

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 2-тактного дизельного двигуна потужністю 140 кВт з розробкою конструкції насос-форсунки та засобів її ремонту. Прототип 4ДН 10,8/12,7».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

 Авдалян А.С.
(підпис)

Керівник роботи:

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

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Познанський А.С.
(підпис)

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

(підпис)
« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Авдалянові Агасим Сержиковичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 140 кВт з розробкою конструкції насос-форсунки та засобів її ремонту. Прототип 4ДН 10,8/12,7».

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 4ДН 10,8/12,7 потужністю 140 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 4ДН 10,8/12,7. 2. Діаграми динаміки. 3. Схема паливної системи. 4. Насос-форсунка.

6. Консультанти роботи

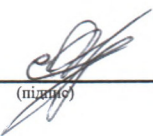
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

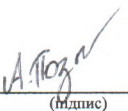
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прим.
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної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

Студент


(підпис)

Авдалян А.С.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 4ДН 10,8/12,7 потужністю 140 кВт при 2000 хв-1 колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту окрім розрахунку робочого циклу виконано розробку паливної системи з насос-форсунками. Розроблено технологічний процес ремонту насос-форсунок.

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

Дипломна робота виконана 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 2-stroke four-cylinder diesel engine with supercharging 10.8/12.7 with a power of 140 kW at 2000 rpm of the crankshaft was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the duty cycle were obtained and a theoretical 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, in addition to calculating the duty cycle, a fuel system with pump injectors was developed. A technological process for repairing pump injectors 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	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Опис конструкції двигуна 4ДН 10,8/12,7	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	13
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	13
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	23
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	26
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	27
2.5 Розробка системи паливоподачі з насос-форсунками	36
2.6 Розробка технологічного процесу ремонту насос-форсунок	46
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 4ДН 10,8/12,7 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Схема паливної системи Ф-А1	
4. Насос-форсунка Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.25.01. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Авдалян А.С.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірив		Познанський А.С.					4	76	
						44-ЕМ-23			
Н. контр.		Познанський А.С.							
Затвердив		Нестеренко В.В.							

ВСТУП

В даний час в якості джерела механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовуються двигуни самих різних типів і схем. Серед усього різноманіття двигунів незамінних не існує. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевагу до поршневих двигунів визначають їх високою економічністю та потужністю. Економічність обумовлена високими ступенями стиснення і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх поліпшення [6].

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння постійно вдосконалюються, в результаті чого рівень їх ККД підвищується, а потужність збільшується. Незважаючи на те, що з екологічної точки зору вони завдають шкоди навколишньому середовищу, вони все ще займають перше місце за рівнем застосування серед всіх інших видів двигунів. Електродвигуни поки не можуть з ними конкурувати, оскільки їх потужність на порядок нижче [2].

Техніко-економічні показники дизеля значною мірою визначаються роботою паливної системи. Забезпечення надійності паливної апаратури і стабільності параметрів паливоподачі протягом тривалої експлуатації – найважливіші вимоги, пропоновані до судових дизелів.

У системах подачі палива багатоциліндрових дизелів існує проблема забезпечення на різних режимах роботи рівномірності подачі палива в циліндри дизеля. Особливо актуально рішення цієї проблеми для систем подачі палива багатоциліндрових дизелів з насос-форсунками, які забезпечують більш високі тиску впорскування, ніж системи подачі палива з роздільними паливними насосами високого тиску і форсунками. У даному дипломному проекті розглянуті питання ефективності технічної експлуатації автомобільного двигуна внутрішнього згоряння 4ДН 10,8/12,7.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун 4ДН 10,8/12,7 зазвичай застосовується у якості двигуна вантажівки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	4ДН 10,8/12,7
Тип	Двохтактний дизельний двигун з компресором
Наддув	Компресор
Число компресорів (МК)	1
Система продувки	Прямоточна, клапана - щілина
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Рядне
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-3-4-2
Кількість циліндрів	4
Діаметр циліндра, мм	108
Хід поршня, мм	127
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2000
Температура випускних газів за циліндрами, К	700
Питома витрата масла, г/(кВт · год)	0,93
Температура масла °С: Вхідного в дизель	40-55

