

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: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 176 кВт з розробкою конструкції колінчатого валу та засобів його ремонту. Прототип 8 ЧН 13/14».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

Бойко
(підпис)

Бойко О.Б.

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Познанський
(підпис)

Познанський А.С.

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Бойкові Олегові Борисовичу

1. Тема роботи: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 176 кВт з розробкою конструкції колінчатого валу та засобів його ремонту. Прототип 8 ЧН 13/14».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № .

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8 ЧН 13/14 потужністю 176 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна 8 ЧН 13/14. 2. Діаграми динаміки. 3. Системи двигуна. 4. Ремонт колінчастого валу двигуна.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

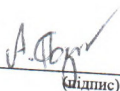
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Пр
1	Вступ.		
2	Загальний розділ.	24.02.2025	
3	Конструкторський розділ.	10.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	31.03.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	14.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи.	28.04.2025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

Студент


(підпис)

Бойко О.Б.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 4-тактного дизельного двигуна 8 ЧН 13/14 потужністю 176 кВт при обертах колінчатого валу – 2100 хв^{-1} . За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту виконано розробку конструкції колінчастого валу. Розроблено технологічний процес ремонту колінчастого валу.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 76 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, система керування, пусковий клапан, вібрація, шум.

ABSTRACT

In the work, the calculation of the working cycle of a 4-stroke 8-cylinder diesel engine with supercharging 13/14 with a capacity of 176 kW at a crankshaft speed of 2100 rpm was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the working cycle were obtained and an indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. A dynamic calculation of the engine was performed and dynamics diagrams were constructed.

In the design section of the diploma project, the design of the crankshaft was developed. The technological process for repairing the crankshaft was developed.

The paper examines the basic requirements for engine operation, develops occupational safety measures, and considers environmental protection issues.

The thesis is written in Ukrainian on 76 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, duty cycle, control system, starting valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Опис конструкції двигуна 8 ЧН 13/14	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	15
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	25
2.3 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна й прототипу	27
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	28
2.5 Розробка конструкції колінчастого валу	38
2.6 Розробка технологічного процесу ремонту колінчастого валу	48
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	59
3.1 Розробка заходів з охорони праці	59
3.2 Охорона навколишнього середовища	63
ВИСНОВКИ	69
ЛІТЕРАТУРА	70
ДОДАТКИ	71
1. Поперечний переріз двигуна 8 ЧН 13/14 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Системи двигуна Ф-А1	
4. Ремонт колінчастого валу двигуна Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.25.03. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Бойко О.Б.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірів		Познанський А.С.					Аркушів
							4
Н. контр.		Познанський А.С.				44-ЕМ-23	
Затвердив		Нестеренко В.В.					

ВСТУП

Одним з найрозповсюдженіших теплових двигунів є – двигун внутрішнього згоряння, існують два його типи: у виді бензинового ДВЗ і дизеля. Бензиновий ДВЗ працює на рідкому паливі (бензині, дизельному паливі, гасі і т. п.) або на горючому газі (який утримується у сталених балонах). Сьогодні проектується ДВЗ, у яких в ролі палива буде використовуватись водень. Основна частина ДВЗ – один або декілька циліндрів у яких згоряє паливо. Звідси і назва Двигун Внутрішнього Згоряння. У циліндрі рухається поршень – металевий, на який надіті пружинні кільця, які не пропускають гази, які виникли при згорянні палива. Поршень містить маличний стержень – палець, з'єднує поршень з шатуном. Останній передає рух поршня до колінчатого валу. Верхня частина з'єднана з двома клапанами. Через один з клапанів впускний подається горюча суміш, через інший – випускний – виводяться продукти згоряння. І тут установлюється свічка запалення – пристосування для запалення горючої суміші за допомогою електричної іскри. У 1862 р. французький винахідник Бо де Роша запропонував використовувати у двигуні внутрішнього згоряння чотиритактний цикл. Ця ідея була використана німецьким винахідником Н. Отто, який збудував у 1878 р. перший чотиритактний двигун внутрішнього згоряння. ККД такого двигуна досягало до 22%, що на той час було дуже великим.

Дизель – інший тип ДВЗ. Спалах у циліндрі виникає при впорскуванні палива в повітря, до того стисненим поршнем і тому нагрітий до високої температури. це основна різниця дизеля від звичайного бензинового двигуна внутрішнього згоряння. Перший дизельний двигун був збудований у 1897 році німецьким вченим Рудольфом Дизелем (1858-1913), за ім'ям якого і називається.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидке розповсюдження ДВЗ у промисловості, на транспорті, у сільському господарстві було обумовлене рядом їх корисних особливостей: порівняно невелика початкова ціна, компактність і мала вага ДВЗ дозволили широко застосовувати їх на силових установках, знаходячи велике пристосування на у моторному відділенні. До корисних особливостей ДВС також можна віднести, що вони можуть бути з'єднані з будь-яким користувачем енергії. Це пояснює широкі можливості які отримали при зміні потужності і крутного моменту на цих двигунах. Двигуни успішно використовують на автомобілях, тракторах, сільськогосподарських машинах, тепловозах, судах електростанціях і т. д., ДВЗ відрізняється гарною пристосованістю до користувача [1].

У даному дипломному проекті розглянуті питання ефективності технічної експлуатації автомобільного двигуна внутрішнього згорання 8 ЧН 13/14.

Основні технічні характеристики даного двигуна: номінальна тривала потужність 176 кВт при частоті обертання колінчастого валу 2100 хв⁻¹.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизель 8ЧН13/14 зазвичай застосовується у якості двигуна вантажівки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	130/140
Тип двигуна	4-х тактний
Розміщення циліндрів	V8
Робочий об'єм двигуна, л	14,86
Впорскування палива	Безпосереднє
Охолодження	Рідинне
Потужність, кВт	176
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	2100
Мінімальна питома витрата палива, г/кВт·год	194
Габаритні розміри, мм (довжина/ширина/висота)	1425/1045/1100
Маса, кг	1635
ПНВТ	175.1111005-40

Тип дизеля – чотирьохтактний, високообертовий, 8-и циліндровий, V-подібний, з прямим уприскуванням палива.

1.2. Опис конструкції двигуна 8ЧН13/14

Блок циліндрів відлитий з низьковуглецевого сірого чавуну. Служить основою для монтажу всіх деталей і вузлів двигуна. Блок V - подібний з кутом розвалу 90°. Правий ряд циліндрів зміщений щодо лівого вперед на 35

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7

мм, що обумовлено установкою на кожну шатунну шийку колінчастого валу двох шатунів. Кожне циліндрове гніздо має два співвісних циліндричних отвори, виконаних у верхній і нижній плитах блоку, за якими центрується гільза циліндра, в верхньої плиті є кільцева проточка під бурт гільзи.

У розвалі блоку є чотири опорні майданчики з кріпильними отворами для установки паливного насоса високого тиску. На передньому торці блоку знаходиться гніздо для підшипників приводу паливного насоса. У припливах (бобишках) на стінках блоку є складна система масляних каналів, для підведення мастила до підшипників розподільного і колінчастого валів, а так само до масляного фільтру і рідинно-масляного теплообмінника. Стінки водяної сорочки утворюють замкнутий силовий пояс навколо кожного циліндрового гнізда і разом з додатковими ребрами пов'язують верхню і нижню плити циліндричної частини блоку, забезпечуючи конструкції необхідну жорсткість. У картерних поперечних стінках блоку розташовано п'ять гнізд з вкладишами під корінні шийки колінчастого валу і п'ять розточок з бронзовими втулками, в яких обертається розподільний вал. Кришки корінних опор кріпляться до блоку двома вертикальними і двома горизонтальними болтами. Завдяки чому досягається висока жорсткість блоку в зоні колінчастого валу. Обробка гнізд під колінчастий вал виробляється в зборі з кришками, тому кришки корінних опор не взаємозамінні. Блоки 8-и циліндрових двигунів, як і блоки шестициліндрових двигунів, між собою мають однакову конструкцію і невзаємозамінні між собою тільки по причини відмінності кріплення до них індивідуальних або блокових головок циліндрів (описаних нижче).

Головка циліндрів виготовлена з низьколегованого сірого чавуну. Кріплення здійснюється гайками, які наворачтаються на шпильки, вкручені в блок циліндрів. Шпильки виготовлені з хромонікелевої сталі і термічно оброблені. Для забезпечення відводу тепла головка циліндрів має порожнину рідинного охолодження, що сполучається з порожниною блоку.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення підведення палива до форсунки в бічній поверхні головки є отвори під трубки. У голівці циліндрів розміщені клапани з пружинами, коромисла клапанів, стійки коромисел і форсунки. Під клапани газорозподілу в головку з натягом встановлені сідла і направляючі втулки клапанів. Сідла впускних клапанів виготовлені із спеціального чавуну, а сідла випускних - зі спеціального жаротривкого сплаву. Сідла і металокерамічні напрямні втулки клапанів остаточно обробляються після їх запресовування в головку. Встановлені на двигуни головки циліндрів можуть бути індивідуальні або блокові:

1. Індивідуальна головка встановлюється на кожен циліндр і кріпиться до блоку шістьма шпильками, що мають довжину 209 мм і 248 мм. У головку запресований чавунний стакан форсунки. Стакан у верхній частині ущільнений гумовим кільцем. Привалочна до блоку циліндрів поверхня в зоні ущільнення гільз циліндрів має три кільцеві проточки. Ущільнення стику головки циліндрів, блоку і гільзи здійснюється прокладкою, яка складається з металевої прокладки, ущільнюючої газовий стик, і гумової прокладки, ущільнюючої отвори проходу штанг, масла і охолоджуючої рідини. Металева і гумова прокладка встановлюються на штифти блоку. Металева прокладка випускається чотирьох розмірів по товщині (1,1 мм; 1,3 мм; 1,5 мм; 1,7 мм) і підбирається під час складання двигуна індивідуально з метою досягнення оптимального надпоршневого зазору в кожному циліндрі. У запасні частини поставляється прокладка товщиною 1,7 мм.

2 Блокові головки циліндрів, на чотири (три) циліндра кожна, встановлюються на деяких комплектаціях двигунів. Привалочна до блоку циліндрів поверхня головки має в зоні ущільнення гільз циліндрів кільцеві проточки.

Шатун (рис. 1.1) - сталевий, двотаврового перетину, з косим роз'ємом нижньої головки, зі скосами на верхній голівці, без масляного каналу в стрижні. Шатун остаточно обробляється в зборі з кришкою, тому кришки

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

шатунів невзаємозамінні. На кришці і шатуні з боку короткого болта вибитий порядковий номер циліндра. На стику з боку довгого болта вибиті мітки спаренності у вигляді числа, однакового для шатуна і кришки. У нижню головку шатуна встановлюються змінні вкладиші, а у верхню - запресована сталевбронзова втулка 7511.1004052-21 з діаметром отвору під поршневий палець 52 мм. Втулка обробляється після запресовування в шатун. На двигуни встановлюються шатуни 7511.1004045-02 (Маркування на стрижні 7511.1004045).

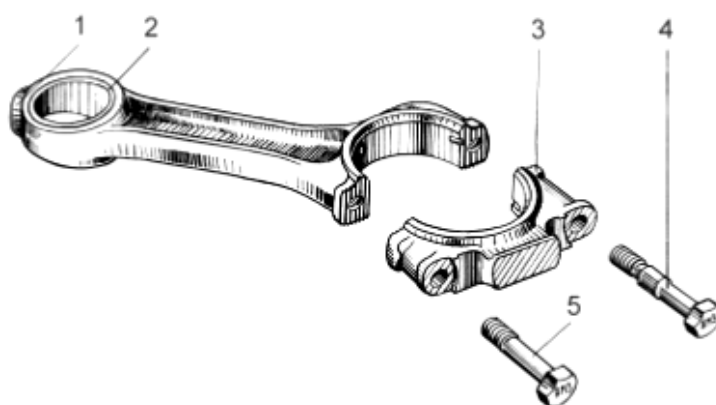


Рис. 1.1 – Шатун: 1 – шатун; 2 – втулка верхньої головки; 3 – кришка; 4 – довгий болт кришки; 5 – короткий болт кришки

Поршні (рис. 1.2) відлиті з високкремнієвого алюмінієвого сплаву. Поршень може мати нірезістову вставку під верхнє компресійне кільце. На поршні розташовані три компресійних кільця і одне маслз'ємне кільце з розширювачем. Зовнішня поверхня верхнього компресійного кільця і робочі пояски маслз'ємного кільця покриті шаром пористого хрому. У голівці поршня розташована камера згоряння. Поршень з шатуном з'єднуються пальцем плаваючого типу, осьове переміщення якого в поршні обмежується стопорними кільцями. Для забезпечення точної посадки поршні і гільзи циліндрів розбиваються на три розмірні групи, що позначаються клеймами на днищах поршнів і на верхніх торцях гільз.

При складанні поршень і гільза повинні підбиратися з одних розмірних груп.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

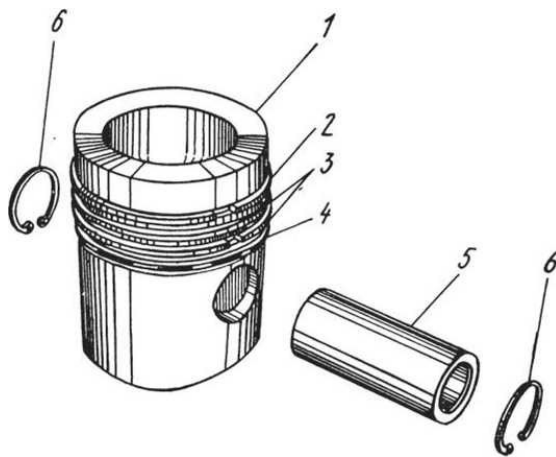


Рис. 1.2 – Поршнева група: 1 – поршень; 2 – верхнє компресійний кільце; 3 – компресійні кільця; 4 – маслоз'ємне кільце; 5 – поршневий палець; 6 – стопорне кільце

Вкладиші корінних підшипників колінчастого валу і нижньої головки шатуна (рис. 1.3) – змінні тонкостінні. Верхній і нижній вкладиші корінного підшипника колінчастого валу не взаємозамінні. У верхньому є отвір для підведення масла і канавки для його розподілу. Обидва вкладиша нижньої головки шатуна взаємозамінні.

