	-6,8	22,4	5,0	6,9	21, 9
435	25,0	56,4 2	-2,14	54,28	13,5 1	1,00	55,92	20,1	-0,8	19,4	4,8	0,4	19, 9
450	18,8	42,4 3	12,6 7	55,10	14,2 3	-14,23	55,10	15,1	4,5	19,6	5,1	-5,1	19, 6

ПННІ НУК 142.44.24.01.

Арк.

42

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

продовження таблиці 2.4

465	15,1	34,0 8	24,0 9	58,17	14,4 8	-29,04	52,44	12,1	8,6	20,7	5,2	-10,4	18, 7
480	12,8	28,8 9	31,6 8	60,57	13,4 3	-41,92	45,74	10,3	11, 3	21,6	4,8	-14,9	16, 3
495	10,6	23,9 2	35,8 4	59,76	10,7 3	-49,85	34,67	8,5	12, 8	21,3	3,8	-17,8	12, 4
510	9,0	20,3 1	37,5 6	57,87	7,29	-53,76	22,62	7,2	13, 4	20,6	2,6	-19,2	8,1
525	7,4	16,7 0	37,9 9	54,69	3,55	-53,74	10,73	6,0	13, 5	19,5	1,3	-19,2	3,8
540	6,0	13,5 4	38,0 1	51,56	0,00	-51,56	0,00	4,8	13, 6	18,4	0,0	-18,4	0,0
555	4,5	10,1 6	37,9 9	48,14	-3,12	-47,31	-9,44	3,6	13, 5	17,2	- 1,1	-16,9	-3,4
570	3,9	8,80	37,5 6	46,36	-5,84	-43,07	-18,12	3,1	13, 4	16,5	- 2,1	-15,4	-6,5
585	3,2	7,22	35,8 4	43,06	-7,73	-35,92	-24,98	2,6	12, 8	15,4	- 2,8	-12,8	-8,9
600	3,2	7,22	31,6 8	38,90	-8,63	-26,92	-29,38	2,6	11, 3	13,9	- 3,1	-9,6	- 10, 5
615	3,2	7,22	24,0 9	31,31	-7,79	-15,63	-28,23	2,6	8,6	11,2	- 2,8	-5,6	- 10, 1
630	3,2	7,22	12,6 7	19,89	-5,14	-5,14	-19,89	2,6	4,5	7,1	- 1,8	-1,8	-7,1
645	3,2	7,22	-2,14	5,08	-1,26	0,09	-5,23	2,6	-0,8	1,8	- 0,5	0,0	-1,9
660	3,2	7,22	- 19,0 1	-11,79	2,61	-3,63	11,51	2,6	-6,8	-4,2	0,9	-1,3	4,1
675	3,2	7,22	- 35,8 4	-28,62	5,14	-16,60	23,87	2,6	- 12, 8	-10,2	1,8	-5,9	8,5
690	3,2	7,22	- 50,2 3	-43,01	5,42	-34,54	26,20	2,6	- 17, 9	-15,3	1,9	-12,3	9,3
705	3,2	7,22	- 59,9 3	-52,71	3,42	-50,03	16,94	2,6	- 21, 4	-18,8	1,2	-17,8	6,0
720	3,2	7,22	- 63,3 6	-56,14	0,00	-56,14	0,00	2,6	- 22, 6	-20,0	0,0	-20,0	0,0

3 ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

3.1 Опис та аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ.

Колінчастий вал є однією з найважливіших і найскладніших деталей двигуна як з конструктивної, так і з виробничої точки зору. Він піддається значним навантаженням і є однією з найдорожчих частин двигуна. Недостатня надійність колінчастого валу зазвичай призводить до підвищеного зносу та скорочення терміну служби двигуна. Міцність колінчастого валу значною мірою визначає можливість підвищення потужності двигуна, що слід враховувати при його проектуванні.

Колінчастий вал зазнає періодичних навантажень від тиску газів, інерційних сил мас, що рухаються поступально, та інерційних сил мас, що обертаються. Ці навантаження спричиняють тертя та зношування шийок вала та підшипників, втомні явища в місцях переходів шийок у щоки та виходів масляних каналів, а також крутильні, згинальні та віброзгинаючі коливання.

Виходячи з умов роботи двигуна, до конструкції колінчастого валу висуваються наступні основні вимоги:

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

3.1.1 Конструктивні форми валів та властивості їх матеріалів

Колінчасті вали виготовляють шляхом ковки та штамповки зі сталі або відливання з чавуну. Леговані сталі для виробництва колінчастих валів використовують рідко, оскільки модуль пружності E , який визначає деформацію, є практично однаковим для всіх сталей. Вали з вуглецевих сталей широко застосовуються для двигунів з малою та середньою напруженістю через їх відносну дешевизну термообробки та хороші пластичні властивості.

Для стаціонарних, суднових та тепловозних двигунів зазвичай використовують сталі марок 35, 40, 45, 45Г, 50Г та інші. Вали для швидкохідних двигунів виготовляють із тих самих сталей, а також із хромових, хромонікелевих і хромомолібденових сталей, таких як 40Х, 40ХН, 30ХНМА, 18Х2Н4МА та інші. В автомобільних та тракторних двигунах застосовуються сталі марок 45, 45А, 50Г, 40Х, 45Г2, 38ХГН, 40ГМ, 40ХНМ.

У суднових, стаціонарних, тепловозних і автотракторних двигунах часто використовують литі колінчасті вали, виготовлені зі спеціального модифікованого чавуну з кульоподібним графітом, таких марок, як СЧ38 і СЧ35, а також з вуглецевої та легованої сталі перлітно-феритної структури.

Процес виготовлення литих чавунних валів є простішим і дешевшим; він вимагає менше металу та часу на обробку порівняно з виготовленням сталевих штампованих або кованих валів. Це дозволяє зекономити метал, особливо у випадку складних конструкцій валів, а також підвищує зносостійкість шийок завдяки графіту в чавуні. Крім того, литі вали мають підвищену надійність завдяки вищій циклічній в'язкості чавуну. Литі колінчасті вали також відрізняються нижчою вартістю і меншою вагою порівняно зі штампованими валами. Однією з переваг литих валів є можливість створення раціональних форм елементів вала, що сприяє рівномірному розподілу металу та напруг.

