

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Вдосконалення конструкції з'єднання колінчастого валу з маховиком і валом електрогенератора для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип 6ГЧН25/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

Г. А. Ковальчук **Ковальчук Г. А.**
(підпис)

Керівник роботи:

О. І. Грабовенко **Грабовенко О.І.**
(посада, науковий ступень, вчене звання)
(підпис)

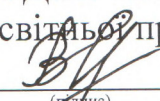
м. Первомайськ, 2025 рік

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 10 » червня 2025 р.

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

Студенту Ковальчуку Георгію Андрійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції з'єднання колінчастого валу з маховиком і валом електрогенератора для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип 6ГЧН25/34».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ГЧН25/34 потужністю 520 кВт.
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Вдосконалення конструкції з'єднання колінчастий вал-маховик-вал електрогенератора. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигун-генератора (СК). 2. Двигун 6ГЧН25/34 (СК)
3. З'єднання колінчастий вал-маховик-вал електрогенератора (СК). 4. Маховик (РК). 5. Деталі з'єднання (РК) 6. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

1. Консультанти розділів роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
		24.02.2025	
1	Вступ.	10.03.2025	
2	Загальний розділ.	31.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	14.04.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	28.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	12.05.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи		

Дата видачі завдання «10» лютого 2025р.

Студент

Ковальчук Г.А. *Гв ков*
(підпис)

Керівник роботи

Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

сторінок 67, рисунків 5, таблиць 6, бібліографія 13

В кваліфікаційній роботі «Вдосконалення конструкції з'єднання колінчастого валу з маховиком і валом електрогенератора для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип 6ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій з'єднань колінчастого валу з електрогенератором. Обґрунтована покращена конструкція з'єднувальних призонних болтів, яка забезпечує більшу технологічність складання і розбирання колінчастого валу з маховиком і валом приводного обладнання. Приведені також заходи по забезпеченню охорони праці при складанні та експлуатації двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, з'єднання колінчастий вал – маховик - вал електрогенератора та робочі креслення маховика і з'єднувального елемента, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, колінчастий вал, маховик, вал електрогенератора.*

Annotation

67 pages, 5 figures, 6 tables, 13 bibliography

In the qualification work "Improvement of the design of the connection of the crankshaft with the flywheel and the shaft of the electric generator for a stationary gas engine with a capacity of 550 kW. Prototype 6ГЧН25/34» a description of the design of the engine - prototype 6ГЧН25/34, calculations of the work process, heat balance and dynamics of the engine were performed, and an analysis of the constructions of the crankshaft connections with the electric generator was carried out. The improved design of the connecting flywheel bolts is justified, which ensures greater manufacturability of assembling and disassembling the crankshaft with the flywheel and the shaft of the drive equipment. Measures to ensure labor protection during assembly and operation of the engine are also given. In the graphic part of the work, the assembly drawings of the engine, the connection of the crankshaft - the flywheel - the shaft of the electric generator and the working drawings of the flywheel and the connecting element, the indicator diagram and the diagrams of the forces acting in the KShM were made.

Key words: *Gas engine, work process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, crankshaft, flywheel, electric generator shaft.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34.....	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	15
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	26
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	35
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ З'ЄДНАННЯ ДВИГУНА З ГЕНЕРАТОРОМ	
3.1 Опис конструкції деталей з'єднання двигун-генератор.....	40
3.2 Розробка вдосконаленої конструкції деталей з'єднання.....	48
3.3 Розрахунок фланцевого з'єднання двигун-генератор на міцність.....	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Техніка безпеки і охорона праці при роботі з судовими дизельними установками.....	54
4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ.....	57
ВИСНОВКИ.....	59
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	61

					ПІННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ			
Зм	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Пояснювальна записка			
Розробив	Ковальчук							
Перевірив	Грабовенко							
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко				44-ЕМ-23			
					Літера			
					Лис т			
					Лис тів			
					н			
					3			
					67			

Додатки :

ДОДАТОК А	Двигун-генератор ДвГА-520, ГК, А1.....	62
ДОДАТОК Б	Двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	63
ДОДАТОК В	З'єднання колінчастий вал, маховик, вал генератора СК, А1.....	64
ДОДАТОК Г	Маховик, РК, А1.....	65
ДОДАТОК Д	Креслення деталей з'єднання, РК, А1.....	66
ДОДАТОК Е	Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1....	67

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

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

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

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості змін порівняно з базовим двигуном. Це здешевить модернізацію і значно прискорить виготовлення двигуна. Також можна буде використовувати те саме технологічне обладнання при виробництві деталей двигуна, що і для виготовлення деталей двигуна – прототипу. Використання покращеної конструкції фланцевого з'єднання колінчастий вал – маховик – вал електро –

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

генератора істотно зменшить витрати на його складання та розбирання, особливо в експлуатаційних умовах.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34

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

Двигун складається із остову, який утворюють блок - картер і фундаментна рама. Разом вони утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші вузли і деталі двигуна

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

Із сторони фланця колінчастого валу розміщені: задній щит з кронштейном, щит приладів, головний дозвільний клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподілювач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості ОРН-30.

На верхній частині блоку циліндрів двигуна розміщені кришки робочих циліндрів. До них кріпляться впускний колектор, випускний колектор і колектор відведення охолоджуючої води із кришок циліндрів.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1.2.1 Фундаментна рама

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

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей циліндро-поршневої групи двигуна та охолодження поршнів.

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

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати із сторони маховика, виконаний опорно-упорним.

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

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

В днищі по краям фундаментної рами 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

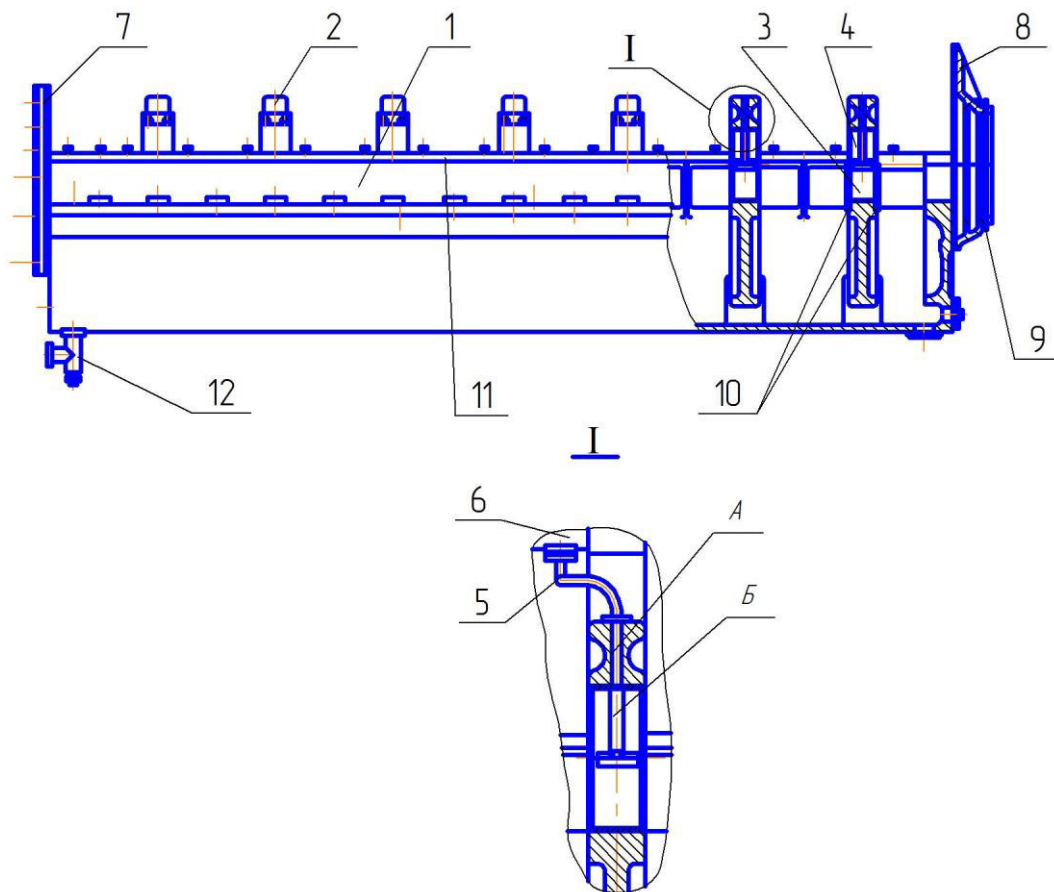


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

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

Другий від маховика підшипник виконаний опорно-упорним і складається із двох упорних бронзових півкільць, які розташовані у кільцевих виточках перегородки фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути замінені без підймання колінчастого валу.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