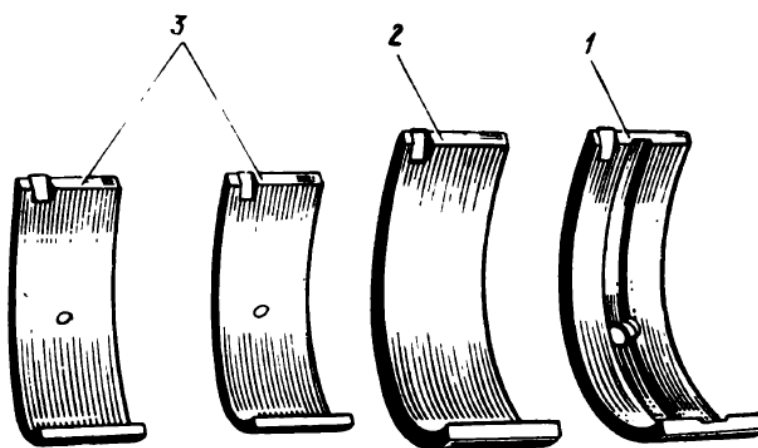


Рис. 1.3 – Вкладиші підшипників колінчастого валу:

1 – верхній вкладиш корінного підшипника; 2 – нижній вкладиш корінного підшипника;
3 – вкладиш нижньої головки шатуна

Для можливості ремонту колінчастого валу передбачені шість ремонтних розмірів вкладишів. Клеймо позначення вкладиша і діаметра шийки колінчастого валу наноситься на тильну сторону вкладиша недалеко від стику.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

Механізм газорозподілу - верхньоклапанний з нижнім розташуванням розподільного валу (рис. 1.4).

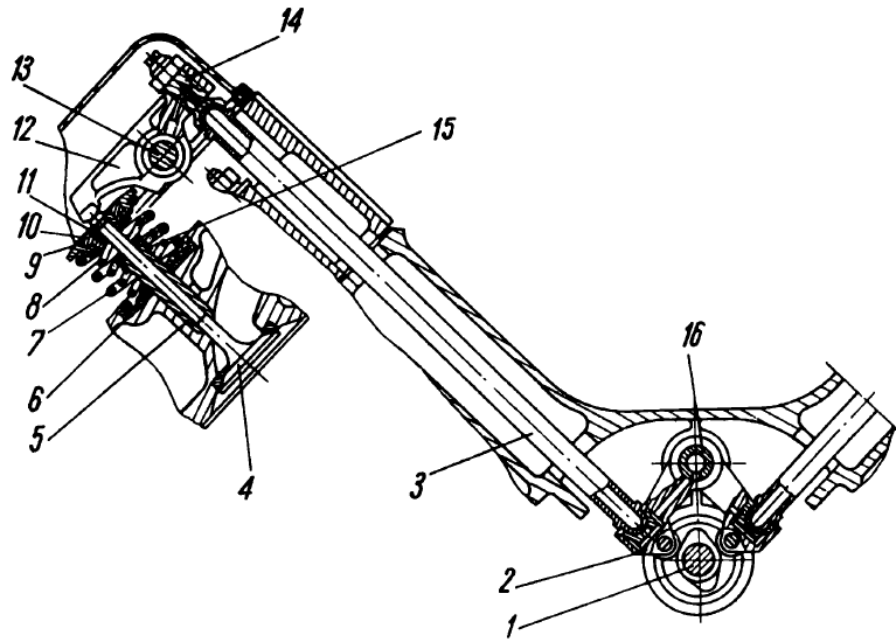


Рис. 1.4 – Механізм газорозподілу: 1 – розподільний вал; 2 – штовхач; 3 – штанга штовхача; 4 – клапан; 5 – напрямна втулка; 6 – шайба пружин клапана; 7 – зовнішня пружина; 8 – внутрішня пружина; 9 – тарілка пружин клапана; 10 – втулка тарілки пружин клапана; 11 – сухар; 12 – коромисло; 13 – вісь коромисел; 14 – регулювальний гвинт; 15 – прокладка манжета; 16 – вісь штовхачів

Розподільний вал розташований між блоками і обслуговує обидва ряди циліндрів. Обертання розподільного валу передається від переднього кінця колінчастого валу парою косозубих шестерень. При складанні двигуна шестерні встановлюються по мітках.

Поздовжнє зміщення розподільного валу обмежується упорним фланцем, встановленим між шестернею і передньої шийкою валу. Фланець болтами кріпиться до переднього торця блоку циліндрів.

Привід клапанів здійснюється через роликові штовхачі 2, трубчасті штанги 3 і коромисла 12 з регулювальними гвинтами 14 для установки теплового зазору. Рух від розподільного валу 1 до штовхача 2 передається через ролик, встановлений на голчастих підшипниках. Підшипниками штовхачів служать бронзові втулки.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		12

З метою підвищення працездатності в штовхач запресована розжарена п'ята з високоякісної сталі, яка служить упорним підшипником для штанг.

Коромисла клапанів встановлюються на індивідуальні осі, які кріпляться до голівки циліндрів болтами.

Кожен циліндр має один випускний і один впускний клапани, які виготовлені з жароміцної сталі і переміщаються в напрямних втулках 5. На направляючу втулку впускного клапана встановлюється ущільнювальна гумова манжета. На кожен клапан ставиться по дві циліндричні пружини: одна з правим, інша - з лівим напрямком навивки.

Для кріплення пружин застосований спеціальний замок, який сприяє обертанню клапанів при роботі двигуна, що підвищує працездатність клапана.

Паливна система. Паливна апаратура двигуна – розділеного типу. Вона складається з паливного насоса високого тиску з всережимним регулятором частоти обертання і вбудованим коректором для коригування подачі палива, паливopідкачуючим насосом, форсунок, фільтрів грубого і тонкого очищення палива, паливopроводів низького і високого тиску.

З бака через фільтр грубої очистки паливо засмоктується паливopідкачуючим насосом і подається у фільтр тонкого очищення і далі до паливного насоса високого тиску. Паливний насос у відповідності з порядком роботи циліндрів по-дає паливо по паливopроводів високого тиску до форсунок, які розпилюють його в циліндрах двигуна. Через пропускний клапан в паливному насосі і жиклер у фільтрі тонкого очищення надлишки палива, а разом з ними і повітря, що потрапило в систему відводяться по паливopроводу в паливний бак. Паливний насос високого тиску розташований в розвалі двигуна між рядами циліндрів і має шестерний привід. Паливний насос високого тиску - восьмисекційні, по числу циліндрів двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система змащення двигуна – змішана, з «мокрим» картером. Масляний насос продуктивністю 140 л/хв через всмоктувальну трубу з заборником засмоктує масло з картера і подає його в систему через після-послідовно включений рідинно-масляний теплообмінник.

У корпусі теплообмінника (пластинчастого) встановлений перепускний клапан. Коли різниця тисків до і після теплообмінника досягає 274 ± 40 кПа ($2,8 \pm 0,40$ кгс/см²), клапан відкривається і частина масла подається безпосередньо в масляну магістраль. З рідинно-масляного теплообмінника масло надходить у канали блоку через диференційний клапан, призначений для підтримки постійного тиску в системі. При підвищенні тиску понад 520 кПа ($5,2$ кгс/см²) частину масла зливається в картер.

Система охолодження двигуна – рідинна, циркуляційна, що включає в себе водяний насос, рідинно-масляний теплообмінник, вентилятор, термостати. Крім того, система охолодження включає водяний радіатор, дистанційний термометр, що встановлюються на автомобілі.

Під час роботи двигуна циркуляція охолоджуючої рідини в системі охолодження створюється відцентровим насосом. Для того щоб охолоджуюча рідина проходила через рідинно-масляний теплообмінник, в передню кришку шестерень розподілу запресована заглушка.

Далі охолоджуюча рідина з водяних порожнин циліндрів по напрямних каналах надходить в головки циліндрів до найбільш нагрітих поверхонь - випускним каналах і склянок форсунок і потім збирається в водозбірних трубах.

Система повітропостачання складається з фільтра повітряного сухого, впускного колектору, каналів у голівці блоку, впускних клапанів.

Система випуску складається з клапанів випускних у голівці блоку циліндрів, випускного колектору, резонатора та глушника.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [2].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [6, 10].

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря [7].

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

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр [10].

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [5].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження [8].

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому [6].

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні [4].

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *Mathcad*.

Дійсне значення ступеня стиснення

Величина дійсного ступеня стиснення має вплив на параметри циклу і показники двигуна. Прагнення зменшити максимальний тиск в циклі й тим самим збільшити ресурси двигуна примушує зменшувати величину ступеня стиснення в порівнянні з найвигіднішою з погляду паливної економічності. Для двигуна, що розраховується, приймаємо ступінь стиснення $\epsilon = 16,0$.

Коефіцієнт надлишку повітря при горінні палива α .

Зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря при горінні палива, збільшується індикаторний ККД, але зменшується середній індикаторний тиск, а також знижується температура газів. Чисельне значення α приймається залежно від способу сумішоутворення. Приймаємо величину коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 2,3$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина коефіцієнту залишкових газів залежить від тактності і оборотності двигуна, типу системи газообміну і її конструктивного виконання, розмірів циліндра, ступеня стиснення. Приймаємо $\gamma_r = 0,06$.

Температура повітря у колекторі наддуву T_k

Величина температури у наддувочному колекторі не повинна бути нижча за температури точки роси, яка залежить від тиску наддувочного повітря, температури навколишнього середовища і відносній вологості оточуючого повітря. У першому наближенні можна прийняти $T_k = 320\text{K}$.

Коефіцієнт наповнення циліндру

У першому наближенні для чотиритактних ДВЗ $\eta_n = 0,85$.

Підігрів повітря від стінки циліндру

Згідно дослідним даним для ДВЗ з наддувом $\Delta T_a = 5\text{K}$

Коефіцієнт зниження тиску при вході в циліндр.

Для чотиритактних ДВЗ

Показник політропи стиснення. В першому наближенні $n_1 = 1,35$.

Коефіцієнт використання теплоти у кінці процесу згорання, точка “z”. Приймаємо $\xi_z = 0,94$.

Коефіцієнт використання теплоти у кінці процесу розширення, точка “b”. Приймаємо $\xi_b = 0,96$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі. Приймаємо $\lambda = 1,15$.

Максимальна температура при згорянні палива

В першому наближенні $T_z = 2000\text{K}$.

Показник політропи розширення

В першому наближенні $n_2 = 1,25$.

Температура залишкових газів T_g . Приймаємо температуру $T_g = 850\text{K}$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми

Приймаємо величину коефіцієнт $\varphi_{окр} = 0,98$.

Механічний ККД двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо величину $\eta_m = 0,92$.

Коефіцієнт тактності z . Для чотиритактного двигуна $z = 0,5$.

Розрахунок процесу наповнення циліндру (табл. 2.1)

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури в кінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку процесу наповнення циліндру

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}$	0,1431
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a p_k$	0,1402
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	359,4
Коефіцієнт наповнення циліндру η_n	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_s)$	0,8735

Розрахунок процесу стиснення (табл. 2.2)

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що процес проходить по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,283
$b_c, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,00252
Середні показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцеве значення n_1 приймається останнє значення.	Див. п. 5.1.1 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1$	1,368 1,3682 1,3675
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \varepsilon^{n_1}$	6,2157
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$	969

Розрахунок процесу згоряння (табл. 2.3)

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згорання є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємностей, нижній теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку процесу згоряння

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Теоретично не обхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,4978
Дійсна кількість повітря необхідна для згоряння 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,145
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,02688
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0269
Частка палива, спалена до точки z, X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,9684
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z, β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,026
Постійна палива k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,0655
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z: a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a'_r + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a'_l}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$ $\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]b''_r + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'_l}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,7882 0,003
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b: a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a''_v + [(1+\gamma_r)(\alpha - \gamma_r)]a''_l}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r]b''_v + [(1+\gamma_r)(\alpha - \gamma_r)]b''_l}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,804 0,003
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O - S)]$	42716,6
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q'_H , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) [\beta_z (a_{vz} + b_z T_0)]$	43418

Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z(1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q_H'}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \right.$ $\left. + (1 + \gamma_r) 8,314 \lambda] \right\}$ b_z $8,314 + a_{vz}$	67279 0,00298 28,066
Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом послідовних наближень): І наближення ІІ наближення ІІІ наближення Через те, що різниця значень показників T_z в ІІІ та ІІ не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	$\frac{C}{A + B T_z}$ $- \square \square -$	1836 1862 1840
Максимальний тиск в циліндрі P_z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	8,08

Розрахунок процесу розширення (табл. 2.4)

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання. Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня подальшого розширення, параметрів в кінці процесу і середнього показника політропи розширення.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Ступень попереднього розширення, ρ	$\frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,4984
Ступень подальшого розширення,	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	10,6778

δ		
Постійні рівняння для находження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D C	$\frac{Q'_n(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta}$ $\frac{\beta_z}{\beta}(a_{vz} + b_{vz}T_z)T_z$	1044,562 50781
Середній розрахунковий показник політропи розширення, n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,264
Температура газу у кінці розширення T_b , К рішення двох рівнянь (пп. 53, 54) ведеться сумісним методом послідовних наближень: T_b , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	984,43
Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,405

Визначення індикаторних показників циклу (табл. 2.5)

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові витрати. Розрахунок індикаторних показник полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питома індикаторна витрата палива і індикаторний ККД.

Таблиця 2.5 – Результати визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right) \right]$	0,9693

Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{скр} p_i' (1 - \psi_s)$	0,95
Питома індикаторна витрата палива g_i кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,185
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\frac{3600}{g_i Q_H}$	0,51

Визначення ефективних параметрів двигуна (табл. 2.6)

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції.