Однак, слід зазначити, що литі колінчасті вали мають гірші механічні властивості порівняно зі сталевими кованими валами і складніше піддаються виявленню внутрішніх ливарних дефектів. Литі вали мають меншу міцність у

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

порівнянні з штампованими, що може вимагати збільшення розмірів колінчастого вала або навіть повної зміни його конструкції.

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

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

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

Коліна вала розташовують так, щоб отримати:

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

Розміри елементів коліна вала визначаються в основному відстанню поміж осями 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 двохтактного 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 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

В залежності від розміру шийок та щоків, а також від кількості колін, вали виготовляють у кількох варіантах: цільні, зі складеними колінами та складеними з двох або більше секцій, які з'єднуються фланцями.

Цільні вали застосовуються в двигунах внутрішнього згоряння усіх типів. Вали зі складеними колінами використовуються у великих (низькообертових) двигунах. Шийки та щоки таких валів виготовляються окремо. В останні роки у таких двигунах частіше застосовують напівскладені коліна, в яких шатунні шийки є єдиним цілим із щоками.

У складених або напівскладених колінах шийки запресовуються в щоки зазвичай при слабкому нагріванні (до 200-250°C) з натягом (1/800-1/1000), що забезпечує міцність з'єднання навіть без використання шпонок або штифтів.

3.1.2 Вплив кількості опор на конструктивну форму валу

Зазвичай, колінчасті вали мають кількість опор, яка на одну одиницю більша за кількість колін (повноопорні вали). Зокрема, двигуни з запалюванням від стиску всіх типів, як правило, мають таку кількість опор.

Колінчасті вали карбюраторних двигунів автомобільних і тракторних двигунів, а також промислових та суднових двигунів малої потужності та високої швидкохідності мають меншу кількість опор (неповноопорні вали). У такому випадку між двома опорами розташовують два коліна валу, і, як виняток, три коліна.

Така конструкція дозволяє скоротити довжину валу та габаритні розміри двигуна. Однак зменшення кількості опор збільшує деформацію валу та навантаження на підшипники, що призводить до підвищеного зношування підшипників та шийок. Для запобігання цьому необхідно збільшувати розміри валу, що, у свою чергу, призводить до збільшення його ваги.

3.1.3 Конструкції елементів колінчастого вала

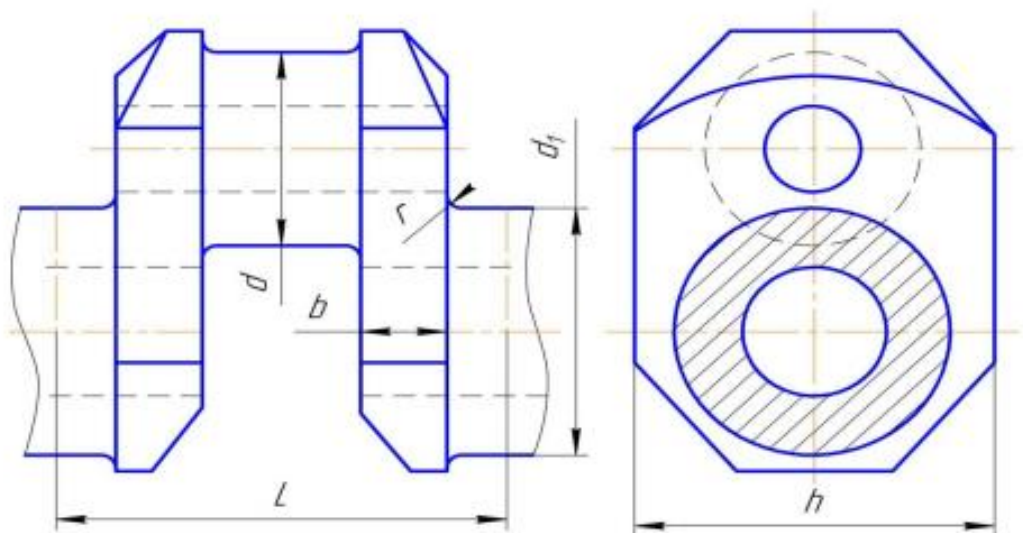
Колінчастий вал складається з колін, кінця, що призначений для відбору потужності, та вільного переднього кінця.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

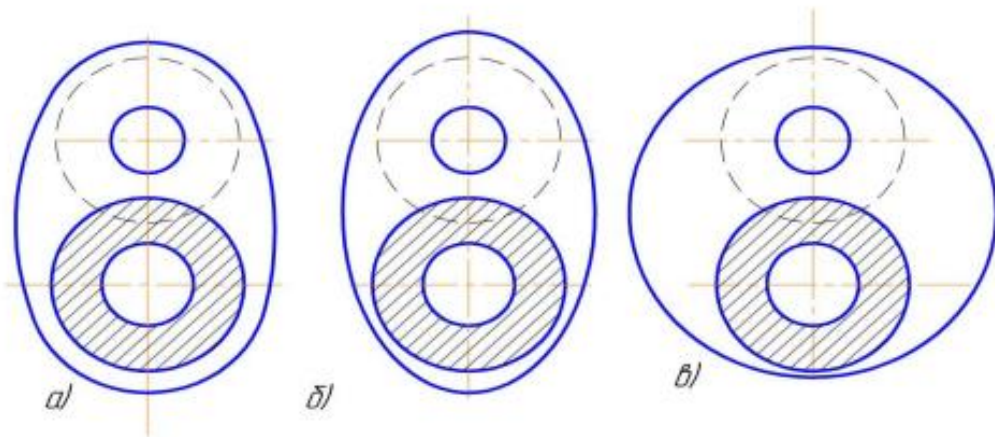
Звичайна конструкція коліна вала показана на рис. 3.2, а, б, в. Кінець валу для відбору потужності зазвичай має ділянку з шліцами або фланцем для з'єднання з генератором, муфтою, маховиком, гвинтом, пружним елементом і т.п. Іноді на його шийці встановлюють шестерню передачі до розподільчого валу. Рамові (корінні) шийки, як правило, мають однаковий діаметр. Крайня рамова шийка, розглядаючи її зі сторони відбору потужності, зазвичай фіксує вал від відцентрових переміщень; іноді вал фіксують на середній шийці.