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

На передньому торці на колінчастого валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води внутрішнього та зовнішнього контурів⁴. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з матчиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

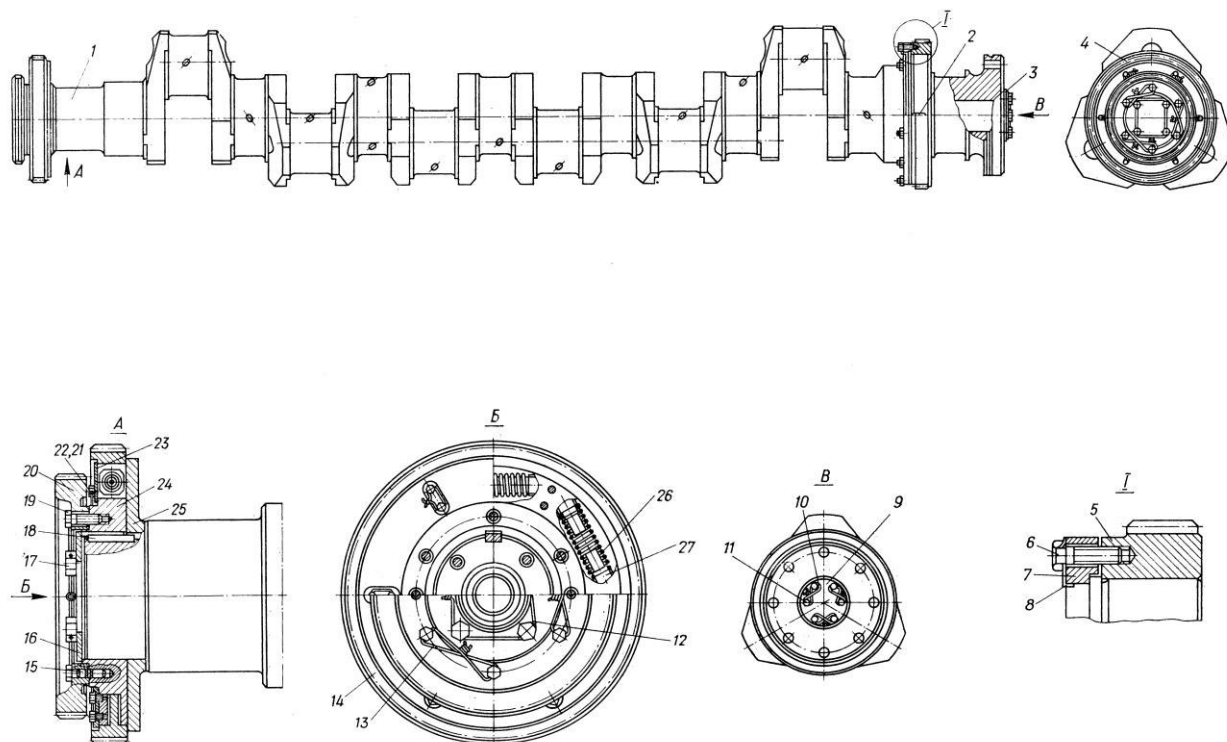


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – 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; 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.

Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

відбійний бұрт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.4) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

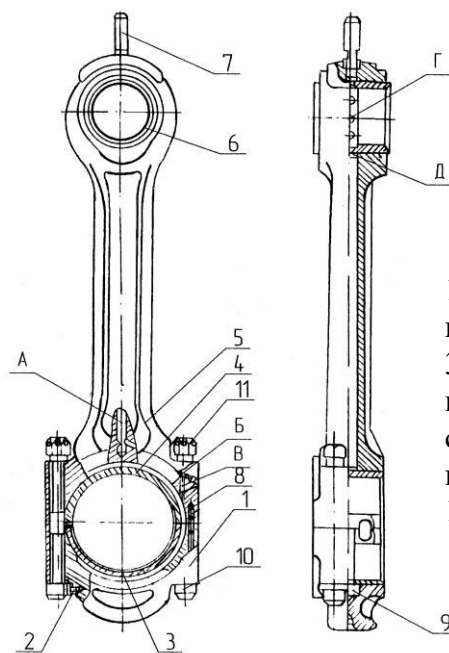


Рисунок.1.3 Шатун

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

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 осьового переміщення та провороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

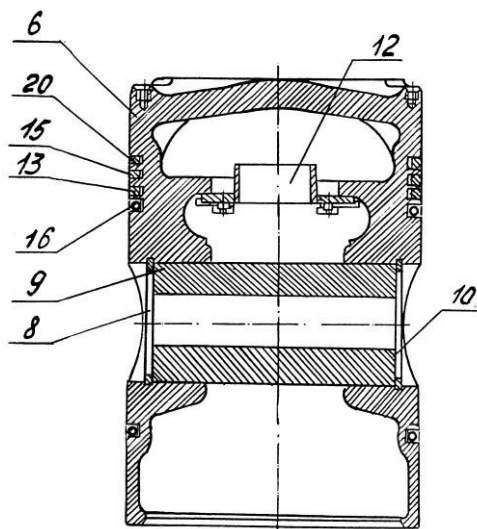


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

Таблиця 1.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	520
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	600
Питома витрата газового палива, b_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_T	$\text{м}^3/\text{год}$	156
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та його конструктивні особливості. Оцінку вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу проводимо з використанням досвіду накопиченого при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, а також наявних експериментальних даних.

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

Проаналізуємо вихідні параметри для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 11$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε .

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива менший ніж для дизельного двигуна $\alpha = 1,1 \dots 1,8$.

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її самозапалювання.

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, і для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \sim 50^\circ$.

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

7. Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\eta_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\eta_b = 0,84 \dots 0,95$. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\eta_z = 0,80$ і $\eta_b = 0,95$.

8. Механічний ККД

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

9. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 100^\circ\text{C}$.

10. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К.

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\varphi = 0,93 \dots 0,97$.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Номінальна потужність	$P_e = 550$ кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600$ хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$D = 250$ мм
Хід поршня	$S = 340$ мм
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 1,71$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$p_b = 203$ кПа
Тиск атмосферного повітря	$p_a = 100$ кПа
Температура атмосферного повітря	$T_a = 293$ К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Підігрів свіжого повітря	$T = 12$ К
Тиск залишкових газів	$p_r = 195$ кПа
Температура залишкових газів	$T_r = 760$ К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,3$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,34$
розширення	$n_2 = 1,23$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,83$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$
Нижча теплота згоряння природного газу	$Q_H = 33200$ кДж/м ³
Паливо для роботи двигуна - природний газ	
	в % В об'ємних долях
Склад	
Метан	CH ₄ = 95 R _{CH4} = 0,95

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Етан	$C_2H_6=$	2	$R_{C_2H_6} = 0,02$
Пропан	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,71 \cdot 10,17 = 18,4 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (nC_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

1.2.4 Кількість води H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,09 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Кількість кисню O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,71 - 1) \cdot 10,17 = 1,516 \text{ кмоль}$$

1.2.6 Кількість азоту N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,71 \cdot 10,17 + 0 = 13,73 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1,09 + 2,09 + 1,516 + 13,73 = 18,43 \text{ кмоль}$$

1.2.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,43 - 18,39 = 0,04 \text{ кмоль}$$

1.2.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,43}{18,39} = 1,0024$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{203}{100} \right)^{0,375} = 382,1 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача наддувочного повітря

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 382,1 - 60 = 322,1 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{322,1 + 1,71 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,71 \cdot 10,17} = 320,1 \text{ K}$$

де $T_g = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу, який всмоктується із паливного трубопроводу у змішувальну камеру

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320,1 + 12}{760} \cdot \frac{195}{10,5 \cdot 192,9 - 195} = 0,047$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 203 = 192,9 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення циліндру газо-повітряною сумішю

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{192,9}{203} \cdot \frac{320,1}{320,1 + 12 + 0,047 \cdot 756} = 0,91$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку такту стиску

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320,1 + 12 + 0,047 \cdot 760}{1 + 0,047} = 351,2 \text{ K}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в циліндрі в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 192,9 \cdot 10,5^{1,34} = 4504,2 \text{ кПа}$$

1.4.2 Температура ГПС в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 351,2 \cdot 10,5^{1,34-1} = 781,1 \text{ К}$$