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

Вихідного з дизеля	90-95
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідної з дизеля; Перепад температури прісної води між входом та виходом з дизеля.	70-85 6-10
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, кг	800

Тип дизеля – двотактний, високообертовий, 4-х циліндровий, рядний, з прямим уприскуванням палива, верхнім розміщенням клапанів по два на кожен циліндр, з механічним компресором.

Діаметр циліндра - 108 мм , хід поршня - 127 мм;

Кількість обертів - 2000 хв⁻¹;

Система продувки - прямоточна, клапана – щілина,

Максимальна тривала (номінальна потужність (МДМ) - 103 кВт;

Питома витрата палива при умовах:

- атмосферний тиск 100 кПа. Температура повітря +27 ° С, температура охолодної води на вході в охолоджувачі повітря +27 ° С, приведені до теплоти згоряння умовного палива 42700 кДж/кг.

- при МДМ - 282 г/кВт;

На режимі: 85 % від МДМ – 239,7 г/кВт;

Питома витрата мастила:

- на змащення двигуна – 0,93 г/ кВт · год.

Дизель повинен надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря, що оточує дизель від -20° С до 45° С ;

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- відносна вологість повітря при + 25°C - до 88% ;

Паливо ГОСТ 4749-49 літній сорт: ДЛ, ДЗ; зимній сорт: ДА.

Масло для циркуляційної мастильної системи використовується М10В (ТУ 38-1-210-68), М12В (МРТУ 12Н-3-62), М8В (ГОСТ 8581-63).

1.2. Опис конструкції двигуна 4ДН 10,8/12,7

До блоку циліндрів встановлена головка для всіх циліндрів, нагнітач, передня верхня кришка, передня нижня кришка і картер маховика. Масляний піддон прикріплений до блоку циліндрів, до картера маховика і передньої нижньої кришки.

Передній і задній рими прикріплені до голівки циліндрів і відповідно до передньої верхньої кришки та картера маховика. Головка закрыта зверху кришкою.

З правого боку двигуна на нагнітачі встановлені: водяний насос, регулятор, верхня частина яка приєднана до головки циліндрів, паливний насос і кожух приводу нагнітача. На цій же стороні двигуна до блоку прикріплений масляний радіатор з масляним фільтром грубого очищення. На кронштейні розміщені паливні фільтри грубого і тонкого очищення.

Внизу, на цій же стороні двигуна, розташований стартер, над ним закріплений його запобіжний щиток. До нагнітача приєднаний впускний трубопровід, на якому встановлені повітряні фільтри.

Колінчастий вал (рис. 1.1) двигуна штампується з марганцовистої сталі 50Г. Колінчастий вал має п'ять корінних опор. До щок першого і останнього коліна болтами з легованої сталі прикріплені противаги. Після установки болтів їх головки приварюють до противаги. Вали з противагами і пробками масляних каналів динамічно балансують з точністю до 30 гсм.

Шатунні шийки колінчастого валу розташовані під кутом 90° відповідно до порядку роботи циліндрів 1-3-4-2. Шатунні і корінні шийки з'єднуються масляними каналами. На передньому кінці колінчастого валу,

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

на шпонках, встановлена шестерня приводу масляного насоса і шків приводу вентилятора і генератора. На шківі колінчастого вала закріплений гаситель крутильних коливань, що представляє собою маховик, який привулканізований шаром гуми до фланця. Фланець прикручений до шківів колінчастого вала.