Шатунні шийки можуть мати такий самий діаметр, що й рамові, або частіше, особливо у швидкохідних двигунах, менший діаметр. Як рамові, так і шатунні шийки часто висвердлюються для зменшення маси. Цим також перевіряють якість ковок (відсутність тріщин, усадочних раковин тощо). Збільшення діаметра шатунної шийки призводить 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, виконуються без порожнин. Проте для спрощеного підведення масла і в цьому випадку раціонально використовувати полі шийки в двигунах будь-якого призначення.

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



Мал. 3.1 Розрахункова схема коліна



Мал. 3.2 Форми щаків коліна

Найпростішою у виготовленні є щока прямокутної форми, найскладнішою і в той же час раціональною з точки розподілу напружень є овальна. Для кращого використання матеріалу непрацюючі, найвіддаленіші від вісі валу частини щоків зрізаються, що зменшує неврівноважені маси частин, що обертаються.

Вали автомобільних і тракторних двигунів, що виготовляються штампуванням, часто мають прямокутні щоки з заокругленими кряями. У таких двигунах також використовують вали з щоками овальної форми. Якщо між колінами розташовані два коліна, доводиться застосовувати довгі щоки, що ускладнює і робить важчим вал.

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

У випадку застосування зменшеного відношення S/D в поєднанні зі збільшеними діаметрами шийок можливо отримати значне перекриття шийок 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 зниження концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі заважає зменшення робочої довжини шийки. У 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.

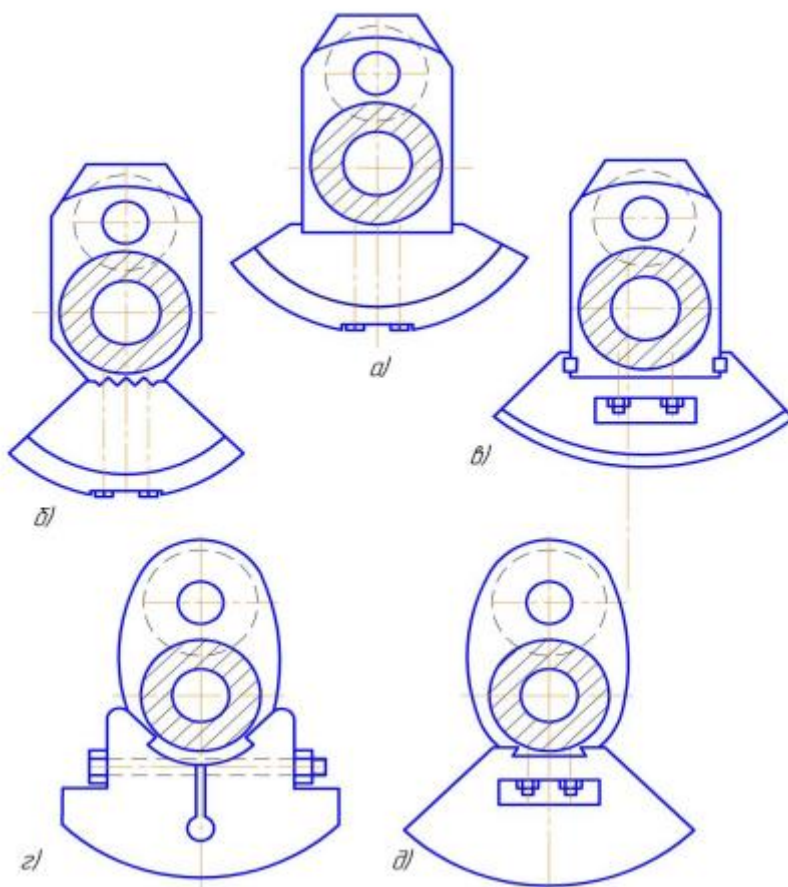
При кріпленні за схемами, зображеними на рис. 3.3. а, б, не виключаються випадки розриву болтів при підвищенні числа оборотів колінчастого вала. Кріплення за схемами, показаними на рис. 3.3, в, г, д, є більш надійними, оскільки передбачається розгрузка болтів від сил інерції.

У схемі на рис. 3.3, в, болти розвантажуються шпонками, які працюють на зрізання; у схемах на рис. 3.3, г, д – зубцями противаги; в цьому випадку болти працюють на розтягування від сили зтяжки.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

У двигунах підвищеної потужності, а також в інших швидкохідних двигунах, противаги частіше виконують як одне ціле із щоками; це, хоча і ускладнює виготовлення вала, проте збільшує надійність конструкції.

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



Мал. 3.3 Способи кріплення противаг на щоках колінчастого валу

У двигунах з кривошипно-камерною продувкою противаги також служать для заповнення кривошипної камери, що дозволяє зменшити шкідливий простір та отримати необхідний тиск продувочного повітря.

Іноді противаги крайнього коліна виконують функцію глушника крутильних коливань.

Вільний кінець вала з протилежного кінця відбору потужності зазвичай використовується для монтажу шестерні, що приводить в дію масляний та водяний насоси, паливний насос та підкачуючий паливний насос. Тут же можуть розміщуватися додатковий кривошип або інший механізм, що приводить в рух нагнітач, пусковий компресор та допоміжні агрегати. У деяких конструкціях двигунів на цьому кінці розміщується шків приводу вентилятора, храповик, пристрій для запуску двигуна вручну і в деяких випадках глушник крутильних коливань.

3.2 Методи зміцнення шийок колінчастих валів.