Таблиця 2.6 – Результати визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули	Значення
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_M$	0,87
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	q_i / η_M	0,202
Ефективний ККД двигуна, η_e	$\eta_i \cdot \eta_M$	0,475
Ефективна потужність, кВт	N_e	176

2.2 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу [4]. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.7. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведено в табл. 2.8.

Таблиця 2.7 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,3675
Показник політропи розширення n_2	1,264
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	6,2157
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	8,08
Ступінь попереднього розширення ρ	1,4984
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.8 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	8,08	
1,00	6,22	8,08
1,50	3,58	8,08
2,22	2,08	4,91
2,95	1,42	3,43
3,67	1,05	2,60
4,40	0,82	2,07
5,12	0,67	1,71
5,85	0,56	1,44
6,57	0,47	1,25
7,30	0,41	1,09
8,02	0,36	0,97
8,75	0,32	0,87
9,47	0,29	0,79
10,20	0,26	0,72
10,92	0,24	0,66
11,65	0,22	0,60
12,37	0,20	0,56
13,10	0,18	0,52
13,82	0,17	0,49
14,55	0,16	0,46
15,27	0,15	0,43
16,00	0,14	0,40
16,00		0,14

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

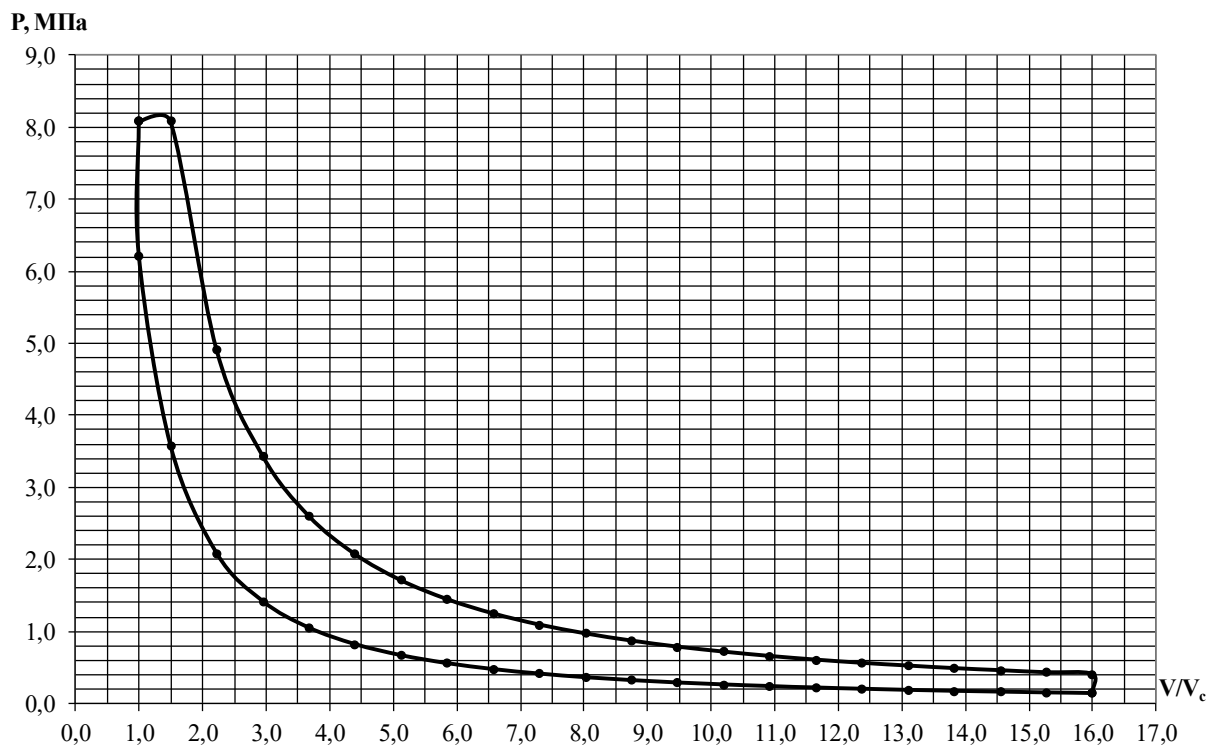


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна 8 ЧН 13/14, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.9.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 1,5$) двигун належить до машин с невисоким тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 0,87$ МПа) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,475$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,202$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 8,08$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1840$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.9 – Основні параметри двигуна типу 8 ЧН 13/14

Ефективна потужність	N_e	кВт	176
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	0,87
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	8,08
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,1431
Температура повітря в ресивері	T_s	К	3359
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1840
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,3
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,202
Ефективний ККД	η_e		0,475

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динаміка ДВЗ - розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів. Вибір та обґрунтування вихідних даних наведено в табл. 2.10.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		28

Таблиця 2.10 – Вибір та обґрунтування вихідних даних

Величина	Значення
Тактність (число тактів);	$D=4$
Крок (розрахунку). Оберається в залежності від кута заклинки;	$H=10$ град.
Частота обертання колінчастого валу;	$n=2100$ хв ⁻¹
Питома маса поступальних частин, що рухаються КШМ;	$M_S=750$ кг/м
Радіус кривошипа. Половина хода поршня;	$R=0,07$ м
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;	$\lambda_{ш}=0,252$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ;	$P_T=0,0075$ МПа
Тиск на поршень з тильної сторони;	$P_K=0,143$ МПа
Тиск кінця стиску (в точці с);	$P_C=6,2157$ МПа
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z);	$P_Z=8,08$ МПа
Степінь попереднього розширення;	$R_0=1,4984$ МПа
Показник політропи стиснення;	$n_1=1,3675$
Показник політропи розширення;	$n_2=1,264$
Степінь стиску.	$\varepsilon_p=16$

Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для кривокопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника [3].

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\text{Г}} + P_{\text{S}} + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_{\text{В}}$$

де $P_{\text{Г}}$ - сила від тиску газів;

P_{S} - сила інерції поступальних мас;

$P_{\text{В}}$ - сила ваги поступальних мас;

$P_{\text{ТП}}$ - сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{\text{ТР}}$ - сила тертя між втулкою і поршнем.

У зв'язку з тим, що сила $P_{\text{В}}$ і сила $P_{\text{К}}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\text{Г}} + P_{\text{S}}$$

де $P_{\text{Г}}$ - сила від тиску газів;

P_{S} - сила інерції поступальних мас;

Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.2 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипника.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

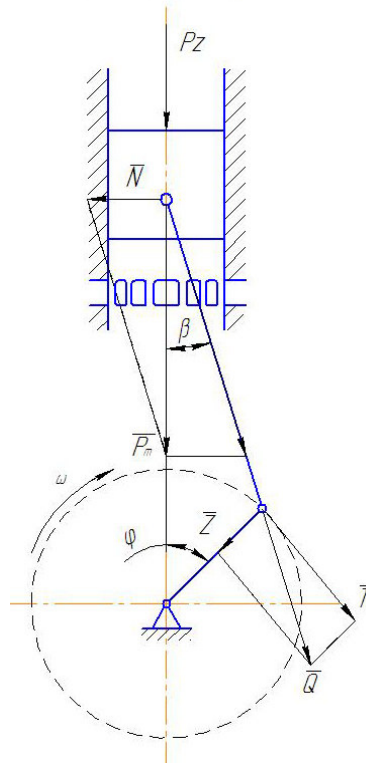


Рис. 2.2 – Силова схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N - нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q - сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z - радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T - дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок. Результати розрахунку наведено в табл. 2.11.

Таблиця 2.11 – Результати розрахунку динаміки

α	P_r	P_u	P_d	N	Q	Z	T
0	0,14	-0,874	-0,833	0	-0,833	-0,833	0
5	0,14	-0,869	-0,828	-0,017	-0,828	-0,823	-0,089
10	0,14	-0,854	-0,813	-0,032	-0,813	-0,795	-0,173
15	0,14	-0,829	-0,788	-0,047	-0,789	-0,749	-0,249
20	0,14	-0,795	-0,753	-0,059	-0,755	-0,687	-0,313
25	0,14	-0,751	-0,71	-0,069	-0,713	-0,614	-0,363
30	0,14	-0,7	-0,658	-0,076	-0,663	-0,532	-0,395
35	0,14	-0,641	-0,598	-0,08	-0,605	-0,445	-0,409
40	0,14	-0,575	-0,534	-0,08	-0,54	-0,358	-0,404
45	0,14	-0,505	-0,464	-0,076	-0,47	-0,274	-0,382
50	0,14	-0,43	-0,389	-0,07	-0,395	-0,197	-0,343
55	0,14	-0,353	-0,311	-0,06	-0,317	-0,13	-0,289
60	0,14	-0,274	-0,232	-0,047;	-0,237	-0,075	-0,225
65	0,14	-0,194	-0,153	-0,033	-0,156	-0,035	-0,152
70	0,14	-0,116	-0,074	-0,016	-0,076	-0,01	-0,076
75	0,14	-0,039	0,002	0	0,002	0	0,002
80	0,14	0,034	0,075	0,018	0,077	-0,004	0,077
85	0,14	0,103	0,145	0,034	0,149	-0,021	0,147
90	0,14	0,168	0,209	0,05	0,215	-0,05	0,209
95	0,14	0,227	0,269	0,063	0,276	-0,086	0,262
100	0,14	0,281	0,322	0,075	0,331	-0,13	0,304
105	0,14	0,329	0,37	0,084	0,38	-0,177	0,336
110	0,14	0,37	0,412	0,091	0,422	-0,227	0,356
115	0,14	0,407	0,448	0,095	0,458	-0,276	0,366
120	0,14	0,437	0,479	0,097	0,488	-0,324	0,366
125	0,14	0,463	0,504	0,097	0,513	-0,368	0,357
130	0,14	0,484	0,525	0,0941	0,533	-0,409	0,342
135	0,14	0,5	0,542	0,089	0,549	-0,446	0,32
140	0,14	0,514	0,555	0,083	0,561	-0,479	0,293
145	0,14	0,524	0,565	0,075	0,57	-0,506	0,263
150	0,14	0,532	0,573	0,066	0,577	-0,53	0,229

155	0,14	0,537	0,579	0,057	0,582	-0,549	0,193
160	0,14	0,541	0,583	0,046	0,585	-0,564	0,156
165	0,14	0,544	0,586	0,035	0,587	-0,575	0,118
170	0,14	0,546	0,588	0,023	0,588	-0,583	0,079
175	0,14	0,547	0,589	0,012	0,589	-0,587	0,04
180	0,14	0,547	0,589	0	0,589	-0,589	0
180	0,14	0,547	0,589	0	0,589	-0,589	0
185	0,141	0,547	0,589	-0,012	0,589	-0,588	-0,04
190	0,141	0,546	0,589	-0,024	0,589	-0,584	-0,079
195	0,143	0,544	0,588	-0,035	0,589	-0,577	-0,118
200	0,145	0,541	0,587	-0,046	0,589	-0,568	-0,157
205	0,147	0,537	0,586	-0,057	0,588	-0,555	-0,196
210	0,15	0,532	0,583	-0,068	0,587	-0,539	-0,233
215	0,154	0,524	0,579	-0,077	0,584	-0,519	-0,269
220	0,159	0,514	0,574	-0,086	0,58	-0,495	-0,303
225	0,165	0,5	0,566	-0,093	0,574	-0,466	-0,334
230	0,171	0,484	0,556	-0,1	0,565	-0,434	-0,362
235	0,179	0,463	0,543	-0,104	0,553	-0,397	-0,385
240	0,188	0,437	0,527	-0,107	0,537	-0,356	-0,403
245	0,199	0,407	0,507	-0,108	0,518	-0,312	-0,414
250	0,212	0,37	0,484	-0,107	0,49	-0,266	-0,418
255	0,227	0,329	0,457	-0,104	0,468	-0,219	-0,414
260	0,245	0,281	0,427	-0,099	0,438	-0,172	-0,403
265	0,266	0,227	0,395	-0,093	0,405	-0,127	-0,385
270	0,292	0,168	0,361	-0,085	0,371	-0,085	-0,361
275	0,322	0,103	0,327	-0,077	0,336	-0,048	-0,332
280	0,359	0,034	0,294	-0,068	0,302	-0,016	-0,302
285	0,405	-0,039	0,267	-0,061	0,273	0,01	-0,273
290	0,461	-0,116	0,246	-0,055	0,252	0,033	-0,25
295	0,531	-0,194	0,238	-0,051	0,243	0,055	-0,237
300	0,619	-0,274	0,247	-0,05	0,252	0,08	-0,239
305	0,732	-0,353	0,28	-0,054	0,285	0,117	-0,26
310	0,877	-0,43	0,348	-0,062	0,353	0,176	-0,306
315	1,067	-0,505	0,463	-0,076	0,469	0,273	-0,381
320	1,316	-0,575	0,642	-0,096	0,649	0,43	-0,486
325	1,648	-0,641	0,908	-0,121	0,916	0,674	-0,62
330	2,088	-0,7	1,289	-0,149	1,298	1,042	-0,774