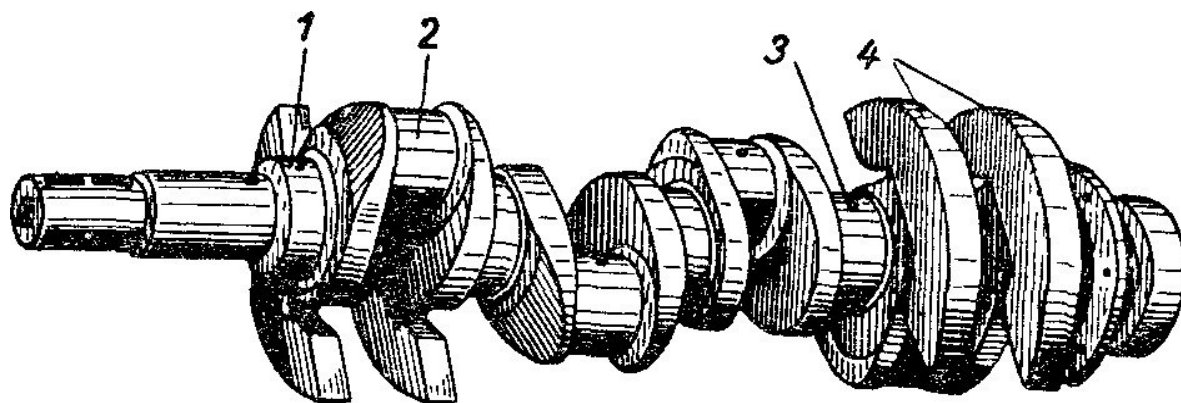


Рис. 1.1 – Колінчастий вал:

1 і 3 – корінні шийки; 2 – шатунна шийка; 4 – противаги

Шатун (рис. 1.2) штампується з легованої сталі 40Х. Кришку нижньої головки кріплять до шатуна двома болтами з хромонікелевої сталі. Затягувати гайки болтів шатуна необхідно з моментом 8-9 кгм. Остаточну обробку посадочних місць під вкладиші і торців головки шатуна виробляють разом з кришкою; тому при знятті і установці кришок не можна міняти їх місцями і перевертати. Щоб не переплутати кришки, на нижніх голівках шатуна і на кришках ставлять мітки.

Верхня і нижня головки шатуна повинні мати певну вагу, що досягається зняттям металу з бобишек головок. У нижній головці шатуна встановлені біметалеві вкладиші, в верхню запресовані дві втулки з бронзи з гвинтовими канавками на внутрішній поверхні.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