Підвищення втомної міцності та зносостійкості шатунних та корінних шийок досягаються за допомогою ряду конструктивних та технологічних заходів. До конструктивних рішень для зменшення концентрації напруг та збільшення границь міцності на втому відносяться:

1. Перекриття шийок вала Δ : З ростом абсолютної величини Δ зростає жорсткість вала, що призводить до збільшення границі втоми на згинання.
2. Збільшення радіуса галтелі r : Це зменшує відношення $K\sigma/\epsilon\sigma$ та $K\tau/\epsilon\tau$ та підвищує запас міцності в небезпечних перерізах коліна.
3. Збільшення товщини h та ширини щоби b : Це збільшує моменти опору та підвищує запаси міцності шийок.
4. Ексцентричне розташування отвору в шатунній шийці: Збільшує площу переходу шатунної шийки до щоби, що підвищує втомну міцність.
5. Бочкоподібна форма отворів в шийках: Сприяє зменшенню концентрації напруг в галтелях коліна та підвищує втомну міцність.
6. Вибір розташування масляного отвору: Оптимальне розташування масляних отворів збільшує границю втоми при скручуванні.

Ці заходи спрямовані на підвищення міцності та довговічності колінчастих валів, забезпечуючи надійну роботу двигунів та інших механізмів, де вони використовуються.

До технологічних методів поверхневого зміцнення шийок колінчастого валу можна віднести:

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

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

Підвищення втомної міцності колінчастих валів: технологічні методи

Важливо відзначити, що застосування процесу азотування є одним з найбільш ефективних способів підвищення втомної міцності колінчастих валів, але значно підвищує вартість виробу на 30-50%.

Також цементация (вуглецювання) дозволяє підвищити втомну міцність сталей.

У результаті цементации та загартування на поверхні утворюються напруги стиску. Глибина цементации зазвичай становить 0,5-2,0 мм. Після цементации деталі обов'язково піддають термічній обробці (загартуванню і відпуску).

Для глибини загартованого шару менше 0,5 мм застосовується ціанування (збагачення поверхневого шару вуглецем та азотом) на глибину 0,1-0,2 мм.

Високочастотне загартування струмом значно підвищує границю втоми деталі, створюючи в поверхневому шарі залишкові напруги стиску. Цей метод застосовується для сталей 40, 45, 40X та інших, забезпечуючи максимальне значення твердості поверхні до HRC 65.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Наклепування поверхневого шару також сприяє створенню залишкових напруг та підвищує границю втоми виробу.

Технологічні методи поверхневого зміцнення підвищують втомну міцність як сталевих, так і чавунних колінчастих валів, а також їх корозійну стійкість.

В галузі машинобудування широко застосовуються підшипники ковзання, які працюють в парі з циліндричною поверхнею вала (цапфою). Зазвичай робочі поверхні валів виконують гладенькими з низькою шорсткістю. Однак для підвищення твердості робочих поверхонь валів застосовується процес азотування. Азотування та зв'язані з ним технологічні операції, такі як захист неробочих поверхонь від азотування, очищення, нагрівання і відпуск, є трудомісткими, енергоємними та екологічно небезпечними.

Особливу увагу слід звернути на найбільш навантажені підшипники, де на поверхні вала і підшипника відсутній змащувальний шар, що призводить до безпосереднього контакту між ними. Це ставить високі вимоги до антифрикційних властивостей поверхонь вкладишів та валів. Ця проблема особливо актуальна для виробників потужних дизельних та газових двигунів, де в якості опори використовуються підшипники ковзання.

На сьогоднішній день інститутом електрозварювання імені Є.О. Патона розроблена електролітно-плазмова технологія зміцнення шийок валів для поршневих двигунів внутрішнього згорання та компресорів. Ця технологія передбачає створення на робочій поверхні шийки валу твердих ділянок, які чергуються з м'якими ділянками поверхні.

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

Обробка твердих ділянок шийки валу

Тверді ділянки шийки валу піддаються обробці, що менш ефективна, ніж для м'яких ділянок. Після абразивної обробки формується спеціальний рельєф, що складається з твердих зносостійких виступів та впадин.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Цей рельєф має шорсткість до $R_z = 15$ мкм при ширині $B = 20 \dots 25$ мм. Впадини рельєфу заповнюються змащувальною рідиною, яка розділяє поверхні тертя. При початку руху рідина зтягується в навантажену зону підшипника.

Бокові стінки впадин роль гідродинамічних клинів, чиє навантаження залежить від в'язкості змащувальної рідини, швидкості ковзання та кута підйому гідродинамічного клину. Дані експериментів та теорії показують, що товщина змащувального шару над вершиною рельєфу може бути від 10 до 20 мкм і залежить від рельєфу та швидкості ковзання.

Цей спеціальний рельєф забезпечує рідинний режим тертя навіть при невеликих швидкостях обертання колінчастого валу. Змазка захоплюється впадинами рельєфу та переміщується у навантажену зону підшипника, що попереджає тертя без змазки, знижує втрати на тертя, температуру поверхні вкладиша і зменшує зношування пари "шийка валу - підшипник".

Електролітно-плазмове закалювання шийки валу

Електролітно-плазмове закалювання шийки колінчастого валу виконується у спеціальному пристрої, який забезпечує нагрів одиничних ділянок поверхні шийки валу електричними розрядами в плазмовому шарі. Плазмовий шар утворюється в зазорі поміж поверхнями виробу та рідкого електрода - електроліту. Електроліт складається із водяного розчину солі лужного металу. Після нагрівання поверхню охолоджує той же електроліт.

Принцип роботи пристрою для нагріву

Пристрій для нагріву складається з корпусу, виготовленого з діелектричного матеріалу, і металевого анода з характерними розмірами D_a . У аноді є отвори, через які електроліт потрапляє до катоду, тобто до поверхні нагріву. Струм, що проходить через електроліт, складається зі струму проводів мостів або "міграційного струму" та гідродинамічної складової.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Гідродинамічна складова струму значно знижує резистивні втрати. Енергія головним чином витрачається на нагрівання катоду - поверхні шийки валу.