1.5 Параметри процесу згоряння робочої суміші

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0024 + 0,047}{1 + 0,047} = 1,0023$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння теплового балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mC v_m t_z - (mC v_{m_{cm}} + 8,314 \lambda) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1,09}{18,43} = 0,059$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2,09}{18,43} = 0,113$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1,516}{18,43} = 0,082$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13,73}{18,43} = 0,745$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

$$mC v_{m_{\zeta}} = R_{O_2} \cdot mC v_{O_2} + R_{N_2} \cdot mC v_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mC v_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mC v_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mC v_{O_2} = 19,82 + 418,6 \cdot 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mC v_{N_2} = 19,82 + 418,6 \cdot 10^{-5} \times t_z$$

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

$$\text{для } H_2O: mC v_{H_2O} = 22,42 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \times t_z$$

$$mC v_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,1140 \cdot (30,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки отримаємо рівняння

$$mC v_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,35 + 602,7 \cdot 10^{-5} T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.5 Теплоємність газового палива

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

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,24 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12650 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,13 + 11620 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

$$mCv_{N_2} = 20,64 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,55 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c)$$

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 13,0 + 5501,8 \cdot 10^{-5} T_c = 60,535 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{мз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{60,535 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,75 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,75 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,67 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 502,1 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{нов} = 20,1 + 251,8 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCv_{mcm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 20,8 + \frac{208,56}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 251,0 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC_{v_{\text{мсм}}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z = 29,16 + 535,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,1 + \frac{267,9}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки отримуємо квадратне рівняння, з якого знаходимо T_z

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

де приведені коефіцієнти:

$$A = 268,2$$

$$B = 29,2$$

$$C = 52438$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,2 + \sqrt{29,2^2 + 4 \cdot 268,2 \cdot 10^{-5} \cdot 52438}}{2 \cdot 268,2 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1841,0 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\text{max}} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 4504,2 \cdot 1841 / 781,1 = 10644 \text{ кПа}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\text{max}}}{P_c} = \frac{10644}{4504,2} = 2,36$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,36 - 2,2|}{2,36} 100\% = 2,74\%$$

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

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1841}{2,36 \cdot 781,1} = 1$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10644}{10,5^{1,24}} = 590 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_B = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1841}{10,5^{1,24-1}} = 1072,3 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.g.} = \frac{T_B}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1072,3}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{195}{203} \right] = 854,5 \text{ К}$$

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

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}} = \frac{1072,3}{\sqrt{\frac{590}{195}}} = 741,3 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|741,3 - 760|}{741,3} \times 100\% = 2,5\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,95 \cdot 4504}{10,5 - 1} \cdot \left[2,36 \cdot (1 - 1) + \frac{2,36 \cdot 1}{1,24 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,34-1}} \right) \right] = 1216,6 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_n \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,71 \cdot 10,17) \cdot 320,1 \cdot 1216,6}{33200 \cdot 192,9 \cdot 0,91 \cdot 22,4} 4,186 = 0,45$$

					ПІННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{33200 \cdot 0,45} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{П.СР} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 117,8 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1216,6 - 117,8 = 1098,9 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1098,9}{1216,6} = 0,90$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,46 \cdot 0,90 = 0,41$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,9} = 0,265 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,265 \cdot 550 = 145,6 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{550 \cdot 10^3}{1098,9 \cdot 600} = 100,1 \text{ л}$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,1}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,68}{3,14 \times 1,36}} = 250, \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп}}{D_{пп}} = \frac{0,34}{0,25} = 1,36$$

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 250 = 340 \text{ мм}$$

1.10 Уточнені розміри циліндра двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{1098,9 \cdot 100,09 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 549,9 \text{ кВт}$$

1.10.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{exp}} \cdot 100\% = \frac{549,9 - 550}{550} \cdot 100\% = 0,02\%$$

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{549,9 + 550}{2} = 550, \text{ кВт}$$

1.10.5 Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграм

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,216
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,5
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,6
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4,5	90,0	10,6	212
1,25	3,50	70,0	8,20	161,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,20	4,0	0,58	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

- а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;
- б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм;
- в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;
- г) тиск залишкових газів $p_r = 0,165$ МПа;
- д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;
- е) хід поршня $S = 0,34$ м;
- ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,5$ МПа;
- з) максимальний тиск $p_{\max} = 10,6$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
г', до ВМТ	20	0,0747	8,4
г'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки $г''$ $p_r/m_p = 0,17/0,05 = 3,4$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,5 = 5,4$ МПа; $p_c'/m_p = 5,4/0,05 = 108,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,6 = 9,0$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,0/0,05 = 180,0$ мм.

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

					ПІННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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

Поправка Брікса в маштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

1.Ефективна номінальна потужність	$P_e = 549,9 \text{ кВт}$
2.Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
3.Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
4.Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
5 .Число циліндрів	$i = 6$
6.Коефіцієнт тактності	$z = 4$
7.Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 33200 \text{ кДж/м}^3$
8.Годинна витрата газу	$B_r = 145,6 \text{ м}^3/\text{год}$
9.Індикаторний ККД	$\eta_i = 0,45$
10. Ефективний ККД	$\eta_e = 0,41$
11.Кількість свіжого заряду	$M_1 = 18,385 \text{ кмоль/кг}$
12. Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,430 \text{ кмоль/кг}$
13.Температура випускних газів	$T_{\text{вр.г.}} = 854,5 \text{ К}$
14.Температура на початку стиску	$T_d = 351,2 \text{ К}$
15. Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,88 \text{ кДж/кмоль К}$
16. Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 20,86 \text{ кДж/кмоль К}$
17. Середній індикаторний тиск	$P_{\text{мі}} = 1216,6 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{\text{н.в.}}$ - невраховані теплові витрати.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 145,6 \cdot 33200 / 3600 = 1342,5 \text{ кВт}$$

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

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 549,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Pi} = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 549,9 / 1342,5 \cdot 100\% = 38,5\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\Gamma.р.} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,10 + 0,03) \cdot 1342,5 = 174,5 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\Gamma.р.} = 0,10$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,2 \text{ МПа},$$

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

Середня швидкість поршня.

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

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,2 = 101 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 113 \cdot 0,0167 \cdot 600 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 174,5 + 50,5 = 225,0 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{225,0 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0081 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0081 \cdot 98 / 0,65 = 1,2 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,2 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 174,5 + 50,5 + 1,2 = 226,2 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні :

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 226,2 / 1342,5 \cdot 100\% = 16,85\%.$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp,z}} \cdot T_{cp,z} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{145,6}{3,6 \cdot 22,4} [18,43 \cdot 31,51 \cdot 846,4 - 18,39 \cdot 30,16 \cdot 348,2] = 513,1 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згоряння

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Що складає у відсотковому відношенні :

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 513,1 / 1342,5 \cdot 100 \% = 38,2 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом від нагрітих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,D}) - Q_B = (174,5 + 117,3) - 226,2 = 32,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} = 0,063 \cdot 1342,5 = 84,2 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (168,2 / 1216,6) \cdot 0,45 = 0,063$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 32,5}{900 \cdot 2,095 \cdot 8} = 0,0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

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

$C_{mm} = 2,095 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

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

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = \frac{V_M \cdot p_M}{\eta_{MH} \cdot 10^3} = \frac{0,0032 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де $P_0 = 0,35 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі мащення ;

$\eta_m = 0,7$ - механічний ККД масляного насосу.

Тоді

$$Q_{M2} = P_{MH} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що відводиться в масло, складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32,5 + 1,6 = 34,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100 \% = 34,1 / 1342,5 \cdot 100\% = 2,54\%.$$

Невраховані теплові втрати в навколишнє середовище

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 142,5 - (5490,9 + 226,2 + 513,1 + 34,1) = 19,1 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні :

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100 \% = 19,1 / 1342,5 \cdot 100\% = 1,4\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу з едені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВ т	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	549,9	41
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	226,2	16,9
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	513,1	38,2
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	34,1	2,5
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	19,1	1,4
Загальна кількість теплоти, в еденої в двигун з паливом, Q_{II}	1342,5	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей КШМ – поршень, шатун, колінчастий вал та його підшипники необхідно знайти величини сил, які діють на них. Саме для цього і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють 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 на фланці колінчастого валу двигуна

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

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

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| б) номінальна частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ об/хв}$ |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 212 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 10,6 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$ |
| э) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| к) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| л) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$ |