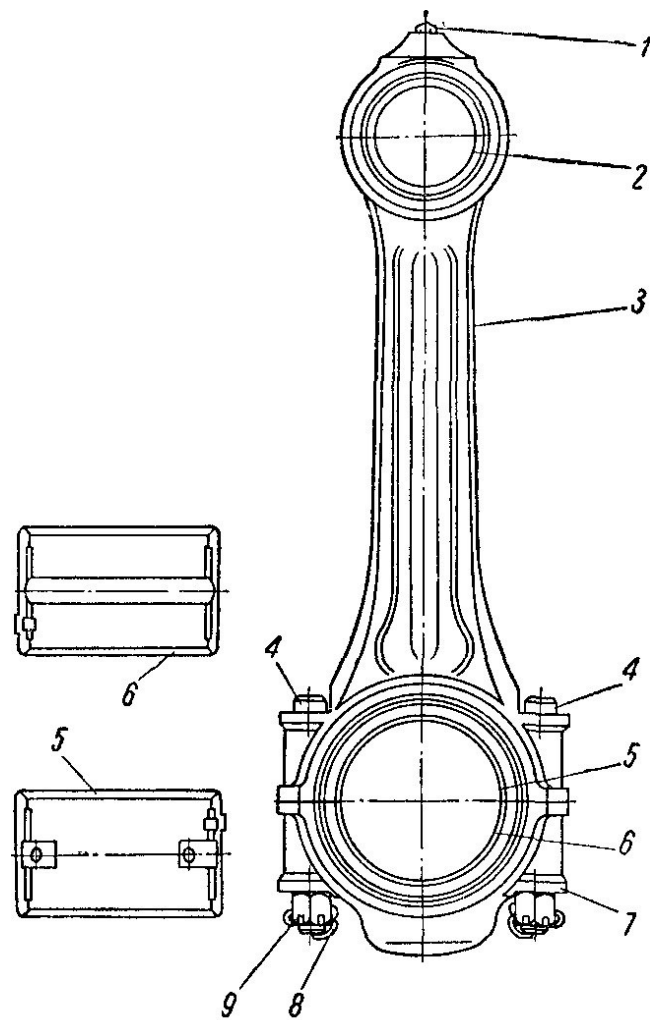


Рис. 1.2 – Шатун:

1 – розпилювач; 2 – втулка верхньої головки; 3 – стрижень; 4 – болти кришки; 5 – верхній вкладиш нижньої головки; 6 – нижній вкладиш нижньої головки; 7 – кришка; 8 – шплінти; 9 – гайки

Поршень (рис. 1.3) відлитий із спеціального перлитного ковкого чавуну значної міцності. У днище поршня є камера, конфігурація якої відповідає формі розпиленого струменя палива. На зовнішній циліндричній поверхні поршня зроблено шість канавок, з яких чотири верхні призначені для компресійних кілець, а дві нижні - для маслоз'ємних.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ

Аркуш

10

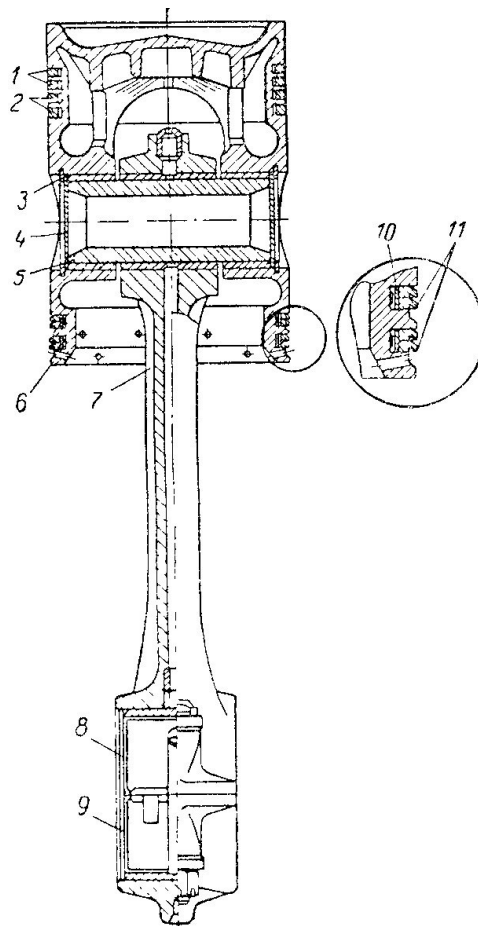


Рис. 1.3 – Поршень з шатуном в зборі:

1 – верхні компресійні (хромовані) кільця; 2 – нижні компресійні кільця;
3 – пружинні стопорні кільця поршневого пальця; 4 – заглушка поршневого пальця; 5 – поршковий палець; 6 – поршень; 7 – шатун; 8 – верхній вкладиш шатунного підшипника; 9 – нижній вкладиш шатунного підшипника;
10 – розширювач маслозємного кільця; 11 – маслозємне кільце

Юбка поршня покрита шаром олова товщиною 0,025 мм, який зберігає поршень від задирів і збільшує надійність його роботи. Для збільшення жорсткості поршня і поверхні охолодження на внутрішній поверхні поршня зроблені кільцеві і радіальні ребра. У бобишки поршня запресовані бронзові втулки з гвинтовими канавками на внутрішній поверхні для мастила поршневого пальця.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Під канавками для маслоз'ємних кілець в поршні зроблені кільцеві виточки, в яких рівномірно по окружності просвердлені отвори для відводу масла і вентиляції картера.