335	2,667	-0,751	1,817	-0,177	1,825	1,572	-0,929
340	3,404	-0,795	2,511	-0,198	2,519	2,292	-1,045
345	4,28	-0,829	3,354	-0,2	3,36	3,188	-1,061
350	5,197	-0,854	4,244	-0,17	4,247	4,15	-0,904
355	5,93	-0,869	4,961	-0,099	4,962	4,934	-0,532
360	6,216	-0,874	5,243	0	5,243	5,243	0
360	8,08	-0,874	7,107	0	7,107	7,107	0
365	8,08	-0,869	7,112	0,143	7,113	7,072	0,762
370	8,08	-0,854	7,127	0,285	7,133	6,969	1,518
375	8,08	-0,829	7,152	0,426	7,165	6,798	2,263
380	7,718	-0,795	6,824	0,538	6,845	6,228	2,84
385	6,158	-0,751	5,308	0,518	5,333	4,592	2,713
390	4,911	-0,7	4,113	0,476	4,14	3,324	2,469
395	3,945	-0,641	3,205	0,427	3,234	2,381	2,188
400	3,205	-0,575	2,531	0,3781	2,559	1,696	1,917
405	2,639	-0,505	2,035	0,335	2,062	1,202	1,676
410	2,202	-0,43	1,673	0,299	1,7	0,846	1,474
415	1,863	-0,353	1,411	0,271	1,437	0,588	1,311
420	1,569	-0,274	1,224	0,249	1,249	0,396	1,184
425	1,385	-0,194	1,092	0,233	1,116	0,25	1,088
430	1,215	-0,116	1	0,221	1,025	0,134	1,016
435	1,078	-0,039	0,939	0,214	0,963	0,036	0,963
440	0,965	0,034	0,9	0,209	0,924	-0,05	0,923
445	0,873	0,103	0,877	0,206	0,901	-0,129	0,892
450	0,796	0,168	0,865	0,204	0,889	-0,204	0,865
455	0,731	0,227	0,86	0,202	0,883	-0,276	0,839
460	0,677	0,281	0,859	0,2	0,882	-0,346	0,811
465	0,631	0,329	0,861	0,196	0,883	-0,412	0,781
470	0,593	0,37	0,864	0,191	0,885	-0,475	0,747
475	0,559	0,407	0,867	0,185	0,887	-0,534	0,708
480	0,531	0,437	0,869	0,177	0,887	-0,588	0,665
485	0,507	0,463	0,871	0,167	0,887	-0,636	0,618
490	0,487	0,484	0,871	0,156	0,885	-0,679	0,567
495	0,469	0,5	0,871	0,143	0,882	-0,717	0,514
500	0,454	0,514	0,869	0,13	0,879	-0,749	0,459
505	0,42	0,524	0,867	0,115	0,874	-0,776	0,403
510	0,432	0,532	0,864	0,1	0,874	-0,798	0,345

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ		Аркуш
							34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

515	0,423	0,537	0,861	0,084	0,866	-0,816	0,288
520	0,416	0,541	0,859	0,068	0,861	-0,83	0,23
525	0,411	0,544	0,857	0,051	0,858	-0,841	0,172
530	0,408	0,546	0,855	0,034	0,855	-0,848	0,115
535	0,406	0,547	0,854	0,017	0,854	-0,852	0,007
540	0,405	0,547	0,853	0	0,853	-0,853	0
540	0,126	0,547	0,575	0	0,575	-0,575	0
545	0,126	0,547	0,574	-0,012	0,575	-0,573	-0,039
550	0,126	0,546	0,573	-0,023	0,574	-0,569	-0,077
555	0,126	0,544	0,572	-0,034	0,573	-0,561	-0,115
560	0,126	0,541	0,569	-0,045	0,571	-0,55	-0,152
565	0,126	0,537	0,565	-0,055	0,567	-0,535	-0,189
570	0,126	0,532	0,559	-0,065	0,563	-0,517	-0,223
575	0,126	0,524	0,551	-0,073	0,556	-0,494	-0,256
580	0,126	0,514	0,541	-0,081	0,547	-0,467	-0,286
585	0,126	0,5	0,528	-0,087	0,535	-0,435	-0,312
590	0,126	0,484	0,511	-0,091	0,519	-0,399	-0,333
595	0,126	0,463	0,49	-0,094	0,499	-0,358	-0,348
600	0,126	0,437	0,465	-0,094	0,474	-0,314	-0,355
605	0,126	0,407	0,434	-0,092	0,44	-0,267	-0,354
610	0,126	0,37	0,398	-0,088	0,407	-0,219	-0,344
615	0,126	0,329	0,356	-0,081	0,365	-0,171	-0,323
620	0,126	0,281	0,308	-0,072	0,317	-0,124	-0,291
625	0,126	0,227	0,255	-0,06	0,262	-0,082	-0,249
630	0,126	0,168	0,195	-0,046	0,201	-0,046	-0,195
635	0,126	0,103	0,131	-0,031	0,134	-0,019	-0,133
640	0,126	0,034	0,061	-0,014	0,063	-0,003	-0,063
645	0,126	-0,039	-0,012	-0,003	-0,012	0	0,012
650	0,126	-0,116	-0,088	0,02	-0,091	-0,012	0,09
655	0,126	-0,194	-0,167	0,036	-0,171	-0,038	0,166
660	0,126	-0,274	-0,246	0,05	-0,251	-0,08	0,238
665	0,126	-0,353	-0,325	0,062	-0,331	-0,136	0,302
670	0,126	-0,43	-0,403	0,072	-0,409	-0,204	0,355
675	0,126	-0,505	-0,478	0,079	-0,484	-0,282	0,393
680	0,126	-0,575	-0,548	0,082	-0,554	-0,367	0,415
685	0,126	-0,641	-0,613	0,082	-0,619	-0,456	0,419
690	0,126	-0,7	-0,672	0,078	-0,677	-0,543	0,404

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			35

695	0,126	-0,751	-0,724	0,071	-0,727	-0,626	0,37
700	0,126	-0,795	-0,767	0,061	-0,77	-0,7	0,319
705	0,126	-0,829	-0,802	0,048	-0,803	-0,762	0,254
710	0,126	-0,854	-0,827	0,033	-0,827	-0,808	0,176
715	0,126	-0,869	-0,842	0,017	-0,842	-0,837	0,09
720	0,126	-0,874	-0,847	0	-0,847	-0,847	0

Побудова діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми.

$$\alpha_{\text{закл}} = \frac{360}{z \cdot i}$$

де $z = 0,5$ - коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 8$ - число циліндрів;

$$\alpha_{\text{закл}} = \frac{360}{0,5 \cdot 8} = 90^\circ$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\varphi_z = 90^\circ$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 1.6 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Потім підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 2.12. На підставі отриманих даних будується діаграма.

Таблиця 2.12 – Розрахунок сумарних дотичних сил

α° обертання колінчастого валу	Номер циліндра								ΣT , МПа
	1	2	3	4	5	6	7	8	
0	0	0,209	0	-0,361	0	0,865	0	-0,195	0,518
10	-0,173	0,304	-0,079	-0,302	1,518	0,811	-0,077	-0,063	1,939
20	-0,313	0,356	-0,157	-0,25	2,84	0,747	-0,152	0,09	3,161
30	-0,395	0,366	-0,233	-0,239	2,469	0,665	-0,223	0,238	2,648
40	-0,404	0,342	-0,303	-0,306	1,917	0,567	-0,286	0,355	1,882
50	-0,343	0,293	-0,362	-0,486	1,474	0,459	-0,333	0,415	1,117
60	-0,225	0,229	-0,403	-0,774	1,184	0,345	-0,355	0,404	0,405
70	-0,076	0,156	-0,418	-1,045	1,016	0,23	-0,344	0,319	-0,162
80	0,077	0,079	-0,403	-0,904	0,923	0,115	-0,291	0,176	-0,228
90	0,209	0	-0,361	0	0,865	0	-0,195	0	0,518

Середнє значення сумарної дотичної ΣT_{cp} визначається за площиною під кривою сумарних тангенціальних сил $\Sigma T - f(a)$. Графічним методом визначили $\Sigma T_{cp} = 1,1798 \text{ МПа}$.

Визначення погрішності розрахунку динаміки

Визначення погрішності розрахунку динаміки зводиться до порівняння величин, індикаторної потужності отриманої з діаграми сумарних дотичних сил та вихідної індикаторної потужності двигуна.

Розрахункова формула індикаторної потужності двигуна:

$$N_i' = \Sigma T_{cp} \cdot F_u \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3$$

де: $\Sigma T_{cp} = 1,1798 \text{ МПа}$ - середня сумарна дотична сила;

$F_u = \pi \cdot D_u^2 / 4$ - площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,07$ - радіус кривошипу;

$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертів колінчастого валу.

$$F_u = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} = 0,0113 \text{ м}^2$$

$$N_i^I = 1,1798 \cdot 0,0113 \cdot 0,07 \cdot \frac{3,14 \cdot 2100}{30} \cdot 10^3 = 205,4 \text{ кВт}$$

Дійсну індикаторну потужність визначаємо по формулі:

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_i = 13,1 \cdot P_i^I \cdot D_y^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i$$

де: $P_i^I=0,95$ МПа- середній індикаторний тиск без урахування округлення індикаторної діаграми.

$$N_i = 13,1 \cdot 0,95 \cdot 0,12^2 \cdot 0,14 \cdot 2100 \cdot 0,5 \cdot 8 = 210,75 \text{ кВт}$$

Порівнюємо два результати потужності отримані різними методами та робимо висновок про правильність обчислення розрахунку динаміки.

$$\Delta = \left| \frac{N_i^I - N_i}{N_i^I} \right| \cdot 100\%$$

$$\Delta = \left| \frac{210,75 - 205,4}{210,75} \right| \cdot 100\% = 2,53\%$$

Висновок: у нашому випадку Δ не перевищує 3%, відповідно розрахунок динаміки виконано вірно.

2.5 Розробка конструкції колінчастого валу

Колінчастий вал (рис. 2.3) відлитий з високоміцного чавуну. Він має п'ять опор. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням динамічно збалансований: допустимий дисбаланс не більше 0,35 мН-м. Діаметр корінних шийок 64 мм, шатунних - 58 мм. Шатунні шийки порожнисті. Порожнини в шатунних шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що надходить на шатунні шийки.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

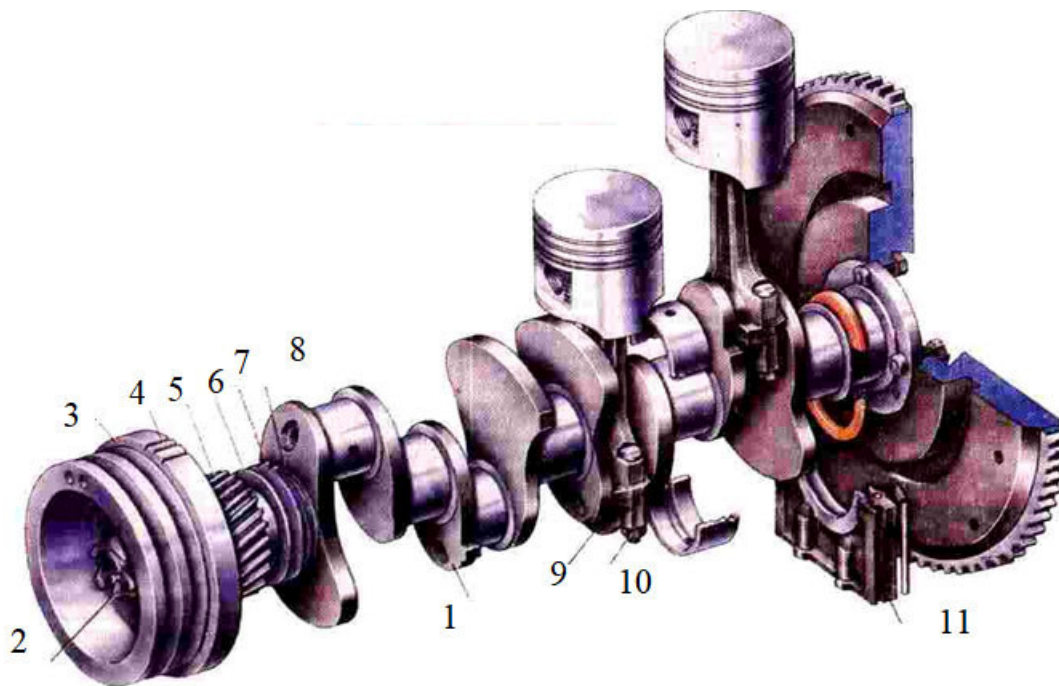


Рис. 2.3 – Колінчастий вал: 1 – вал колінчастий; 2 – храповик; 3 – шків-демпфер колінчастого валу; 4 – мітки для знаходження ВМТ і моменту запалювання; 5 – провідне зубчасте колесо колінчастого валу; 6 – шайба наполеглива; 7 – шайба наполегливої підшипника передня; 8 – Шайба наполегливої підшипника задня; 9 – вкладиш шатуна; 10 – гайка шатунного болта; 11 – тримач набивання

Осьове переміщення колінчастого валу обмежується двома сталеваббітовими шайбами упорного підшипника, розташованими по обидва боки переднього корінного підшипника. Передня шайба бабітовою стороною звернена до сталевій упорній шайбі на колінчастому валу, задня - до щоки колінчастого валу. Передня шайба утримується від обертання двома штифтами, запресованими в блок і кришку корінного підшипника. Виступаючі кінці штифтів входять в пази шайби. Задня шайба утримується від обертання своїм виступом, які входять у паз на задньому торці кришки корінного підшипника. Осьовому переміщенню і провороту вкладишів в ліжках блоку або шатуна перешкоджають фіксуючі виступи на вкладишах, що входять до відповідних пазів в ліжках блоку або в шатунах. Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір,

через яке подається масло до підшипників з каналу в ліжку блоку. Отвори в шатунних вкладишах збігаються з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при установці нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

Розрахунок на міцність колінчастого валу

В теперішній час існує декілька методів розрахунку колінчастих валів (попередній, статичний, на витривалість та по формулам Морського Регістру).

Мета попереднього розрахунку дуже проста визначити основні розміри елементів валу, які дозволяють почати конструювання колінчастого валу.

Статичний розрахунок виконується після завершення проектування валу. Він не враховує концентрацію напружень, циклічність дії сил, тому розцінюється як приблизний.

Розрахунок валу на витривалість є найбільш досконалим, при якому ураховуються всі фактори, які впливають на міцність (циклічність, концентрація, спосіб обробки валу та інше.

Розрахунок по формулам Морського Регістру виконується тільки для валів судових двигунів. Він є дуже умовним і встановлює відповідність розмірів вже спроектованого валу вимогам Правил Морського Регістру.

Ми зупинимося тільки на статичному методі розрахунку, тому що при всій його простоті він дає повну картину напруженості елементів колінчастого валу, а правильний вибір допустимих напружень гарантує надійну роботу валу.