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

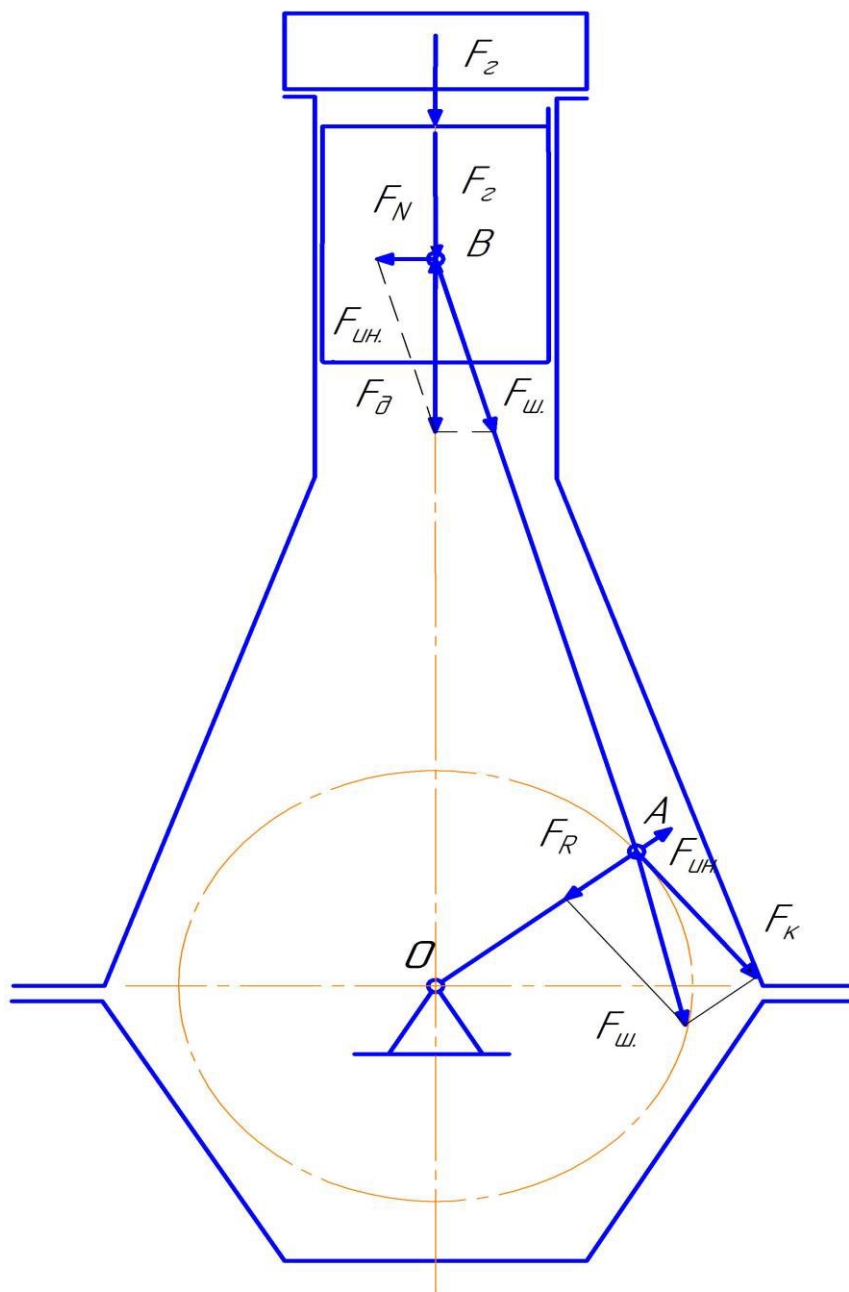


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ

Лист

37

Таблиця 2.5 Результати розрахунку динаміки газового двигуна 6ГЧН25/34

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

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

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ З'ЄДНАННЯ ДВИГУНА З ГЕНЕРАТОРОМ

3.1 Опис конструкції деталей з'єднання двигун-генератор

3.1.1 Призначення та конструкція колінчастого валу

Колінчатий вал служить для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршнів в обертальне і передачі обертаючого моменту споживачу потужності.

Колінчатий вал є одною з найбільш відповідальних, напружених і дорогих деталей. Вартість валу може досягати 30 % вартості всього дизеля, а маса - до 15 % маси дизеля.

Колінчатий вал складається з кривошипів (колін) 2 (рис.1,а), вільного кінця 1, кінця 4 відбору потужності і жорстко сполучного фланця 3.

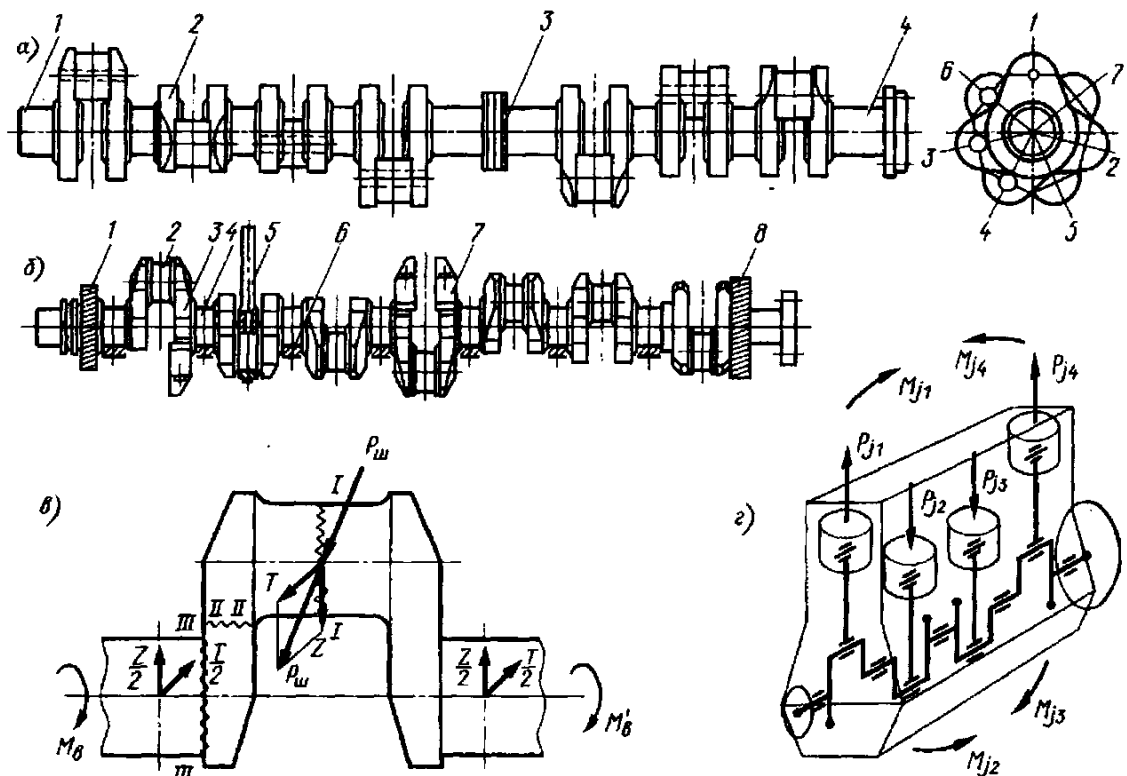


Рисунок 3.1. Сили і моменти, що діють на колінчастий вал

а) 1 – вільний кінець, 2 – кривошип (коліно), 3 – фланець сполучний, 4 - кінець відбору потужності, б) 1 – шестерня приводу допоміжних механізмів, 2 – шатунна шийка, 3 – щока, 4 – рамова шийка, 5 – нижня головка шатуна, 6 – рамові підшипники. 7 – противаги, 8 - - шестерня приводу розподільного валу

При відносно невеликих розмірах і масі вал по довжині виготовляють цільним (рис.3.1,б). Кожен кривошип складається з двох рамових шийок 4, розміщених у рамових підшипниках 6, двох щік 3 і шатунної (кривошипної, мотильової) шийки 2, з'єднаної з нижнім кінцем шатуна 5.

На валу розміщують шестерню 1 привода допоміжних механізмів, противаги 7, шестерню 8 привода розподільного вала, маховики, іноді - демпфер осьових коливань вала чи гаситель крутильних коливань.

3.1.2 Умови роботи колінчастого валу

Умови роботи колінчастого вала - сприймає навантаження від дії сил тиску газів і сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально і мас, що обертаються. Ці сили викликають знакозмінні моменти, що скручують і згинають вал, знос шийок вала і підшипників, а також явища втоми в місцях найбільшої концентрації напружень (галтелі, свердління).

Періодично змінний у часі обертаючий момент викликає крутильні (вал скручується і розкручується), поперечні (під дією сил інерції) і осьові (вал стискується і розтягується уздовж осі) коливання, що при резонансі можуть викликати значні додаткові напруження і привести до поломки вала. Додаткові напруження у валу виникають також при скривленні його осі внаслідок неправильного укладання, нерівномірного зносу рамових підшипників чи деформації фундаментної рами дизеля.