Технологічні аспекти електролітно-плазмової обробки

Електролітно-плазмова технологія забезпечує товщину зміцненого шару від 1 до 10 мм на поверхні сталі з вмістом вуглецю до 0,5%. Зміна часу нагріву впливає на глибину прогрівання. Наприклад, за 40 секунд глибина прогрітого шару досягає 10 мм, а за 7 секунд - до 1 мм. Максимальна твердість зміцненого шару досягає 900 МПа і не залежить від його товщини.

Опис установки для зміцнюючої обробки

Установка для зміцнюючої обробки базується на пристрої для обертання валу. Колінчастий вал закріплюється стандартними пристроями. Обробку виконують за допомогою навісного нагрівача, що встановлюється на шийці колінчастого валу.

Установка має бак для електроліту, насосну станцію, джерело електричного живлення і систему контролю температури.

Операційна послідовність

Процес складається з періодичних циклів нагріву/охолодження/повертання на поверхні валу. Після нагріву і охолодження створюється система твердих ділянок на поверхні валу. Зміцнені ділянки формуються в прямокутну форму з певною товщиною та твердістю. Електролітно-плазмова технологія є ресурсозберігаючою та екологічно чистою, знижуючи витрати електроенергії та покращуючи якість обробки.

Цей опис процесу включає в себе технічні деталі та аспекти технології електролітно-плазмової обробки для зміцнення колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.2 Опис конструкції запроектованого колінчастого валу

Колінчастий вал 2 запроектованого дизеля 6ЧН25/34 виготовлений із сталі, суцільно кований, має вісім рамових та шість шатунних шийок, при цьому передостання рамова шийка, рахуючи від фланця відбору потужності є опорна – упорною. Кривошипи колінчастого валу розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного. Масло з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунними, мінаючи внутрішні порожнини.

На щоках колінчастого валу встановлені противаги 3, які кріпляться за допомогою болтів .

Для викочування вкладишів рамових підшипників із їх постелей використовуються свердлення в рамових шийках.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні приводу масляного та водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів системи охолодження.

Шестерня приводу масляного насосу 3 болтами 11 та штифтами жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 1 приводу водяних насосів, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Від вісьового зміщення шестерня утримується диском упорним 4 з одного боку і диском 10 та чотирма болтами 13 з іншої сторони.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, що призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від кругового зміщення шестерня утримується шпонкою 14, а від осьового переміщення двома на півкільцями 9, які кріпляться болтами 12 з шайбами стопорними 16. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

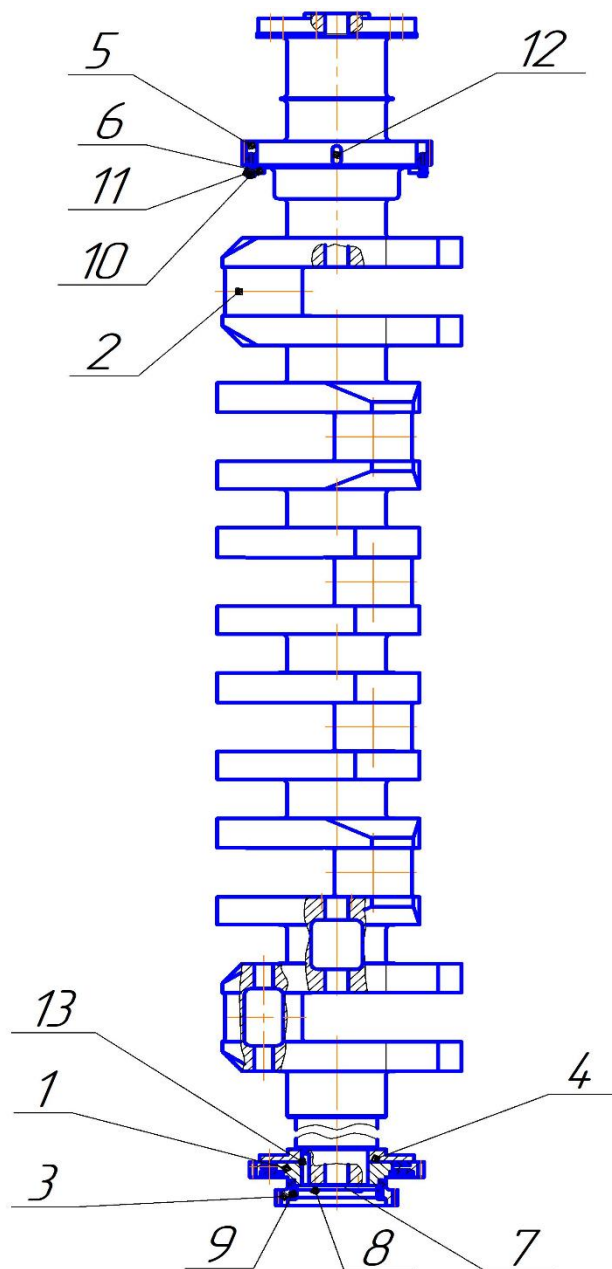


Рисунок 3.4 Колінчастий вал покращеної конструкції
 1 – шестерня демпфіруюча; 2 – вал колінчастий; 3 – шестерня приводу
 масляного насосу; 4 – диск упорний; 5 – шестерня приводу
 розподільчого валу; 6 – прижим; 7 – диск; 8, 9, 10 – болт;
 11 – шайба стопорна; 12, 13 – шпонка