При статичному способі повинні розглядатись кожне із трьох можливих опорних положень колінчастого валу.

Небезпечним для кожного із положень буде те коліно, для якого збігаються найбільші по значенню радіальне, дотичне зусилля, та при цьому буде найбільший набігаючий крутильний момент.

Опорними будуть такі положення колінчастого валу:

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. На кривошип діє максимальне радіальне зусилля при одночасовому найбільшому набігаючому крутильному моменту
2. На кривошип діє максимальне дотичне зусилля при одночасовому найбільшому набігаючому крутильному моменту
3. На кривошип діє максимальний набігаючий момент при врахуванні одночасової дії радіальних та дотичних зусиль.

Розрахунок валу у першому небезпечному положенні.

Для цього побудуємо таблицю (табл. 2.13) на основі розрахунку динаміки двигуна, який представлений на листах.

Порядок побудови таблиці є зрозумілим із її складу.

Дамо деякі пояснення. У першій строчці занесені кути повороту колінчастого валу (починаючи з вертикального для першого коліна) через інтервал, рівний куту заклинки колін. А у першому столбці розташовані номери циліндрів.

У другій строчці зверху, в першій клітці занесено максимальне зусилля, діюче на поршень при спалаху, тобто це буде максимальне радіальне зусилля $Z_{\max}$ на перше коліно.

У даному випадку дотичне зусилля $T=0$, тому це коліно знаходиться в положенні "ВМТ", а також відсутнє набігаюче дотичне зусилля (яке визначає крутний момент) $\sum T=0$ тому, що це є перше коліно.

В слідуючих клітинах цієї строки заносимо дотичне зусилля на цьому коліні через кожні 90° повороту колінчастого валу.

А далі з урахуванням порядку роботи циліндрів (1-5-4-8-6-3-7-2) заповнюємо усі строчки для всіх колін.

Подвійні рамки клітин означають положення ВМТ (при спалаху) кожного коліна.

Розрахункова схема колінчастого валу представлена на рис. 2.4.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.13 – Визначення сумарних дотичних зусиль, набігаючих до кривошипів (в МПа)

$\alpha^0 \backslash N^0_{\text{цил}}$	0	90	180	270	360	450	540	630
I	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$ $T=0$ $\Sigma T=0$	0,209	0	-0,361	0	0,865	0	-0,195
II	0,209	0	-0,361	0	0,865	0	-0,195	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$ $T=0$ $\Sigma T=-0,195$
III	-0,361	0	0,865	0	-0,195	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$ $T=0$ $\Sigma T=0,865$	0,209	0
IV	0	-0,195	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$ $T=0$ $\Sigma T=0,504$	0,209	0	-0,361	0	0,865
V	-0,195	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$ $T=0$ $\Sigma T=0,014$	0,209	0	-0,361	0	0,865	0
VI	0	0,865	0	-0,195	$P_z=Z_{\text{max}}=8,08$	0,209	0	-0,361

					$T=0$ $\sum T=0,309$			
VII	0	-0,361	0	0,865	0	-0,195	$P_z=Z_{\max}=8,08$ $T=0$ $\sum T=0,879$	0,209
VIII	0,865	0	-0,195	$P_z=Z_{\max}=8,08$ $T=0$ $\sum T=0,518$	0,209	0	-0,361	0

Для того, щоб визначити найбільше набігаюче (сумарне) дотичне зусилля, необхідно скласти дотичні зусилля от клітин, що розташовані вище клітини, де знаходяться максимальне радіальне зусилля $Z_{\max}$ і цю суму внести в клітину.

У нашому випадку найбільш небезпечним є коліно сьомого циліндра, тому що до нього підходить від сусідніх циліндрів найбільше сумарне дотичне зусилля ($\sum T= 0,879$ МПа).

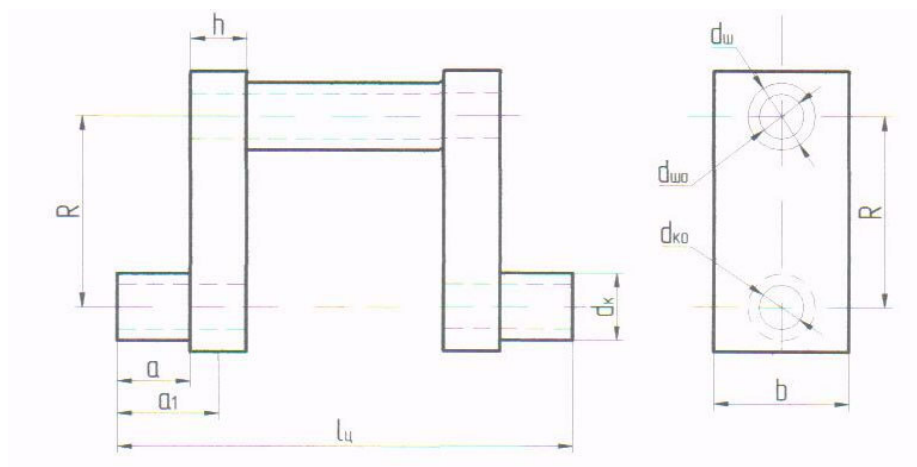


Рис. 2.4 – Розрахункова схема колінчастого валу

Основні розміри колінчатого валу наведено в табл. 2.14.

Таблиця 2.14– Основні розміри колінчатого валу

Елемент валу	Позначення	Формула	
Відстань між осями циліндрів двигуна:	$L_{м.ц}$	$(1,13...1,14) D_{ц}$	0,137 м
Корінна шийка			
Діаметр	d_k	$(0,7...1,0) D_{ц}$	0.09 м
Діаметр свердління	$d_{k.v}$	$(0,45...0,6)$	0.06 м
Довжина шийки	l_k	$(0,4...0,5) d_k$	0.045 м
Шатуна шийка			
Діаметр	$d_{ш}$	$(0,6...0,85)$	0.096 м
Діаметр свердління для	$d_{ш.в}$	$(0,45..0,56)$	0.048 м
Довжина шийки	$l_{ш}$	$(0,4...0,6) d_{ш}$	0.06 м
Товщина щоки	$h_{щ}$	$(0,45..0,55) d$	0.024 м
Ширина щоки	$b_{щ}$	$(0,9...1,6) D_{ц}$	0.168 м

Розрахунок корінної шийки

Момент згину корінної шийки

$$M_{зк} = \frac{0,785 \cdot P_z \cdot D^2}{2} \cdot a$$

Для забезпечення більшого запасу міцності будемо рахувати, що сили інерції відсутні, тобто:

$$Z_{\max} = P_z \cdot F_{ц}$$

де: $P_z = 8,08$ МПа - тиск спалаху, МПа

$D = 0,12$ м - діаметр циліндра, м

$a = 0,0225$ м - половина довжини рамової шийки, м.

$$M_{зк} = \frac{8,08 \cdot 0,785 \cdot 0,12^2}{2} \cdot 0,0225 = 0,00103$$

Момент опору згину поперечного розрізу корінної шийки:

$$W_{\text{ЭК}} = 0,1 \frac{d_k^4 - d_{\text{ко}}^4}{d_k}, \text{ м}^3$$

де: $d_k=0,09$ м - діаметр корінної шийки;

$d_{\text{ко}}=0,06$ м - діаметр отвору в корінній шийці.

$$W_{\text{ЭК}} = 0,1 \frac{0,09^4 - 0,06^4}{0,09} = 0,000585 \text{ м}^3$$

Напруження згину:

$$\sigma_{\text{ЭК}} = \frac{M_{\text{ЭК}}}{W_{\text{ЭК}}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ЭК}} = \frac{0,00103}{0,000585} = 1,76 \text{ МПа}$$

що менше $[\sigma] = 100$ МПа, яке є, припустим, для вуглецевої сталі.

Крутний момент, діючий на корінну шийку від дотичного зусилля п'яте коліно

$$M_{\text{КК}} = 0,785 D^2 \cdot \Sigma T$$

де: $\Sigma T=0,879$ МПа - дотичне набігаюче зусилля (Таблиця),

$$M_{\text{КК}} = 0,785 \cdot 0,12 \cdot 0,879 = 0,0828 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Момент опору шийки крутінню:

$$W_{\text{ЭК}} \approx 2 \cdot W_{\text{ЭК}}$$

$$W_{\text{КК}} \approx 2 \cdot 0,000585 = 0,00117 \text{ м}^3$$

Напруження крутіння:

$$\tau_{\text{КК}} = \frac{M_{\text{КК}}}{W_{\text{КК}}}, \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{КК}} = \frac{0,0828}{0,00117} = 70,76 \text{ МПа}$$

Загальне напруження:

$$\sigma_{\text{КК}} = \sqrt{\sigma_{\text{ЭК}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{КК}}^2}$$

$$\sigma_{\text{КК}} = \sqrt{1,76^2 + 4 \cdot 70,76^2} = 141 \text{ МПа}$$

Припустиме напруження сталевих валів для судових двигунів 150...200 МПа.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок щоки

Момент згину щоки у площині коліна:

де: $a_1 = 0,1065$ м - розмір від середини корінної шийки до середини щоки.

$$M = \frac{0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 8,08}{2} \cdot 0,1065 = 0,00486 \text{ МПа}$$

Момент опору щоки згину в площині коліна:

$$W_{щ} = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^3$$

де: b, h - розміри поперечного розрізу щоки, м.

$$b = 1,2 D = 1,2 \cdot 0,12 = 0,144 \text{ м.}$$

$$h = 0,65 d_{ш} = 0,65 \cdot 0,096 = 0,0624 \text{ м}$$

$$W_{щ} = \frac{0,144 \cdot 0,0624^2}{6} = 0,0000935 \text{ м}^3$$

Напруження згину щоку в площині коліна:

$$\sigma_{щ} = \frac{M_{щ}}{W_{щ}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{щ} = \frac{0,00486}{0,0000935} = 52 \text{ МПа}$$

Момент згину щоки в площині перпендикулярній осі колінчастого валу:

$$M'_{щ} = 0,785 \cdot D^2 \cdot \Sigma T \cdot R, \text{ МН}$$

де: $R = 0,07$ м - радіус коліна, м.

$$M_{щ} = 0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 0,879 \cdot 0,07 = 0,000696 \text{ МН}$$

Момент опору розрізу щоки:

$$W'_{щ} = \frac{h \cdot b^2}{6}, \text{ м}^3$$

$$W'_{щ} = \frac{0,0624 \cdot 0,144^2}{6} = 0,000216$$

Напруження згину:

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma'_{\text{щ}} = \frac{M'_{\text{щ}}}{W_{\text{щ}}} \text{ МПа} \quad \sigma_{\text{щ}} = \frac{0,000696}{0,000216} = 3,22 \text{ МПа}$$

Напруження тиску щоки:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{0,785 \cdot D^2 \cdot P_z}{2 \cdot b \cdot h}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 8,08}{2 \cdot 0,0624 \cdot 0,144} = 5,08 \text{ МПа}$$

Повне напруження щоки:

$$\sigma_{\text{щ}} = \sigma_{\text{щ}} + \sigma'_{\text{щ}} + \sigma_{\text{max}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{щ}} = 5,08 + 52 + 3,22 = 60,3 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для судових двигунів 120...150 МПа.

Розрахунок шатунної шийки

Момент згину від максимально радіального зусилля:

$$M_{\text{щ}} = \frac{0,785 \cdot D^2 \cdot P_z}{4} \cdot l, \text{ МН} \cdot \text{м}$$

де: $l=0,137 \text{ м}$ - відстань між серединами корінних шийок.

$$M_{\text{щ}} = \frac{0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 8,08}{4} \cdot 0,137 = 0,00313 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Момент опору шийки згину

$$W_{\text{щ}} = 0,1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{шо}}^4}{d_{\text{ш}}}, \text{ м}^3$$

де: $d_{\text{ш}}=0,096 \text{ м}$ - діаметр шатунної шийки;

$d_{\text{шо}}=0,048 \text{ м}$ - діаметр отвору шатунної шийки.

$$W_{\text{щ}} = 0,1 \frac{0,096^4 - 0,048^4}{0,096} = 0,000082944 \text{ м}^3$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{щ}} = \frac{M_{\text{щ}}}{W_{\text{щ}}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{щ}} = \frac{0,00313}{0,000082944} = 37,74 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент кручення від набігаючих сумарних дотичних зусиль ΣT :

$$M_{\text{кш}} = 0,785 \cdot D^2 \cdot \Sigma T \cdot R, \text{ МН} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{кш}} = 0,785 \cdot 0,12^2 \cdot 0,879 \cdot 0,07 = 0,000696$$

Момент опору шийки крученню:

$$W_{\text{кш}} = 2 \cdot W_{\text{эш}}$$

$$W_{\text{кш}} = 2 \cdot 0,0000829 = 0,0001658$$

Напруження кручення:

$$\tau_{\text{кш}} = \frac{M_{\text{кш}}}{W_{\text{кш}}}, \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{кш}} = \frac{0,000696}{0,0001658} = 4,198 \text{ МПа}$$

Повне напруження шийки:

$$\sigma_{\text{ш}} = \sqrt{\sigma_{\text{эш}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кш}}^2}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \sqrt{37,4^2 + 4 \cdot 4,198^2} = 38,33 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для судових двигунів 120...150 МПа.

2.6. Розробка технологічного процесу ремонту колінчастого валу

Колінчастий вал перед ремонтом ретельно промивають, знежирюють і протищують його масляні канали. Заглушки порожнин шатунних шийок (рис. 2.5) пробивають металевим стрижнем і молотком всередину порожнини і потім витягають їх. Місця *A* від попередньої розкреновки усередині порожнини зачищають шабером або розгорткою.