Складові сили F_m ($P_{ш}$), що діє по осі шатуна, тангенціальна F_K (Т) и радіальна $F_R(Z)$ викликають реакції рамових підшипників $T/2$ і $Z/2$ (рис.1,в). Обертаючі моменти, передані через першу і другу рамові шийки, відповідно рівні M_B і M .

Реакції від сил Т и Z згинають шатунну шийку (небезпечний переріз І-І), щіки кривошипа (небезпечний переріз ІІ-ІІ) і рамові шийки (небезпечний переріз ІІІ-ІІІ), а обертаючий момент M_B від інших циліндрів скручує шатунну і рамові шийки. Щіка додатково стискується радіальною силою $Z/2$ і скручується моментом від сили $T/2$.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як сили інерції $F_{in} (P_j)$ у ВМТ спрямовані нагору і розвантажують деталі руху і колінчатий вал від спрямованих униз сил тиску газів P_r (рис.1,г), то одним з

найбільш важких режимів роботи колінчатого вала й інших деталей дизеля є режим пуску, коли максимальний тиск згоряння в циліндрі може перевищувати в 1,3-1,5 рази тиск на номінальному режимі, а сили інерції незначні. Разом з тим під час роботи дизеля виникаючі від сил P_j моменти $M_{зг}$ прагнуть зігнути колінчатий вал у площинах їхньої дії. Деформація вала сприймається рамовими підшипниками (найбільше навантаження сприймають центральні підшипники).

3.1.3 Вимоги до конструкції колінчастого валу та матеріали для його виготовлення

До конструкції колінчатого вала пред'являють наступні основні вимоги: як можна більша жорсткість і міцність при найменшій масі; висока зносостійкість шийок; динамічна урівноваженість (усі маси повинні бути розташовані так, щоб не було неврівноважених пар).

Матеріал колінчатих валів: вуглецева сталь 35, 40, 45, 50, 35Г и 45М (для МОД і СОД середньої потужності), легована сталь 40ХН, 40ХНВА й ін. (для ВОД і потужних СОД). Легована сталь не збільшує жорсткості вала, але підвищує його міцність втоми і зносостійкість.

Вали дизелів малої і середньої потужності іноді виготовляють з високоміцного модифікованого чавуну з кулястим графітом ВЧ45-5, ВЧ50-2 і ін. переваги чавунних валів:

- менша вартість виготовлення;
- можливість використання більш раціональних конструктивних форм (з погляду зниження концентрації напружень);
- менша чутливість до концентраторів напружень (рискам, подряпинам і т.п.);
- підвищена зносостійкість шийок (за рахунок наявності в чавуні графіту і гарного змочування шийок маслом).

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Недоліки чавунних валів: знижена жорсткість і міцність і труднощі виявлення внутрішніх ливарних дефектів.

3.1.4 Конструкція елементів колінчастого валу

Кривошипи (коліна) вала виготовляють цільними (рис.3.2,а), напівскладеними (рис.3.2,б) і складеними (рис.3.2,в). У напівскладених і складених кривошипах з'єднання окремих частин забезпечується гарячою посадкою чи холодом (без шпонок чи стопорів). Достатнє обтиснення досягається натягом $1 / 800 - 1 / 1000$ при нагріванні до $200-250^{\circ}\text{C}$. Напівскладені і складені кривошипи застосовують головним чином для валів з великими діаметрами шийок у МОД.

Кут заклинки кривошипів і порядок спалахів у циліндрах вибирають з умов найбільшої рівномірності обертаючого моменту, найбільш повного зрівноважування, рівномірного навантаження на рамові підшипники, оптимального використання енергії випускних газів для наддуву, найменших додаткових напружень від крутильних коливань.

Для забезпечення рівномірного обертання колінчастого вала спалахи в циліндрах повинні відбуватися через однакові кути п.к.в.: для чотиритактних дизелів $\phi = 720/i$, для двотактних - $\phi = 360/i$ (де i - число циліндрів). У ВОД умова найбільш повного зрівноважування часто є вирішальним і кут ϕ може бути іншим. Для рівномірного навантаження вала і рамових підшипників послідовні спалахи не повинні відбуватися в сусідніх циліндрах, тому що рамовий підшипник між цими циліндрами буде перевантажений.

Рамові і шатунні шийки звичайно мають однаковий діаметр; у СОД і ВОД для забезпечення демонтажу шатуна через циліндр іноді зменшують на 10-15 % діаметр шатунної шийки. Місця переходів шийок до щоків для зменшення концентрації напружень виконують плавними з можливо великими радіусами заокруглень (галтель).

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

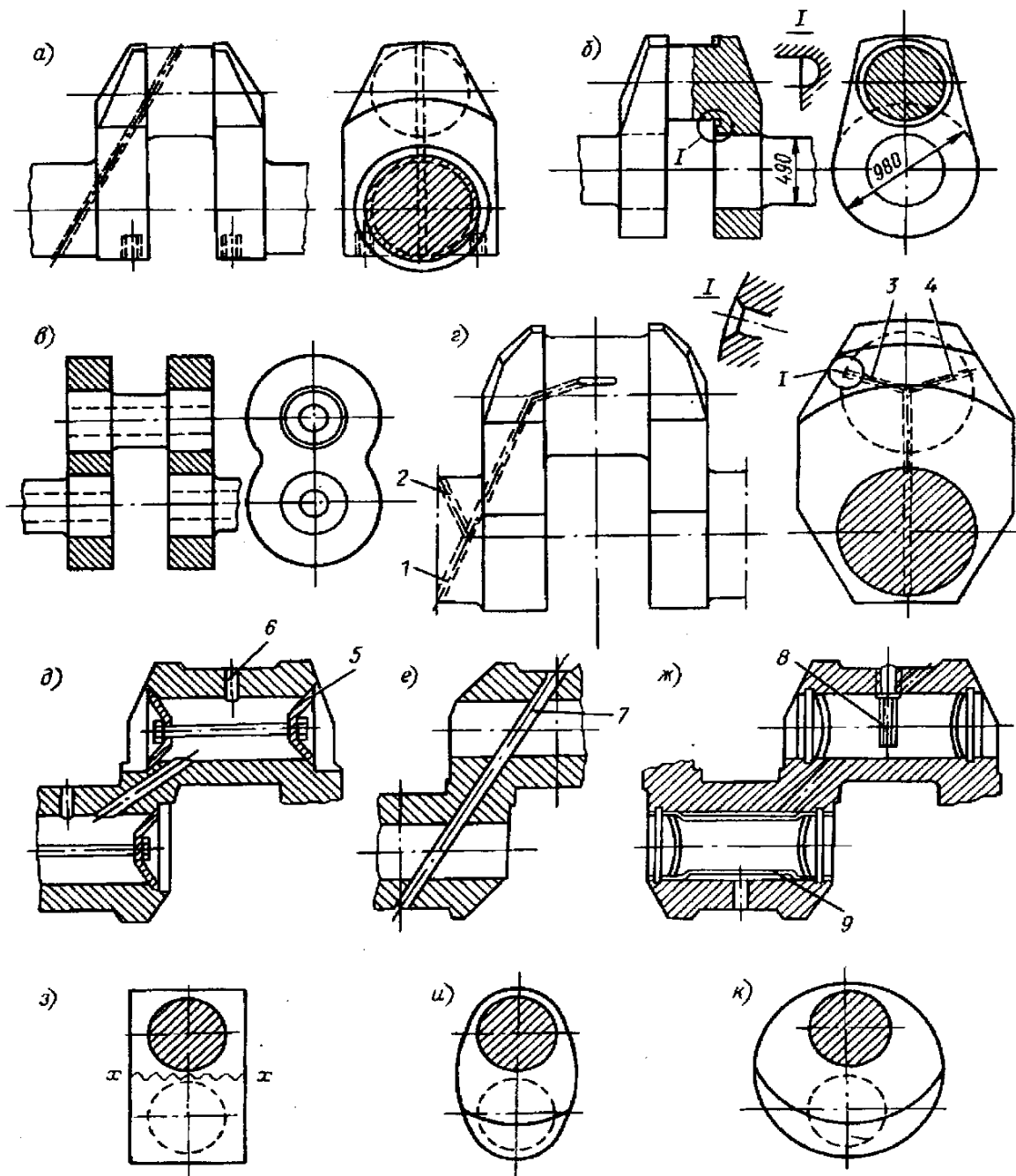


Рисунок 3.2 Кривошипи колінчастого валу

а) коліно вала цільної конструкції; б) напівскладене коліно; в) коліно складеної конструкції; г) 1,2 – канали рамової шийки, 3,4 – канали шатунної шийки; д) 5 – заглушка, 6 – канал; е) 7 – трубка латунна; ж) 8 – трубка сепараційна, 9 – витіснювач; з) щока прямокутної форми; и) щока овальної форми; к) щока круглої форми

Свердління в шийках можуть мати різне призначення: для зменшення маси вала (свердління в рамових і шатунних шийках); для зменшення відцентрових сил інерції невідновжених оберткових мас (свердління в шатунних шейках); для підведення змащення до кривошипних підшипників і контролю якості кування

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ

Лист

44

вала; для штучного зрівноважування (рис.1,а) без застосування противаг (свердління різного діаметра тільки в деяких шатунних шейках). У сучасних МОД свердління часто не роблять, тому що вони є концентраторами напружень і істотно знижують міцність вала.