Головка блоку циліндрів (рис. 1.4) являє собою цільну вилівку з легованого чавуну і прикріплюється до блоку за допомогою шпильок, вкручених в блок. Шпильки виготовлені з хромонікелевої сталі і термічно оброблені. Для забезпечення відводу тепла головка має водяну сорочку, яка з'єднується з водяною сорочкою блоку. У голівці блоку циліндрів розміщені клапани, штовхачі, штанги коромисел, пружини штовхачів і клапанів, насос-форсунки і механізм управління насос-форсунками.

Кожен циліндр має по два випускних клапана *1* і одну насос-форсунку, розташовану між ними.

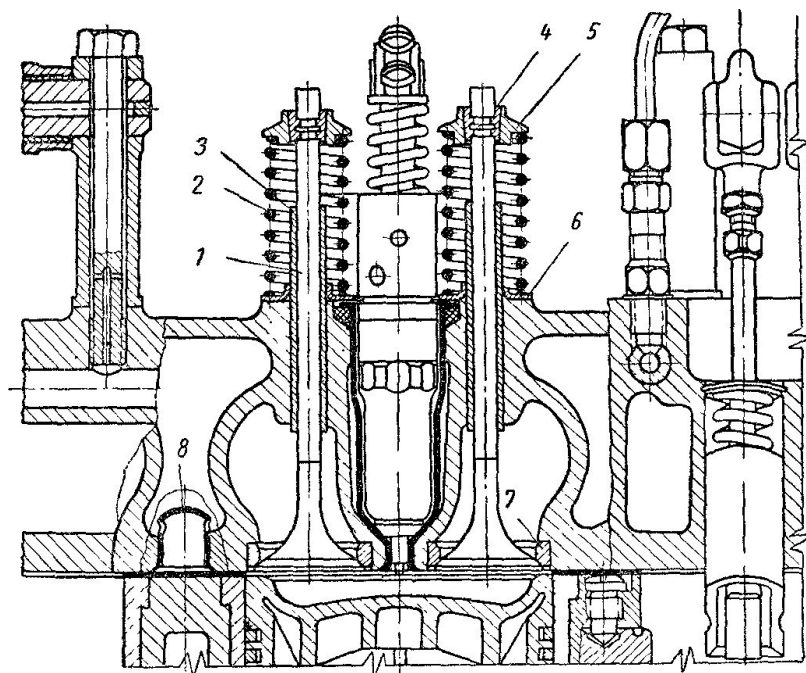


Рис. 1.4 – Головка блоку циліндрів:

1 – випускний клапан; *2* – пружина клапана; *3* – напрямна клапана; *4* – сухар клапана; *5* – тарілка пружини клапана; *6* – шайба пружини клапана; *7* – сідло клапана; *8* – водяна форсунка

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 [4].

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

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 [10].

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.

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 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						13
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 [3].

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 [1].

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						14
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.

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.

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

Ефективна потужність двигуна $N_e = 140$ кВт;

Частота обертання колінчастого валу $n = 2000$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,282$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,108$ м;

Хід поршня $S = 0,127$ м;

Ступінь стиснення ϵ . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{ц}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\epsilon = 13,5$ відповідно до даних заводу виробника.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій степені залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 1,9$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$;

Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_r = 600...900$ К. Більш низькі значення T_r

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_T = 700 \text{ K}$;

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 300 \text{ K}$ (стандартні атмосферні умови для двигунів наземного транспорту)

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови);

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50 \%$, при якій гарантується заводом - виробником номінальна потужність двигуна;

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5 \text{ K}$, Як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, K_a . Для СОД приймаємо $K_a = 0,97$;

Коефіцієнт наповнення циліндра η_n для 2-тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_n = 0,85$;

Показник політропи стиснення n_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт перше наближення $n_1 = 1,35$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z приймаємо $\zeta_z = 0,65$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці В приймаємо $\zeta_b = 0,75$;

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ - для високо форсованих двигунів по робочому процесу;

Найвища температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000 \text{ K}$. Далі ця величина уточнюватиметься в процесі розрахунку;

Показник політропи розширення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина уточнюватиметься в процесі розрахунку;

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_B . У першому наближенні слід прийнятий $T_B = 1000$ К. Далі ця величина в процесі розрахунку уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0,187$;

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 0,98$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,8$;

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу [5]:

$C = 0,866$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки;

$O = 0,004$ кг - кількість кисню ;

$W = 0$ кг - кількість води.