Масляні порожнини протищують сталевими йоржами, промивають і продувають стисненим повітрям.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

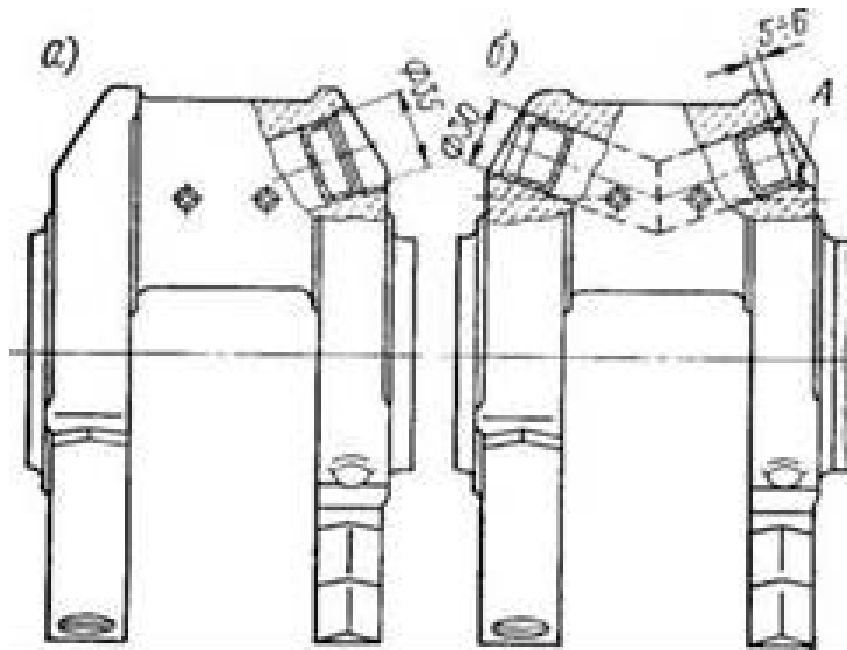


Рис. 2.5 – Заглушки порожнин шатунних шийок

Після промивання колінчастий вал ретельно оглядають і перевіряють на відсутність тріщин на магнітному дефектоскопі в поздовжньому магнітному полі при силі намагнічує струму 1000^{+50} А концентрації феромагнітного порошку в суспензії 25-30 г/л. Для контролю на відсутність тріщин використовують водну магнітну суспензію наступного складу (г на 1 л води)

Сода кальцинована ГОСТ 5100-64	10
Хромпик кальцієвий технічний ГОСТ 2652-48	5
Емульгатор ОГГ7 або ОП-Ю ТУ МХП 3553-53	5
Магнітний порошок-крокус МРТУ 6-14-74-68	25
Гліцерин ГОСТ 6259-52	5

Ємкість бачка дефектоскопа для магнітної суспензії має бути 50-60 л. Безпосередньо перед контролем в магнітну суспензію додається 200 г магнітного порошку, а суспензія ретельно перемішується. У процесі використання магнітної суспензії її необхідно періодично збагачувати магнітним порошком - щозміни додавати 5 г порошку в розрахунку на 1 л суспензії. Суспензія повинна утримуватися в чистоті, забруднення її жирами і нафтопродуктами (маслом, гасом та ін..) недопустимі. Заміна

суспензії повинна проводитися у міру її забруднення, але не рідше 1 разу на тиждень.

При перевірці всі контрольовані поверхні вала поливають суспензією протягом не менше 30 с. Через 10 с після закінчення поливання намагнічується струм вимикають. При наявності тріщин і інших дефектів магнітний порошок відкладається на перевіряється поверхні у вигляді рисок або смуг.

Поздовжні задири і дрібні одиничні неметалеві включення допускаються: на шийках під шків, передній сальник, передній противагу і шестерню не більше трьох довжиною не більше 3 мм на кожній шийці носка; на шийці під задній сальник і маховик не більше чотирьох довжиною не більше 4 мм без виходу на торець задньої корінний шийки під завзятий підшипник; на корінних шийках не більше трьох довжиною не більше 3 мм на відстані від торців кожної корінний шийки не менше 12 мм і від масляних каналів не менше 13 мм.

Не допускаються дефекти на шатунних шийках, на галтелях шийок, на поверхнях масляних каналів, і неметалеві включення і задири, розташовані під кутом більше 20° до осі валу. При наявності тріщин, що перевищують вказані за кількістю або розмірами, слід визначити їх глибину шляхом розшліфовування шліф машинкою і знежиренням з подальшим контролем вала на магнітному дефектоскопі. Неглибокі тріщини і волосовини виводять подальшою перешліфовці на найближчий ремонтний розмір. Дрібні тріщини в місцях розточки мастильних каналів корінних і шатунних шийок виводять місцевої обробленням отворів радіусом до 3 мм, не перевищує 5 мм від кромки отвору із збереженням плавних переходів поверхонь. Вал підлягає заміні, якщо тріщину, або задир не вдається вивести перешліфовкою на ремонтний розмір.

Колінчасті вали з прижженими шийками перевіряють на магнітному дефектоскопі тільки після шліфування шийок на ремонтні розміри з

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

обов'язковою перевіркою твердості шийок. Твердість шийок повинна бути в межах 45-62. Номінальні та ремонтні розміри колінчатого валу зведено в табл. 2.15.

Таблиця 2.15 – Номінальні та ремонтні розміри

П а р а м е т р	Номінальний розмір, мм	Допустимий, без ремонту розмір мм
Діаметр коріної шийки (при номінальному розмірі 105 мм)	105	104,965
Перший ремонтний	104,750	104,715
»2 - й»	104,500	104,465
»3 - й»	104,250	104,215
»4 - й»	104,750 ± 0,015	103,965
»5 - й»	103,750	103,715
»6 - й»	103,500	103,465
Діаметр коріної шийки	110	109,965
при номінальному розмірі 110 мм		
1-ий ремонтний	109,750 - 0015	109,715
»2 - й»	109,500 - 0, 015	109,465
»3 - й»	109,250 - 0,0 15	109,215
»4 - й»	109,000 - 0, 015	108,965
»5 - й»	108,750 - 0,01 5	108,715
»6 - й»	108,500 - 0, 015	108,465
Діаметр коріної шийки	85 - 0,015	84,965
при номінальному розмірі 85 мм		
1-ий ремонтний	84,750 - 0,015	84,715

»2 - й»	84,500 - 0,015	84,465
»Третій »	84,250 - 0,015	84,215
»4 - й»	84,000 - 0, 015	83,965
»5 - й»	83,750 - 0, 015	83,715
»6 - й»	83,500 - 0,015	83,465
Діаметр корінної шийки при номінальному розмірі 88 мм	88,000 - 0,015	87,965
1-ий ремонтний	87,750 - 0015	87,715
»2 - й»		87,465
»3 - й»	87,250 - 0015	87,215
»4 - й»		86,965
»5 - й»	86,750 - 0,015	86,715
»6 - й»	86,500 - 0,015	86,465

Після огляду і перевірки на магнітному дефектоскопі колінчастий вал промивають і перевіряють діаметри корінних і шатунних шийок, діаметри шийок під шків, передній противагу, шестерню, передній і задній сальники, ширину задньої корінної шийки і шпонкових пазів, діаметр гнізда під підшипник провідного валу коробки передач в задньому кінці колінчастого вала. Діаметр корінних шийок двигуна – 88 - 0,015 мм.

Номінальні допустимі без ремонту валу розміри наведено в табл. 2.15.

При зносі, що перевищують допустимі, шийки під шків, передній сальник, шестерню, задній сальник необхідно відновлювати методом хромування з наступною обробкою до номінальних розмірів.

Якщо шпонкові пази розбиті і виходять за допустимі межі, необхідно прорізати новий шпонковий паз згідно рис. 2.6. При фрезеруванні шпоночного паза несиметричність шпоночної канавки щодо діаметральної площині валу не повинна перевищувати 0,12 мм, а щодо площині першого

кривошипа колінчастого валу повинна бути не більше $0^{\circ} 30'$. В ремонтний шпонкові паз слід встановлювати ремонтну шпонку, зображену на рис. 2.7, виготовлену з сталі 35 ГОСТ 1050-60 і загартовану до твердості Н R 3 40-50. Задирки і гострі кромки на шпонках не допускаються.

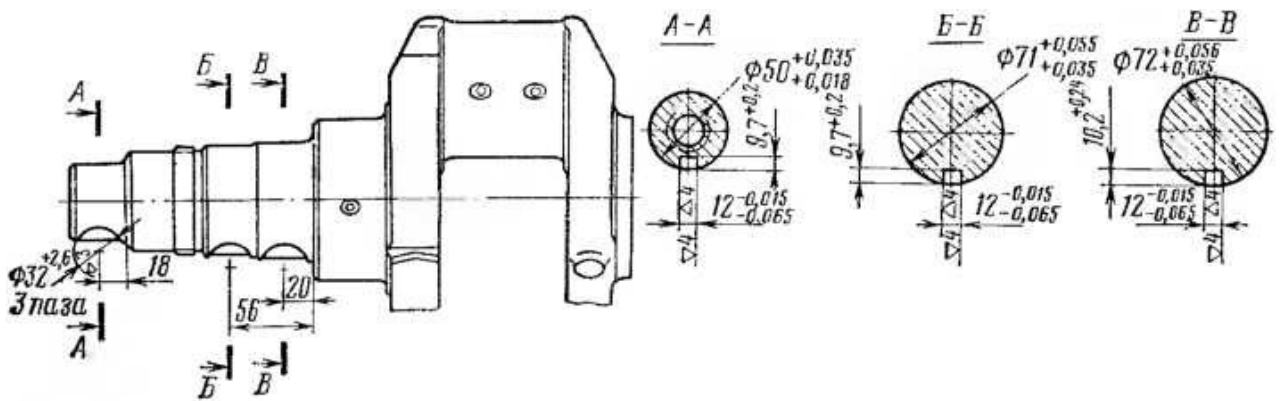


Рис. 2.6 – Розміри ремонтних шпонкових канавок колінчастого валу

Прижоги, задири, оплавлення або тріщини на корінних і шатунних шийках повинні бути видалені перешліфовкою цих шийок на ремонтні розміри. Радіуси галтелей необхідно забезпечити в межах 0,5 мм і полірувати їх до чистоти V 9.

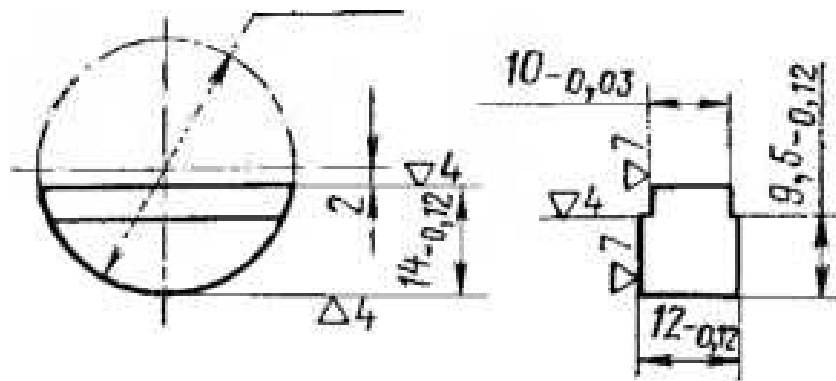


Рис. 2.7 – Ремонтна шпонка

Перевірку радіусів жолобників виробляють шаблонами згідно рис. 2.8. Галтелі, виконані з підрізами ψ , σ і ρ , не допускаються.

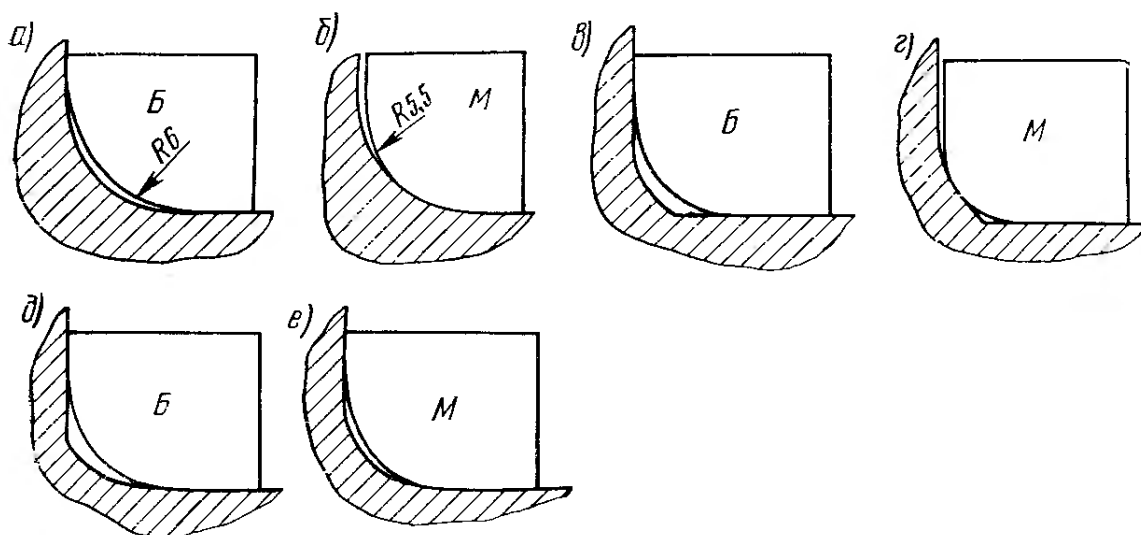


Рис. 2.8 – Схема перевірки радіусів жолобників шийок колінчастого валу:
а, б – радіуси виконані правильно; в, г, д – радіуси з підрізом; е – радіус менше допустимого; М, В – шаблони радіусами 5,5 і 6 мм

Під час перешліфовки корінних і шатунних шийок треба витримати лінійні розміри, зазначені в табл. 2.15, від переднього торця задньої корінної шийки до задніх торців корінних і шатунних шийок (рис. 2.9).