Змащення шийок колінчатого вала - циркуляційна під тиском. Масло звичайно підводиться по окремих патрубках із загальної масляної магістралі до рамових підшипників, а потім по свердліннях у кривошипах надходить на змащення шатунних шийок. Надходженню масла до шатунних підшипників сприяє відцентрова сила маси масла. Якщо кривошипи свердління не мають, у рамові підшипники масло підводиться по окремих патрубках, а в шатунний - від крейцкопфних підшипників по свердлінню в шатуні.

У деяких ВОД внаслідок великих відцентрових сил навантаженою виявляється вся поверхня рамового підшипника. У цьому випадку масло підводять не через підшипники, а через торець колінчатого вала.

Для підведення масла від рамового в шатунний підшипник часто використовують косе свердління в кривошипі (рис.2,а); при цьому для безупинного надходження масла в кривошипний підшипник і далі по свердлінню в шатуні в поршневий підшипник в рамових і кривошипному підшипниках приходить робити небажані кільцеві канавки. Для усунення цього в рамовій шийці роблять два вхідних свердління 1 і 2 (рис.2,г), а в шатунній шийці - вихідні свердління 3 і 4.

При використанні при каналізації масла полегшуючих осьових свердлень у шейках (такі свердління роблять великого діаметра) їхні торці ущільнюють заглушками 5 (рис.2,д). Однак заглушки і великий обсяг масла в полегшуючих свердліннях збільшують обертові маси, а на заповнення великих об'ємів потрібен час. Для усунення цього недоліку в косих свердліннях кривошипа іноді завальцовують латунні трубки 7 (рис.2,е). Для прискорення подачі масла в пусковий період у ряді випадків в осьових свердліннях рамових (або рамових і шатунних) шийок установлюють витіснювачі 9 (рис.2,ж). У ВОД у радіальні

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

свердління шатунних шийок часто завальцовують короткі сепараційні трубки 8 (рис.2,ж), 6 (рис.2,д).

При обертанні вала механічні домішки відцентровою силою відкидаються до периферії і відкладаються на поверхні осьового свердління шийки, а в трубку надходить чисте масло (іноді для цього радіальне свердління в шийку розташовують у площині, перпендикулярній площині коліна вала).

Радіальні свердління в шийках прагнуть розташувати в області мінімальних тисків на шийку; у реверсивних дизелях передбачають звичайно два свердління в шатунній шийці.

Щоки кривошипа можуть мати різну конструктивну форму.

Прямокутні щоки (рис.2,з) прості у виготовленні; однак нераціональне використання матеріалу (небезпечним є перетин $x-x$, а ширина щоки однакова по всій довжині) збільшує неврівноважені обертові маси, відцентрові сили які додатково навантажують рамові підшипники. Для усунення цього недоліку і зменшення загальної маси вала кути щік часто зрізують (рис.2,а,б,г-ж).

Овальні щоки (рис.2,и) є найбільш раціональними у відношенні міцності, маси і рівномірного розподілу напружень, але складні у виготовленні.

Круглі щоки (рис.2,к) менш раціональні в порівнянні з овальними, але простіше у виготовленні.

Фігурні щоки (рис.2,б,в) застосовують у напівскладених і складених кривошипах. їхня форма обумовлена необхідністю створення «кільця» для надійного обтиснення шийок.

Для підвищення міцності втоми колінчатий вал ретельно обробляють і полірують напружені місця (особливо галтелі і виходи радіальних свердлінь у шийках), а галтелі сполучення шийок і щоків виконують, можливо, великими радіусами; радіальні свердління в кривошипній шийці розташовують не в площині кривошипа, а під кутом 90 чи 270°; застосовують «перекриття» рамових і кривошипної шийки, «поднутрення» галтелей у щоку (рис.2,б) чи в шийку; осьові свердління в кривошипних шийках розточують ексцентрично; внутрішні

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

порожнини шийок чавунних валів виконують бочкоподібної форми.

Противаги на колінчатому валу встановлюють для зрівноважування вільних сил інерції (неврівноважених заклинюванням кривошипів) і їхніх моментів деталей руху, розвантаження рамових підшипників (за рахунок зрівноважування відцентрових сил інерції неуврівноважених обертових мас) і зрівноважування внутрішніх моментів відцентрових сил, що виникають внаслідок пружності колінчатого вала і передаються через рамові підшипники на остов дизеля (у ВОД противаги крайнього кривошипа іноді виконують функції гасника крутильних коливань). До щік кривошипа противаги найчастіше кріплять болтами, для розвантаження яких від сили, що зрізує, застосовують замки різних типів чи шпонки (рис.3,а,б). Для МОД противаги часто відковують чи відливають заодно з щоками (рис.3,в). Для зменшення маси противаги їх центр ваги повинний бути розташований можливо далі від осі вала.

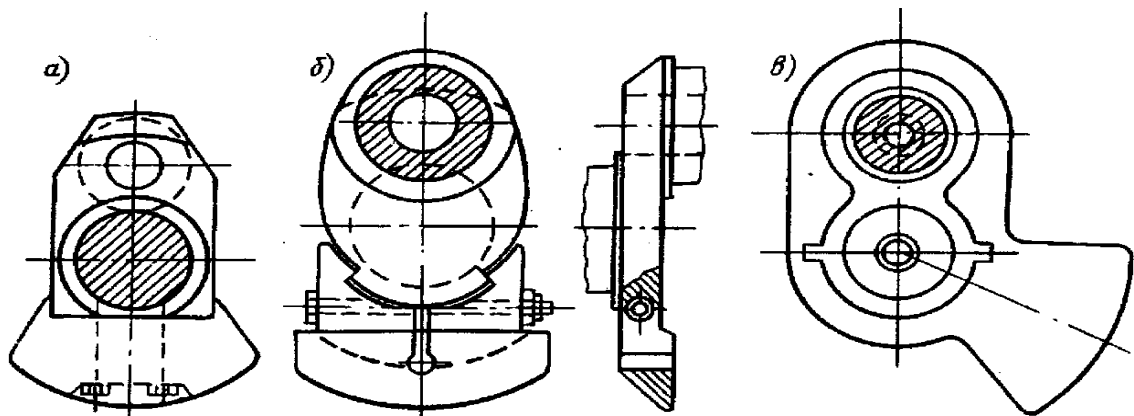


Рисунок 3. Противаги колінчастого вала
а, б)кріплення противаги болтами і замком; в) противага відлита заодно із щокою

Кінці колінчатого вала при виході з картера щоб уникнути витoku масла ущільнюють спеціальними масловідбійними гребнями в комбінації з лабіринтовим чи сальниковим ущільненням (повстяним, фетровим) чи передбачають маслозгонне різблення (при малих діаметрах вала в нереверсивних дизелях).

Вільний кінець вала звичайно використовують для монтажу шестерні 1 (рис.1,б), привода навішених на дизель насосів (масляного, водяного, паливопідкачуючого) і інших допоміжних механізмів.

При великих розмірах колінчатого вала і гребного гвинта значної величини можуть досягати осьові коливання вала. Для зниження амплітуди осьових коливань у ряді випадків на вільному кінці вала встановлюють демпфер осьових коливань. Для зменшення амплітуди крутильних коливань на вільному кінці вала (ділянці найбільших амплітуд коливань) у ВОД і СОД іноді встановлюють гасники крутильних коливань: антивібратори і демпфери.

Кінець вала з боку відбору потужності звичайно має фланець для з'єднання з упорним валом, маховиком або фланцем генератора і шестерню 8 (рис. 1, б) привода розподільного вала. Таке розміщення шестерні забезпечує правильну, спокійну і надійну роботу приводу розподілу внаслідок найменших амплітуд крутильних коливань на цій ділянці вала (поблизу вузла коливань) і постійних зазорів у приводі при тепловому подовженні колінчатого вала. Привід довгих розподільних валів іноді розташовують у середній частині колінчатого вала, що зменшує неточності розподілу від скручування розподільного вала.