Розрахунок на міцність колінчастого валу двигуна 6ЧН25/34

1.Тип двигуна, позначення 6ЧН25/34

2.Тактність та спосіб сумішоутворення 4-тактний, з примусовим запалюванням

3.Число циліндрів

4.Розрахункова потужність, кВт

5.Розрахункова частота обертання, хв-1

1.Тип двигуна, позначення

6ЧН25/34

4-тактний, з

2.Тактність та спосіб сумішоутворення

примусовим

запалюванням

3.Число циліндрів

$i = 6$

4.Розрахункова потужність, кВт

$P = 580$

5.Розрахункова частота обертання, хв-1

$n = 600$

6.Напрямок обертання

влправо

7.Порядок роботи циліндрів

1-5-3-6-2-4

8.Діаметр циліндру, мм

$D = 250$

9.Довжина ходу поршня, мм

$S = 340$

10.Максимальний тиск згоряння, МПа

$P_{max} = 11,23$

11.Розрахункова ступінь стиску

$\varepsilon = 12,5$

12.Довжина шатуна, мм

$L = 690$

13.Радіальна сила: - максимальна, Н

$F_{rmax} = 358780$

- Радіальна сила: - мінімальна, Н

$F_{rmin} = -57720$

14.Тангенціальна сила: - максимальна, Н

$T_{max} = 125190$

- Тангенціальна сила: - мінімальна, Н

$T_{min} = -37530$

15.Матеріал колінчастого валу

ВЧ50 – ГОСТ 7293 - 70

- тимчасовий опір, МПа

$R_m = 500$

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.01.</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

- відносне подовження, % $A_5 = 2$
- робота удару, кДж/м КСУ= 200
- термічна обробка нормалізація

16.Конструктивні співвідношення елементів колінчастого валу

(позначення показані на ескізі коліна)

- діаметр шатунної шийки $D_H/D = 0,6...0,8$ $D_H/D = 0,72$
- діаметр рамової шийки $D_G/D = 0,6...1,0$ $D_G/D = 0,92$
- діаметр отвору в шатунній шийці $D_{BH}/D = 0,25...0,40$ $D_{BH}/D = 0,28$
- діаметр отвору в рамовій шийці $D_{BG}/D = 0...0,40$ $D_{BG}/D = 0$
- радіус галтелі шатунної шийки $R_H/D = 0,04...0,06$ $R_H/D = 0,04$
- радіус галтелі рамової шийки $R_G/D = 0,04...0,06$ $R_G/D = 0,04$
- радіус піднутріння шатунної шийки $T_H/D = 0...0,06$ $T_H/D = 0$
- радіус піднутріння рамової шийки $T_G/D = 0...0,06$ $T_G/D = 0$
- ширина щоки $B/D = 0,9...1,2$ $B/D = 1,2$
- товщина щоки $W/D = 0,25...0,35$ $W/D = 0,32$
- Відстань поміж осями циліндрів (довжина коліна) $L/D = 1,2...1,8$ $L/D = 1,52$
- 17.Діаметр шатунної шийки, мм $D_H = 180$
- 18.Діаметр рамової шийки,мм $D_G = 230$
- 19.Діаметр отвору в шатунній шейці, мм $D_{BH} = 70$
- 20.Радіус галтелі шатунної шийки, мм $R_H = 10$
- 21.Радіус галтелі рамової шийки, мм $R_G = 10$
- 22.Поднутріння галтелі шатунної шийки, мм $T_H = 0$
- 23.Поднутріння галтелі рамової шийки, мм $T_G = 0$

24.Діаметр отвору в рамовій шийці, мм	$D_{BG} = 0$
25.Відстань поміж осями шийок,мм	$E = 170$
26.Перекриття шийок, мм	$S = 35$
27.Ширина щоки, мм	$B = 300$
28.Товщина щоки, мм	$W = 80$
29. Довжина коліна,мм	$L = 380$
30.Плече згинання галтелі рамової шийки, м	$L_1 = 0,0836$
31.Плече згинання масляного отвору, м	$L_2 = 0,19$

2. Розрахунок коефіцієнтів концентрації напруги в галтелях колінчастого валу та масляному отворі Для розрахунку коефіцієнтів концентрації напруги в галтелях шатунних і рамових шийок знаходимо співвідношення розмірів його конструктивних елементів

$s = S/D$	$s = 0,140$
$w = W/D$	$w = 0,320$
$b = B/D$	$b = 1,200$
$dG = DBG/D$	$dG = 0$
$dH = DBH/D$	$dH = 0,280$
$tH = TH/D$	$tH = 0$
$tG = TG/D$	$tG = 0$
$r = RH/D$	$r = 0,040$

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

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

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

$$f(s, w) = 0,87$$

$$f(w) = 2,179 \cdot w^{0.7171}$$

$$f(w) = 0,962$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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

$$f(b) = 0,887$$

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

$$f = 1,121$$

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

$$f(d_G) = 0,999$$

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

$$f(d_H) = 1,019$$

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

$$f_t = 1$$

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

2.2 Галтель рамової шийки

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

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

$$f_B(s, w) = 0,972$$

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

$$f_B(w) = 0,949$$

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

$$f_B(b) = 0,875$$

$$r = R_G / D_G$$

$$r = 0,043$$

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

$$f_B(r) = 1,093$$

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

$$f_B(d_G) = 1,001$$

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

$$f_B(d_H) = 0,948$$

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

$$f_t = 1$$

Коефіцієнт концентрації напруги від згинання в галтелі рамової шийки

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

2.3 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від зрізу щоки

Для знаходження коефіцієнта концентрації напруг зрізу вичисляємо допоміжні коефіцієнти

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

$$f_Q(s) = 1,172$$

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

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

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

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

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

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

2.4 Розрахунок коефіцієнта концентрації напруги від скручування для рамової шийки. Для знаходження коефіцієнта концентрації напруги від скручування вичисляємо допоміжні коефіцієнти

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

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

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

Коефіцієнт концентрації напруги від скручування рамової шийки

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

Масляний отвір в шийках колінчастого валу

Коефіцієнт концентрації напруги згинання знаходиться по формулі $\gamma_B = 3 - 5,88 \cdot d_0 + 34,6 \cdot d_0^2$ 2,82