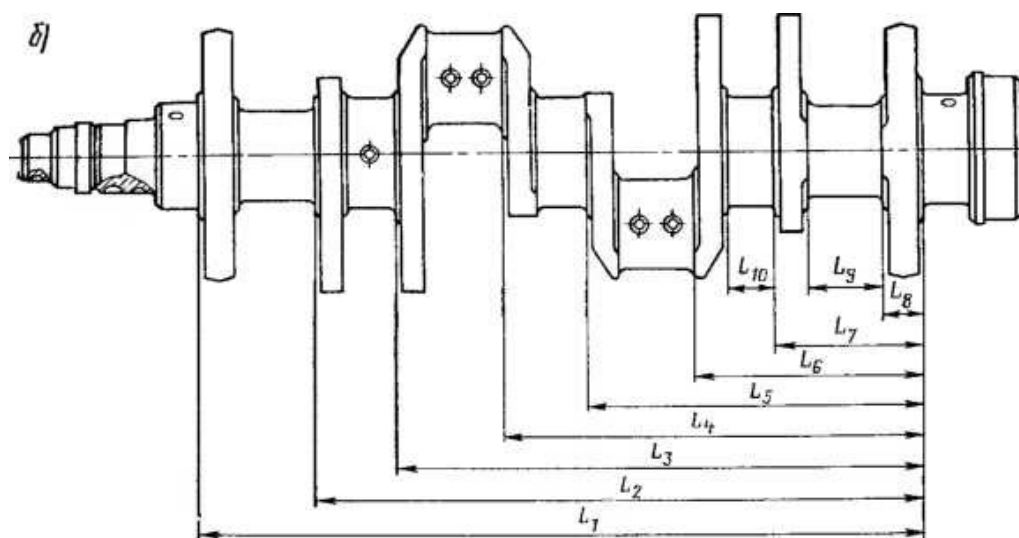


Рис. 2.9 – Розміри шийок колінчастого валу двигуна

При перешліфовці торців задньої корінної шийки припуск необхідно знімати симетрично з кожного торця. Невідповідність лінійних розмірів даного ремонтному розміром шийок допускається, але скорочується

загальний ресурс валу. Перешліфувати вали не повинні мати відхилення від правильної геометричної форми більш:

0,06 мм по биттю середніх корінних шийок щодо крайніх; при більшому битті допускається правка під пресом;

0,03 мм по різниці биття сусідніх корінних шийок;

0,02 мм по биттю торців шатунної шийки відносно осі шатунної шийки;

0,02 мм по биттю торців задньої корінної шийки відносно загальної осі крайніх корінних шийок;

0,015 мм по не паралельне осей корінних шийок щодо загальної осі крайніх корінних шийок;

0,03 мм по не паралельне осі шатунних шийок щодо обшій осі крайніх корінних шийок до;

0,015 мм по овальності, конусності, угнутості і бочкоподібна корінних і шатунних шийок; допускається ослаблення діаметрів шатунних шийок до 0,014 мм у зонах масляних каналів на ширині 11 мм на всій довжині шийки; 0,12 мм по радіусу кривошипа.

Чистота обробки поверхонь повинна бути не нижче: для корінних шийок, шатунних шийок і радіусів жолобників V9; для торців корінних і шатунних шийок V7; для шийок під передній і задній сальники V 10; для шийок під шків, противага і шестерню V7.

Гострі кромки масляних каналів корінних і шатунних шийок після кожної перешліфовки шийок на ремонтні розміри обробляють і полірують згідно. При цьому від осі отвору на радіусі 10 мм допускається ослаблення діаметра корінної шийки на 0,005 мм.

На шийці під передній сальник допускається встановлювати ремонтну втулку, виготовлену зі сталі 15ХГНТА ГОСТ 4543-61 і цементувати на глибину 0,9-1,2 мм до HRC 58-64. Не перпендикулярність торця Т відносно поверхні Дне повинна перевищувати 0,05 мм.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Після перешліфовки валів на ремонтні розміри до номера деталі, розташованому на щоглі валу слід нанести клейма.

Допускається шліфування корінних і шатунних шийок на різні ремонтні розміри, але для одного валу всі корінні шийки, так само як і всі шатунні, повинні бути однієї розмірної групи. Наприклад, при шліфуванні валу на п'ятий ремонтний розмір по шатунним шийок третього ремонтного розміру з корінних шийок з перешліфовці задньої корінний шийки по ширині на другий ремонтний розмір вал повинен мати клеймо РШ5К32.

Категорично забороняється перешліфовка валів із збільшеними діаметрами корінних і шатунних шийок на зменшені діаметри призведе до появи мікротріщин, деформації вала, зменшенню термообробленого шару і, отже, до скорочення терміну служби валу. Допускається ремонт зношених шийок (крім корінних і шатунних) методом хромування.

Ослаблення посадки штифтів кріплення маховика в отворах заднього торця колінчастого валу вимагає дообробці отворів вала згідно рис. 2.10. Площина, що проходить через осі отвору D_3 і поверхні D_2 повинна співпасти з площиною переднього кривошипа; відхилення не повинно перевищувати $0^\circ 10'$; непаралельність осей отворів D_2 і D_3 по відношенню до загальної осі крайніх корінних шийок допускається не більше 0,05 мм, а самі отвори D_2 і D_3 повинні бути розташовані з точністю 0,025 мм. Ремонтні штифти виготовляють зі сталі 45 за ГОСТ 1050-60 і гартують до твердості HRC 30-37. Поверхні D і D_1 повинні бути концентричні; допускається відхилення не більш 0,005 мм.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

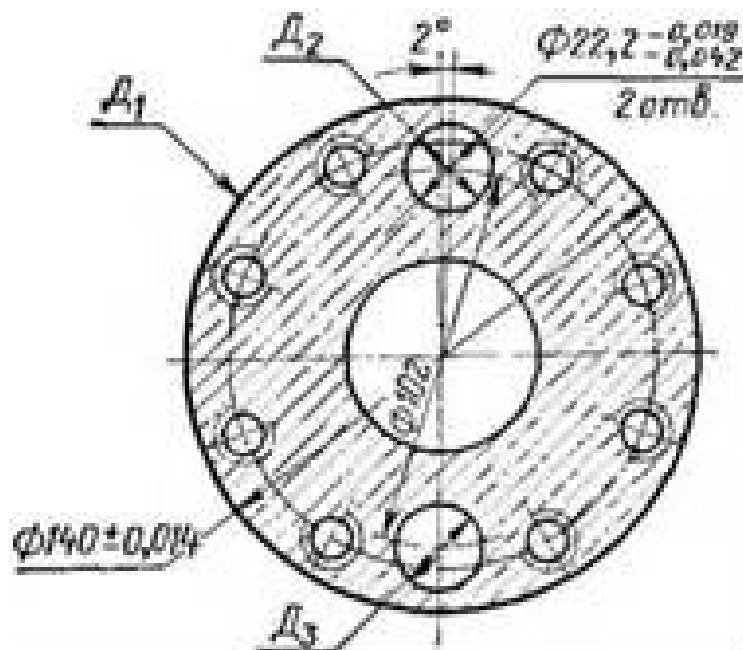


Рис. 2.10 – Отвори для штифтів кріплення маховика

Стан різьби в передньому кінці колінчастого вала перевіряють калібром М24Х2 кл. 3. Допустимо ослаблення не більше чотирьох витків від заходу різьблення. У разі пошкодження різьблення дозволяється рассверлить отвір, нарізувати різьблення М27х2 кл. 2 і встановити ремонтний болт. Болт виточують зі сталі 35 і на довжині 16 мм гартують до твердості НН С44-52 (різьблення оберігають).

Різьблення М68Х2 на передньому кінці колінчастого вала перевіряють калібром М68Х2 кл. 3. На задньому торці вала різьбу перевіряють калібром М16х1,5 кл. 3. Допускається ослаблення до шести витків різьби М16х1,5 не більше ніж у трьох отворах, розташованих через одне.

При ослабленні посадки противаги необхідно підтягти болти їх кріплення, попередньо видаливши шліфмашинкою контровочним зварювання болтів. Пошкодження опорного торця не допускається. У разі необхідності болт кріплення противаги можна замінити новим, виготовленим зі сталі 40ХН2МА по ГОСТ 4543-61 відповідно до рис. 2.11.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1 Розробка заходів з охорони праці

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

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

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

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

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

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

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

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації окси-

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроту, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

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

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з проб-ками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки . Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [9].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

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

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров,

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задишки). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють СО і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO₂. Диоксид азоту NO₂ - газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж СО. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO₂ на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метагемоглобіна; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 па організм людини в залежності від об’ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з’єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з’єднання свинцю (для етильованих бензинів). Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв’язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вуглекислий газ CO₂. Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °C), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижани (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;

просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;

смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 4 - тактного дизельного двигуна 8 ЧН 13/14 потужністю 176 кВт при 2100 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проєкту окрім розрахунку робочого циклу виконано розробку конструкції колінчастого валу. Розроблено технологічний процес ремонту колінчастого валу.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

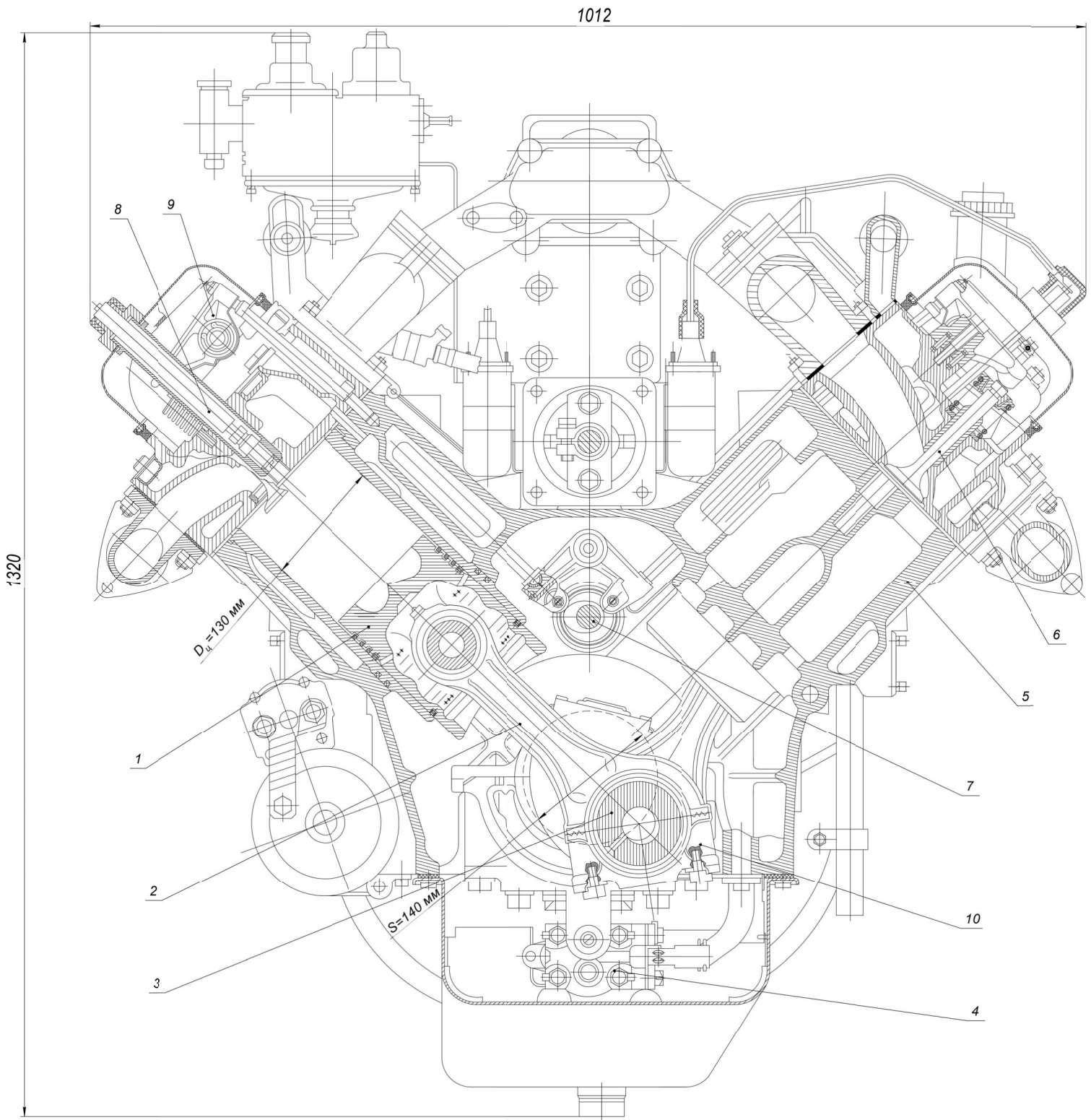
ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко Ф. Ф. Автомобільні двигуни: підручник. Київ: Арістей, 2004. 476 с.
2. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: навчальний посібник, друге видання. Луцьк: ЛНТУ, 2011. 233 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Мошенцев Ю.Л. Теплообмінні апарати ДВЗ: Навчальний посібник. - Миколаїв: Миколаївська обласна друкарня, 2006. - 431 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. 2-ге видання. Харків: Точка. 2014, 148 с.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		70

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.03.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



					ПНН НУК 142.44.25.03.01.		
					Поперечний переріз двигуна 8ЧН 13/14		
Зм.	Док.	№ докум.	Підпис	Підп.	Листів	Маса	Масшт.
Разробив		Бойко О.Б.			У		1:2
Перевірив		Лавинський А.С.			Деталі	Архивув	
Н. контр.		Лавинський А.С.			44-ЕМ-23		
Затвердив		Масленко В.В.					