3.2 Вдосконалення конструкції деталей з'єднання колінчастого валу з валом генератора.

В газовому двигун-генераторі ДвГА-500 використовується в якості приводного газовий двигун типу 6ГЧН25/34, а генератор електричний типу СГС-900. Особливістю якого є те, що він конструктивно виконаний однопідшипниковим, що не дає можливості застосувати пружну з'єднувальну муфту поміж двигуном і електрогенератором по причині відсутності підшипника із сторони двигуна. Тому в цьому двигун-генераторі з'єднання колінчастого валу із валом генератора виконано жорстким. При цьому випадку останній рамовий підшипник колінчастого валу (біля маховика) служить і підшипником генератора.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Застосування однопідшипникового генератора забезпечує більш високий його ККД на рівні 95%. Для забезпечення необхідного ступеня нерівномірності обертання роюра електрогенератора змінного струму поміж фланцями колінчастого валу та генератора встановлений маховик, який також використовується для контролю фаз газорозподілу і подачі палива паливним насосом високого тиску. Для забезпечення точної центровки валів двигуна і генератора – радіальне зміщення осей не більше 0,03мм – взаємне положення колінчастого валу, маховика і вала генератора повинно бути надійно зафіксовано. В такому разі забезпечується тривала і надійна робота підшипників двигуна і генератора. Забезпечується це тим, що після закінчення операції по центровці валів двигуна і генератора їх взаємне положення фіксується призонними болтами.

При загальній кількості болтів 10 штук в з'єднанні колінчастий вал – маховик - вал генератора 5 болтів виконані призонними Ø35 і п'ять звичайними діаметром Ø32, які вставляються у відповідні отвори з'єднання з гарантованим зазором. При складанні двигуна з генератором в заводських умовах проблем із установкою призонних болтів з натягом до 0,03мм не виникає. Призонні болти уставляються з вказаним натягом у відповідні отвори з'єднання після їх охолодження в рідкому азоті.

Термін експлуатації стаціонарного газового двигун-генератора складає 25...35 років, а тому протягом цього періоду виникає потреба в проведенні ремонтних робіт як двигуна, так і електрогенератора. Отже, виникає необхідність в розбиранні з'єднання з демонтажем призонних болтів, що незавжди є простою технологічною операцією по наступним причинам:

- наявність пошкодження посадочних поверхонь призонних болтів і отворів в колінчастому валі, маховику і валу генератора;
- відсутність будь-якої змазки на контактних поверхнях деталей з'єднання, що збільшує величину коефіцієнта тертя та приводить до задирів в початковий період рузу призонного болта;
- деформація посадочних поверхонь отворів і болтів;

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

- обмежений доступ до місця з'єднання ефективних пристроїв і інструмента для демонтажу призонних болтів.

Для забезпечення зручності і технологічності робіт по розбиранню з'єднання валів двигуна і генератора в кваліфікаційній роботі проопнується замість призонних болтів встановлювати втулки призонні, які у вільному стані заходять у відповідні отвори деталей з'єднання з мінімальним гарантованим зазором, а їх посадка з натягом 0,02...0,03мм забезпечується стяжними болтами, які деформують втулку в межах пружної деформації.

Як відомо із курсу дисципліни «Опір матеріалів», співвідношення поздовжньої та поперечної деформації болта характеризує коефіцієнт Пуасона $\mu = \Delta d / \Delta l$, де Δd – відносне зменшення діаметра болта, а Δl – відносне збільшення його довжини. У нашому випадку зменшення довжини втулки призонної відповідає збільшенню її діаметра під дією сили затяжки стяжного болта.

Проведені розрахунки підтвердили можливість застосування втулок призонних в парі із стяжними болтами. У випадку необхідності розбирання з'єднання двигун-генератор достатньо відкрутити болти стяжні і втулки призонні вільно вийдуть із відповідних отворів. У випадку пошкодження посадочної поверхні втулки її можна замінити на нову.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок францевого з'єднання колінчастий вал - маховик - вал електрогенератора на міцність

Вихідні дані

1. Номінальна потужність двигуна	$P =$	550	кВт
2. Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n =$	600	хв^{-1}
3. Число силових болтів в з'єднанні колінчастий вал - маховик - вал генератора	$i_c =$	4	
4. Число стяжних болтів із призонними втулками в з'єднанні колінчастий вал - маховик - вал	$i_{ct} =$	4	
5. Діаметр кола на якому розташовані силові, стяжні болти і втулки призонні в з'єднанні колінчастий вал - маховик - вал генератора	$D =$	308	мм
6. Діаметр посадочної поверхні втулки призонної	$d =$	35	мм
7. Діаметр отвору втулки призонної	$d_1 =$	25	мм
8. Діаметр місця установки втулки призонної	$d_2 =$	60	мм
9. Діаметр болта стяжного	$d_{ct} =$	24	мм
10. Діаметр болта силового	$d_c =$	35	мм
11. Товщина фланців колінчастого валу, вала електрогенератора та диска маховика	$\delta =$	50	мм
12. Натяг в з'єднанні втулка призона - фланець колінчастого валу - ступиця маховика - фланець вала електрогенератора	$N =$	30	мкМ
13. Довжина посадочної поверхні втулки призонної і болтів стяжного та силового	$l =$	150	мм
14. Коефіцієнт Пуасона для матеріалу колінчастого вала, маховика і вала генератора сталь - $\mu = 0,3$ [10]	$\mu =$	0,3	
15. Коефіцієнт тертя при посадках з натягом для матеріалу деталей зчеплення: сталь - сталь- 0,10...0,15; сталь-чавун - 0,10; сталь- бронза, латунь - 0,05.	$f =$	0,12	
16. Середнє арифметичне відхилення профіля мікронерівностей посадочної поверхні отвору	$R_{a1} =$	1,6	мкМ
17. Середнє арифметичне відхилення профіля мікронерівностей посадочної поверхні валу	$R_{a1} =$	1,6	мкМ

18. Модуль пружності для сталі - $2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$	$E_{\text{ст}} =$	210000	Н/мм^2
19. Границя текучесті матеріалу охоплюючої деталі - сталь 40 ГОСТ1050-84. [10]	$\sigma_{\text{Т1}} =$	600	Н/мм^2
20. Границя текучесті матеріалу втулки призонної, болта силового і болта стяжного - сталь 38ХНЗМА ГОСТ4347-84, [10]	$\sigma_{\text{Т2}} =$	1100	Н/мм^2
21. Додатковий зазор для полегшення складання, приймають 10мкм при $d = 30 \dots 80 \text{ мм}$ і 15мкм при $d = 80 \dots 180 \text{ мм}$	$z_{\text{ск}} =$	0,01	мм

Розрахунок

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n / 30$	$\omega =$	62,82	с^{-1}
2. Номінальний крутний момент двигуна $M_{\text{кр}} = P \cdot 10^3 / \omega$	$M_{\text{кр}} =$	8755	$\text{Н} \cdot \text{м}$
3. Коефіцієнт для втулки призонної $C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \mu$	$c_1 =$	2,8	
4. Коефіцієнт для місця установки втулки призонної $C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} - \mu$	$c_2 =$	1,73	
5. Тиск на поверхні контакту втулки призонної $p_m = N / d \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{C_1}{E_{\text{cm}}} + \frac{C_2}{E_{\text{cm}}} \right)$	$p_m =$	39,9	Н/мм^2
6. Максимальна сила запресовки $F = \pi \cdot d \cdot p_m \cdot l \cdot f$	$F =$	78867	Н
7. Максимальна сила затяжки болта силового $F_c = \pi \cdot d_c^2 \cdot 0,6 \cdot \sigma_{\text{Т2}} / 4$	$F_c =$	634673	Н
8. Момент тертя в з'єднанні фланця колінчастого валу, маховика і фланця генератора від затяжки болтів силових $M_T = i_c \cdot F_c \cdot D \cdot f / 2$	$M_T =$	46915	$\text{Н} \cdot \text{м}$
9. Сила, що діє на втулку призонну від крутного моменту двигуна $Q = 2M_{\text{кр}} \cdot 1000 / D \cdot i_{\text{СТ}}$	$Q =$	14213	Н
10. Питомий тиск на втулку призонну від крутного моменту двигуна $q = Q / (d \cdot \delta)$	$q =$	8,1	Н/мм^2