Коефіцієнт концентрації напруги скручування

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

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

Величини згинальних моментів

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

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

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

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

Зрізуючих сил

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

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

Крутних моментів

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

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

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

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

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

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

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

Момент опору поперечного розрізу щоки

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

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

Номінальна перемінна напруга при згинанні, МПа

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

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

Номінальна змінна сила зрізу, Н

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

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

Номінальна змінна напруга зрізу в щоці, МПа

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

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

Змінна згинальна напруга в галтелі шатунної шийки, МПа

$$\sigma_{\text{BH}} = \pm (\alpha_{\text{B}} \cdot \sigma_{\text{BH}})$$

$$\sigma_{\text{BH}} = 62,6$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

2.6 Розрахунок змінної напруги скручування

Номинальний змінний крутий момент

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

Полярний момент опору площі поперечного розрізу шатунної шийки

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

Полярний момент опору площі поперечного розрізу рамової шийки

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

Номінальна змінна напруга скручування в шатунній шийці

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

Змінні напруги скручування в галтелях колінчастого валу

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

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

2.7 Додаткова напруга згинання

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

$$\sigma_{add} = 10$$

2.8 Розрахунок еквівалентної змінної напруги

Еквівалентна змінна напруга в галтелі шатунної шийки

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

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Змінна згинальна напруга в галтелі рамової шийки

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

Еквівалентна змінна напруга в галтелі рамової шийки

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

2.9 Розрахунок границь витривалості для шийок колінчастого валу

Границя витривалості для шатунної шийки

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

$$\sigma_{DWH} = 205,9$$

Границя витривалості для рамової шийки

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

$$\sigma_{DWG} = 201,4$$

2.10 Коефіцієнт запасу міцності

Розміри колінчастого валу є достатніми, так як коефіцієнти запасу

(відношення границі витривалості до еквівалентної змінної напруги) для галтелей як шатунної, так і рамової шийки відповідають умові

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

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

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

Охорона праці – це комплекс законодавчих актів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки робочих умов, а також на соціально-економічні, організаційні, технічні і санітарно-гігієнічні заходи, що їх супроводжують.

Мета охорони праці полягає в тому, щоб звести до мінімуму можливі травми і захворювання працівників, одночасно забезпечуючи комфортні умови для

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

максимальної продуктивності праці. У реальних виробничих умовах часто присутні певні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Небезпечний виробничий фактор – це такий фактор, вплив якого на працівника за певних умов може призвести до травм або зниження працездатності.

Чітку межу між небезпечними і шкідливими факторами не завжди можна провести. Один і той самий фактор може викликати як нещасний випадок, так і зниження продуктивності праці.

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

При роботі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також різних систем і механізмів, що їх обслуговують, виникає низка виробничих факторів, які можуть бути небезпечними для життя і здоров'я працівників.

Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

а) Випускні гази та пари мастила. Випускні гази та пари мастила можуть проникати в організм людини, викликаючи подразнення і сприяючи розвитку хронічних захворювань легень і дихальних шляхів. Згідно з ДСТ 12.1.005-76, встановлені допустимі межі концентрації газу – 100 мг/м³ у повітрі виробничих приміщень. Робота двигуна також призводить до виділення значної кількості шкідливих речовин через згоряння палива та мастила. За СНиП 245-71, допустима межа концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

б) Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) може призвести до опіків. Щоб запобігти цьому, усі гарячі частини двигуна необхідно покривати теплоізоляційними матеріалами.

с) Пожежна безпека. Причинами пожеж у машинному відділенні можуть бути: несправні електроприлади, самозаймання промасленого ганчір'я, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Для ефективного функціонування систем вентиляції необхідно дотримуватися наступних технічних і санітарно-гігієнічних вимог:

- Кількість припливного повітря повинна відповідати кількості витяжного, різниця між ними має бути мінімальною.
- Система вентиляції не повинна створювати шум, що перевищує допустимі норми на робочих місцях.
- Система вентиляції повинна бути безпечною з точки зору електрики, пожеж, та вибухів, легкою в установці, надійною в експлуатації та ефективною.

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно вживати заходів для зниження рівня шуму. Для зменшення аеродинамічного шуму, створюваного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій.

Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 дБ. Для зменшення повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, застосовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 дБ, а додатково на 20 дБ і більше.

Для зменшення механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з високим внутрішнім тертям і використовувати шумопоглинаючі покриття.

4.1.3 Заходи щодо зниження шуму і вібрації

Шум та вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працівників машинного відділення, знижують продуктивність праці та зменшують увагу. Двигуни є одними з найбільш шумних механізмів, і часто є головними джерелами шуму і вібрації. Основною проблемою є зниження шкідливого впливу шуму, створюваного двигуном. Найефективнішим, але водночас найскладнішим методом є боротьба з шумом самого двигуна, яка полягає в організації робочого місця, конструктивному оформленні двигуна та його вузлів, а також у покращенні технології виготовлення й обробки деталей

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним із найпоширеніших методів є ізоляція звуку та вібрації. Ізоляція повітряного шуму здійснюється за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також звукоізоляції машинного приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є встановлення вібраційних демпферів у місцях підвищеної вібрації.

Важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на організм людини є використання індивідуальних засобів захисту від шуму, таких як вушні пробки, навушники та каски, у поєднанні зі звукоізолюючими кабінами для управління двигуном. Індивідуальні засоби захисту, в залежності від їх конструкції та частоти шуму, дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 дБ.