[illegible]

Індикаторна діаграма

Параметри робочих точок циклу

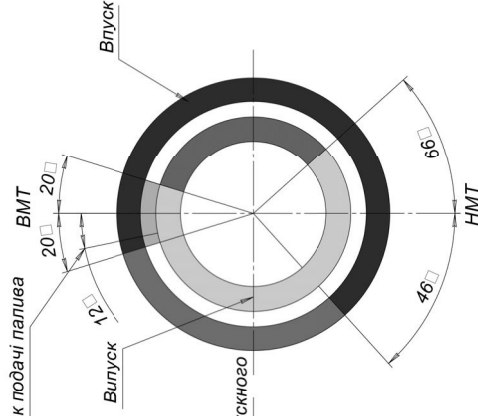
ε	λ	ρ	δ
16	1.3	1.498	10.678

Параметри робочого циклу

	a	θ	C	Z
$P, \text{ МПа}$	0,14	0,4	6,2	8,08
$T, \text{ К}$	326	984	969	1840

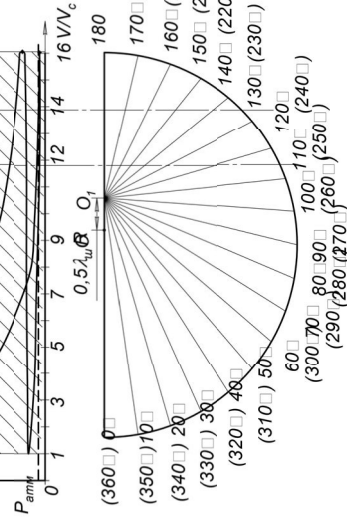
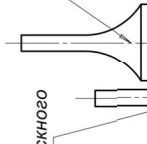
Кругова діаграма фаз газорозподілу

Початок подачі палива



Відкриття випускного

Зак



ВПУСК

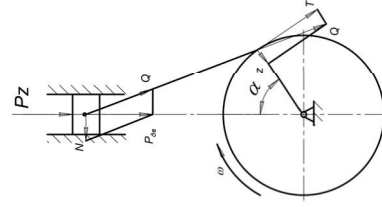
Стиснення

Робочий хід

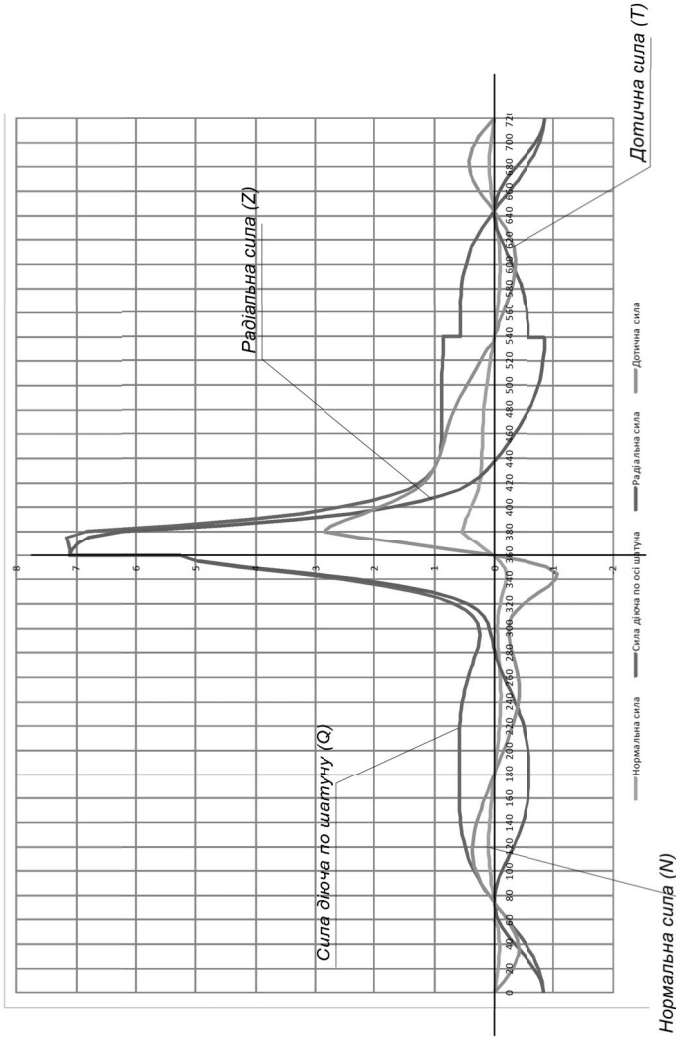
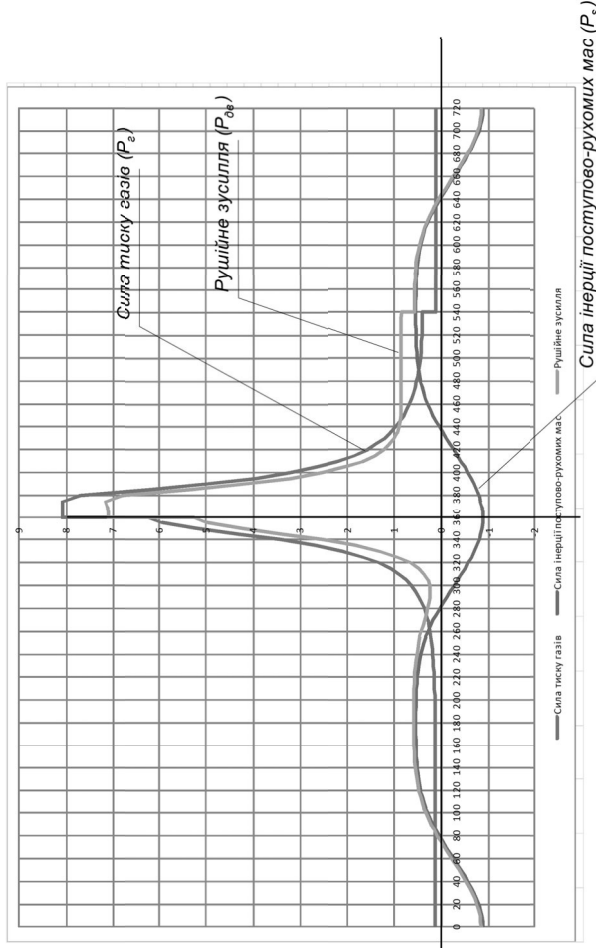
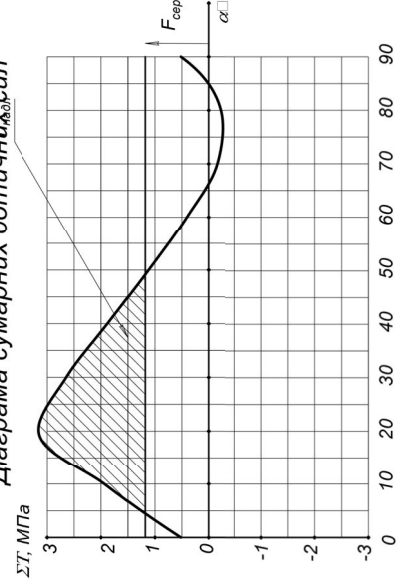
Випуск

Кут перекриття клапанів

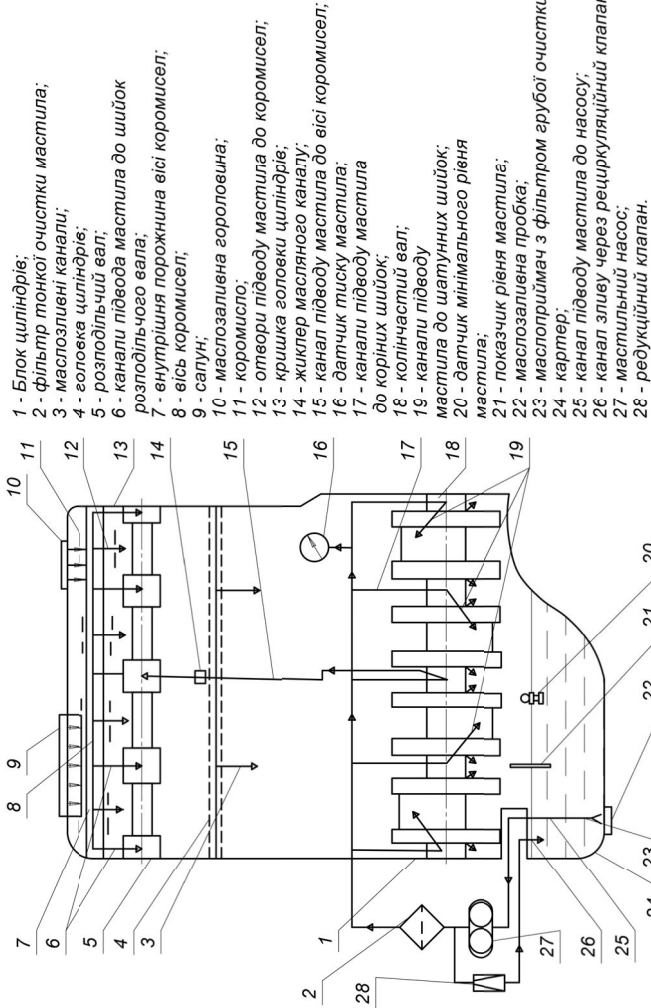
Силова схема кривошипу



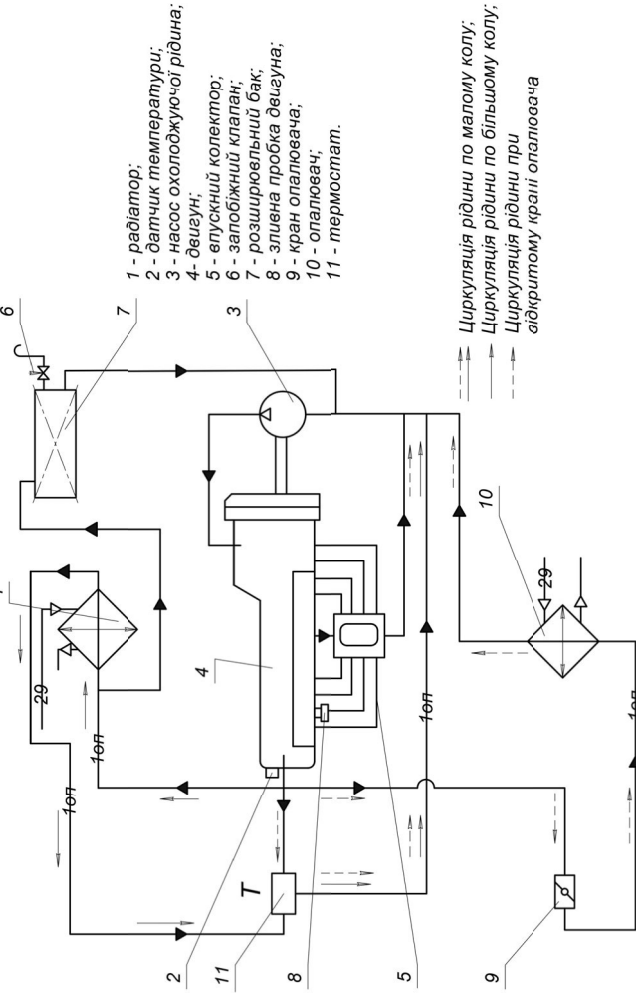
Діаграма сумарних дотичних сил

[illegible]

Система змащення двигуна

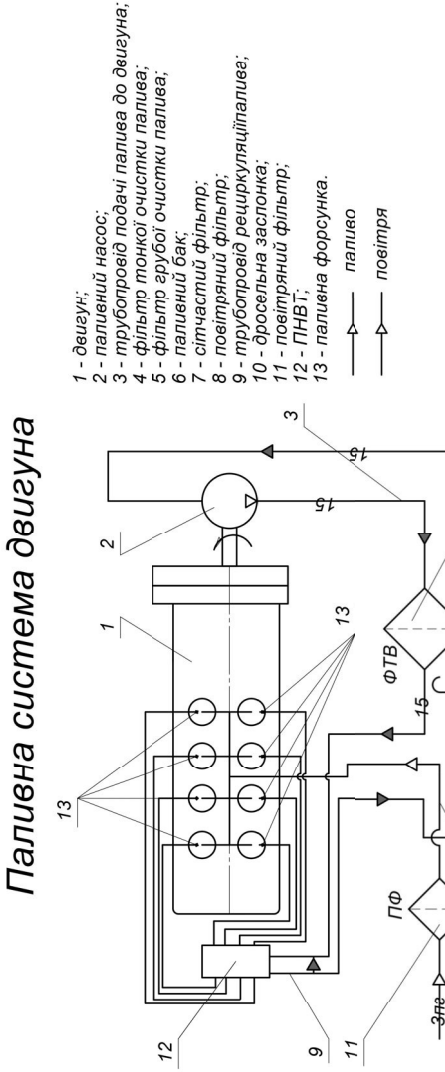


Система охолодження двигуна

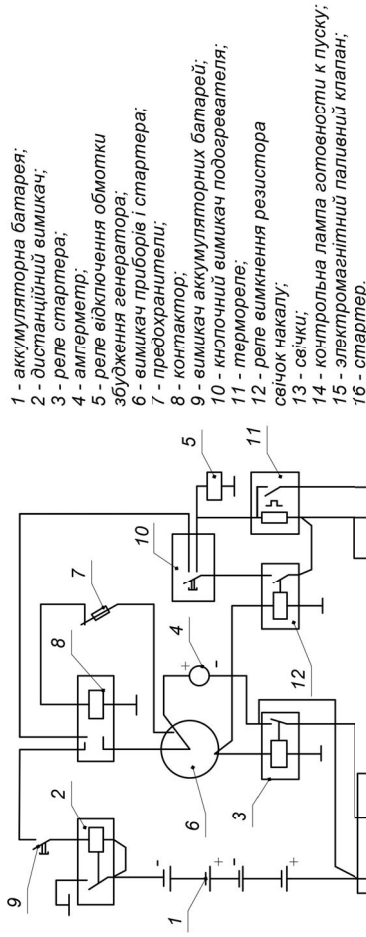


Циркуляція рідини по малому колу;
Циркуляція рідини по більшому колу;
Циркуляція рідини при відкритому крані опалювача

Система пуску та свічок накалу



Паливна система двигуна



ПННІ НУК 142.44.25.03.03.			
Система двигуна			
Діа. Лист	№ листу	Листів	Всього
Розробив	Борис О.Б.	У	
Перевірив	Петренко А.І.	Д	
Н. в. в. в.	Петренко А.І.	Д	
Затвердив	Петренко В.Б.	Д	
44-ЕМ-23			

[illegible]