11. Напруження зрізу у втулці призонній від крутного моменту двигуна

$$\tau = 4Q/\pi(d^2 - d_1^2)$$

$$\tau = 30,2 \text{ Н/мм}^2$$

12. Сила затяжки стяжного болта втулки

$$F_{\text{зат.}} = 0,8\sigma_{\text{т2}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ст}}^2 / 4$$

$$F_{\text{зат.}} = 397900,8 \text{ Н}$$

13. Напруження стискання у втулці призонній від сили затяжки стяжного болта

$$\sigma_{\text{ст}} = 4F_{\text{зат.}}/\pi(d^2 - d_1^2)$$

$$\sigma_{\text{ст}} = 845 \text{ Н/мм}^2$$

14. Величина поздовжньої деформації втулки

$$\Delta l = (\sigma_{\text{ст}}/E_{\text{ст}}) \cdot l$$

$$\Delta l = 0,60 \text{ мм}$$

15. Величина поперечної деформації втулки

$$\Delta d = (\Delta l/l) \cdot \mu \cdot d$$

$$\Delta d = 0,042 \text{ мм}$$

15. Величина натягу при посадці втулки

$$\Delta d_{\text{Н}} = \Delta d - z_{\text{СК}}$$

$$\Delta d_{\text{Н}} = 0,032 \text{ мм}$$

Висновки

По результатам проведеного розрахунку встановлено:

1. Момент тертя у фланцевому з'єднанні від затяжки силових болтів $M_{\text{Т}} = 46915 \text{ Нм}$ значно перевищує номінальний крутний момент двигуна $M_{\text{кр}} = 8755 \text{ Нм}$;

2. Питомий тиск $q = 8,1 \text{ Н/мм}^2$ і напруження зрізу $\tau = 30,2 \text{ Н/мм}^2$ у втулці призонній значно менші за допустимі $[q] = 80 \text{ Н/мм}^2$, $[\tau] = 100 \text{ Н/мм}^2$ [10]

3. Прийняті розміри втулки призонної та стяжного болта забезпечують натяг при її затяжці 0,03мм.

4.ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Техніка безпеки і охорона праці при роботі з судновими дизельними установками:

1) головні та допоміжні двигуни внутрішнього згоряння (далі - двигуни внутрішнього згоряння) повинні експлуатуватися у повній відповідності до вимог інструкцій заводу-виробника, правил технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння та Правил Морського Регістру;

2) технічне обслуговування і ремонт двигуна внутрішнього згоряння повинні проводитися під безпосереднім керівництвом відповідальної особи;

3) особовий склад команди судна, який обслуговує двигун, доповідає про явні і приховані пошкодження, дефекти, ненормальні умови експлуатації двигуна вахтовому машиністу, який, в свою чергу, вживаючи оперативних заходів щодо їх усунення, інформує головного механіка про поточну ситуацію і свої дії щодо усунення виявлених недоліків, головний інженер інформує капітана судна про технічний стан двигуна;

4) технічне обслуговування і ремонт двигуна внутрішнього згоряння повинні проводитися відповідно до вимог інструкції заводу-виробника або технологічної карти, розробленої роботодавцем (судновласником);

5) після зупинки двигуна внутрішнього згоряння люки картера повинні відкриватися з періодичністю, зазначеною в інструкції виробника. На люках картера повинен бути напис «Відкрити через 15 - 20 хвилин після зупинки двигуна!».

Після відкриття картера ДВЗ його необхідно провітрити. При цьому забороняється працювати з відкритим полум'ям (різання, зварювання);

6) під час проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту двигуна внутрішнього згоряння повинен бути задіяний пристрій для повороту колінчастого валу. При цьому на пультах управління (ЦП, місцевий) повинні бути вивішені відповідні попереджувальні знаки. Також необхідно надійно

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заблокувати клапани подачі повітря, палива, мастила, систем охолодження. Вентилі при цьому мають бути позначені написами «Не відкривати! Працюють люди!», клапани індикаторні при цьому повинні бути відкритими;

7) на суднах з двовальною силовою установкою (далі - силова установка) роботи на непрацюючому двигуні дозволено проводити тільки після надійного закріплення гальма на валопроводі;

8) на суднах з силовою установкою, яка працює через гідромуфту до загального гребного валу від двох двигунів внутрішнього згоряння, дизельний двигун, на якому буде проводитися робота, повинен бути від'єднаний від гідромуфти і повинен бути включений стопорний пристрій механізму;

9) при демонтажі (монтажі) кришок циліндрів, деталей циліндро-поршневої групи, форсунок, запобіжних пускових клапанів, шатунних, рамових, траверсних підшипників повинні застосовуватися штатні знімні пристрої та засоби механізації (таль ручна чи електрична);

10) Після демонтажу кришок циліндрів отвори втулок циліндрів повинні бути закриті дерев'яними кришками;

11) При роботі з балоном великих розмірів необхідно за допомогою спеціальної драбини провести виміри балона і очистити випускні (продувні) вікна. Сходи драбини мають бути виготовлені з брусків профільної прямокутної труби, поставлених на ребро;

12) при виконанні робіт в продувних і витяжних приймачах з очищення продувних і витяжних вікон забороняється засовувати в них руки і інструменти при роботі СПМ;

13) дизельні форсунки опресовуються на спеціальному стенді в окремому обладнаному для цього приміщенні;

14) при «провертанні» двигуна на повітрі і паливі суворо забороняється перебувати в зоні індикаторних клапанів;

15) Для усунення витоків у системах мастила, палива та вихлопних газів необхідно негайно вжити відповідних заходів;

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

16) Підтягувати різьбові з'єднання на деталях під час роботи дизеля категорично забороняється;

17) Необхідно постійно стежити за станом захисних кожухів паливопроводів високого тиску. При цьому категорично забороняється торкатися руками пошкоджених ділянок паливопроводів для виявлення їх стану;

18) Експлуатація дизельного двигуна з несправними контрольно-вимірювальними приладами не допускається.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

Боротьба із забрудненням навколишнього середовища працюючими дизелями здійснюється в основному в плані заходів по зменшенню задимлення установок з ДВЗ. Розроблені методи оцінки можливого забруднення атмосфери ще на стадії їх проектування, приймаються необхідні захисні методи. Одночасно із усуненням причин утворення іскор розробляються способи для вловлювання іскор із відпрацьованих газів, щоб не допустити їх попадання в атмосферу.

Одним із заходів протипожежної профілактики у відношенні транспортних та стаціонарних установок з ДВЗ являється обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками. На суднах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті вантажі, а також на буксирах, які обслуговують вказані судна та суднах – рятувальниках установка іскрогасників сухого та мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах є обов'язковим. Встановлюються іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту, який направлений на попередження виникнення пожеж. При транспортуванні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників диктується санітарно – гігієнічними вимогами.

Іскрогасники, які використовуються в теперішній час при експлуатації транспортних установок можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери шкідливими викидами карбюраторних ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, застосування газового палива замість рідкого. Для дизелів є ефективним способом застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які працюють у змінних швидкісних режимах.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

До числа заходів експлуатаційного характера, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести наступні:

- підтримання двигуна в справному технічному стані;
- введення обов'язкової періодичної діагностики;
- систематичне регулювання пристроїв, що забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних двигунах;
- перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання. Для дизелів велике значення має правильна установка та забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання параметрів роботи форсунок і паливних насосів високого тиску.

Зменшення токсичності відпрацьованих газів здійснюється також за рахунок зміни складу палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які заміняють ТЕС (тетроетилсвинець).

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему ” Вдосконалення конструкції з’єднання колінчастого валу з маховиком і валом електрогенератора для стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип 6ГЧН25/34” представлена розрахунковими і пояснювальними матеріалами, кресленнями по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальною розробкою покращеної конструкції з’єднання колінчастого валу з маховиком і валом електрогенератора, яке відрізняється від серійної тим, що воно значно спрощує складання, а особливо, його розбирання на місці експлуатації.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 550 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на об’єктах, де не допускається навіть короткотермінова відсутність електричної та теплової енергії. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі Додатку А графічної частини роботи, а опис його конструкції виконаний в загальному розділі пояснювальної записки.

У конструкторському розділі бакалаврської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 550 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу, теплового балансу, по результатам яких побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Г графічної частини кваліфікаційної роботи.

Основну увагу в роботі приділено розрахунку і розробці конструкції з’єднання колінчастий вал – маховик - генератор. В пояснювальній записці приведений детальний опис конструкції елементів вказаного з’єднання, та його розрахунок на міцність. В графічній частині роботи (Додатки Б,В,Г,Д) розроблено складальні креслення двигуна, з’єднання колінчастий вал-маховик-генератор та робочі креслення деталей з’єднання.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 є поршневим двигуном циклічної дії, робота якого супроводжується шумом і вібрацією, а також викидом шкідливих випускних газів в навколишнє середовище. Тому в бакалаврській роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Д.Н. Решетов. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение. 1989.-496 с.
11. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.44.25.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61