4.1.4 Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

Під час монтажу, експлуатації та технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки. Крім того, необхідно виконувати та дотримуватись наступного:

- Машинне відділення повинно мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх вміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
- При ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для запуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління слід вивішувати попереджувальні таблички, що вказують на заборону запуску двигуна. Після завершення робіт на двигуні та його майданчиках забороняється залишати деталі, інструменти та пристосування. Пролите масло та воду слід негайно прибрати.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

- Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки.
- Люки картера рекомендується відкривати не раніше ніж через 15 хвилин після зупинки дизель-генератора.
- Машинне приміщення повинно бути забезпечене природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати.
- При виявленні несправності необхідно зупинити працюючий двигун-генератор і усунути неполадки.
- Перед шафами управління повинні бути розміщені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися під час виконання будь-яких робіт із шафами.
- При роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В, які повинні бути захищені металевією сіткою.
- У машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем.
- У машинному відділенні дозволяється зберігати лише ті горючі матеріали, які необхідні для експлуатації дизель-генератора.
- Дизель-генератор та його основні частини, такі як електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи), слід регулярно очищати від горючо-змащувальних матеріалів і пилу. Це потрібно робити кожен тиждень, а двигун очищати щодня.
- У темний час доби під час ремонтних робіт має бути забезпечене достатнє освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, яке забезпечує спостереження за показаннями приладів у разі відключення освітлювальної мережі.
- Під час експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити обтягуючий одяг.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з основних умов для забезпечення здорових і продуктивних умов праці є підтримання чистоти повітря і сприятливих метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкове тепло та волога, а також створення здорового повітряного середовища є важливим завданням, яке має вирішуватися комплексно, одночасно з іншими виробничими питаннями.

Шкідливі речовини можуть проникати в організм людини через дихальні шляхи, шкіру або з їжею. Більшість цих речовин є небезпечними, оскільки впливають на здоров'я людини. За характером впливу на організм ці шкідливі речовини поділяються на:

а) загальнотоксичні речовини, що викликають отруєння організму (окис вуглецю, ціаніди, свинець, ртуть); б) речовини, що викликають подразнення дихальних шляхів і слизових оболонок (хлор, аміак); в) алергени (формальдегід, різні розчинники); г) канцерогенні речовини, що спричиняють рак (аміни, оксиди хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища під час експлуатації двигуна

Під час роботи дизельного двигуна відбувається взаємодія з навколишнім середовищем. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. Через недосконалість процесів згоряння палива, конструктивні особливості механізмів, порушення правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій, біосфера сильно забруднюється. Це призводить до погіршення санітарно-гігієнічних умов життя людей, сприяє розвитку різних захворювань та впливає на флору і фауну.

Токсичність вихлопних газів залежить від якості палива та умов його згоряння. Використання дешевих важких сірковмісних палив збільшує забруднення навколишнього середовища та сприяє зносу обладнання. Тому при виборі палива важливо враховувати ці фактори, а не лише його вартість.

Вихлопні гази містять близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вихлопні гази сприяють забрудненню атмосфери. Димність, окрім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує кількість сонячного випромінювання, що досягає поверхні Землі, через поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

У зв'язку з цим сучасні розробки зосереджені на створенні двигунів, які можуть працювати на альтернативних видах палива, що спричиняють менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.2 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Існує кілька способів зменшення димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів. Вибір найкращого методу залежить від конкретних умов.

Одним з методів є поліпшення процесів утворення горючих сумішей та згоряння. Це призводить до зменшення димності та вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах, але може підвищити концентрацію оксидів азоту.

Зменшення ступеня стиснення, кута випередження впуску палива або обмеження потоку повітря також може зменшити викид оксидів азоту, але може негативно вплинути на індикаторні показники.

Токсичність відпрацьованих газів дизельних установок залежить від конструкційних та експлуатаційних факторів. Впливаючи на ці фактори, можна значно покращити екологічні характеристики роботи двигунів.

Також важливо, як утворюються горючі суміші.

Наприклад, в дизелях з розділеною камерою згоряння менше оксидів азоту і продуктів неповного згоряння, що знижує димність.

Ступінь стиснення також впливає на токсичність відпрацьованих газів через зміну температури заряду. Підбираючи відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впуску палива, можна зменшити викид оксидів азоту. Подача палива також впливає на склад відпрацьованих газів, за рахунок збільшення тиску впорскування та зміни моменту початку впорскування.

Для забезпечення безпечного стану навколишнього середовища можна вжити ряд заходів, серед яких основні такі:

а) Механізація та автоматизація виробничих процесів, а також їх дистанційне керування. Ці заходи мають велике значення для захисту від шкідливих речовин та теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, які супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не лише підвищує продуктивність, а й поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів та устаткування, які уникнуть утворення шкідливих речовин чи їх потрапляння у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування потрібно прагнути до виключення або значного зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

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

г) Встановлення систем вентиляції та опалення для забезпечення здорових та комфортних умов у приміщеннях.

д) Застосування засобів індивідуального захисту для працівників.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Висновок

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка конструкції колінчастого вала підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 кВт. Прототип 6ЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові та пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 25/34 і детальну розробку конструкції шестерневого колінчастого вала для приводу розподільного вала. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН25/34 потужністю 580 кВт при частоті обертання колінчастого вала $n = 600$ хв-1 використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях, де є постійна потреба в електричній та тепловій енергії. Детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН 25/34 показана на поперечному перерізі.

У другому розділі роботи за заданими вихідними параметрами двигуна ($P = 580$ кВт, $n = 600$ хв-1) визначений двигун - прототип 6ЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу, які свідчать про те, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_k = 0,22$ МПа, частоті обертання колінчастого вала $n = 600$ хв-1, ступені стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,1$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторні діаграми дійсного робочого циклу та діаграми сил, які діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Вказані діаграми побудовані на аркуші Додатку 5 графічної частини роботи. Важливе місце в кваліфікаційній роботі займає розробка складеної конструкції шестерневого колінчастого вала. У пояснювальній записці наведений детальний опис колінчастого вала дизеля - прототипу 6ЧН25/34.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

- 1) Голубченко Г.А.. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
- 2) Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
- 3) Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
- 4) Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
- 5) Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.
- 6) Юдин Е.М. «Охрана труда в машиностроении».
- 7) «Дизели 6ЧН, 8ЧН, 8ЧНП25/34и дизель-генераторы ДГА, ДГРА Руководство по эксплуатации». Машиностроительный завод «Первомайскдизельмаш» Украина, г. Первомайск, Николаевской обл. 1990г.

					ПННІ НУК 142.44.24.01.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76