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	4ДН 10,8/12,7
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{ц}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}$	0,168
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a p_k$	0,163
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_K + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	339,423

Коефіцієнт наповнення циліндру η_n	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_s)$	0,772
--	--	-------

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	4ДН 10,8/12,7
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,284
$b_c, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	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.	$\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1$	1,35 1,35 1,371
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \varepsilon^{n_1}$	5,793
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$	892

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу згоряння (табл. 2.3)

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згоряння 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	4ДН 10,8/12,7
Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,497
Дійсна кількість повітря необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	0,945
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,034
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,033
Частка палива, спалена до точки z, X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_n}$	0,866
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z, β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,028
Постійна палива k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,065
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z: a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$ $\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]b'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,833 0,00331

Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b: a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - \alpha(1+\gamma_r) + k)]}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,915
	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - \alpha(1+\gamma_r) + k)]}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	0,00356
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O - S)]$	42716
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q_H' , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta_z(a_{vz} + b_z T_0)]$	43571
Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z(1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q_H'}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \right.$	56088
	$\left. + (1 + \gamma_r)8,314\lambda \right\}$	0,00331
	b_z $8,314 + a_{vz}$	28,147
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	$\frac{C}{A + B T_z}$	2000
		1618
		1666
Максимальний тиск в циліндрі P_z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	13,821

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	4ДН 10,8/12,7
Ступень попереднього розширення, ρ	$\frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,477
Ступень подальшого розширення, δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,134
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D	$\frac{Q'_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta}$	4287,23
C	$\frac{\beta_z}{\beta}(a_z + b_z T_z)T_z$	42001,31
Середній розрахунковий показник політропи розширення, n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b)T_b} + 1$	1,242
Температура газу у кінці розширення T_b , К рішення двох рівнянь (пп. 53, 54) ведеться сумісним методом послідовних наближень: T_b , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	975,264
Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,48

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 та індикаторний ККД.

Таблиця 2.5 – Результати визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули	4ДН 10,8/12,7
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p_i' МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) \right]$	1,039
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{схр} p_i' (1 - \psi_s)$	0,828
Питома індикаторна витрата палива g_i кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,224
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\frac{3600}{g_i Q_H}$	0,375

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	4ДН 10,8/12,7
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_M$	0,662
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·ч)	q_i / η_M	0,28
Ефективний ККД двигуна, η_e	$\eta_i \cdot \eta_M$	0,3

2.2 Розрахунок індикаторної діаграми

Побудова згорнутої індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по вісі ординат тиск, m_p , масштаб по осі абсцис відношення об'ємів m_{v/v_c} ;

2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ - від 1 до $\epsilon_{ум}$. Значення $V/V_c=1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c= \epsilon_{ум}$ – відповідає НМТ двигуна;

3. Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;

4. Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по наступним формулам.

Для процесу стиснення:

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{CT} = \frac{P_C}{\left(\frac{V}{V_C}\right)^{n_1}}$$

Для процесу розширення:

$$P_{ROC} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_C}\right)^{n_2}}$$

де V/V_C - відношення об'ємів, які є поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_C = \frac{V_S}{(\varepsilon_T - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\varepsilon_T - 1)} \cdot S$$

де ε_T - геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s}$$

де ε - дійсна ступінь стиску:

ψ_s - частка втраченого ходу.

$$\varepsilon_z = \frac{13,5 - 0,187}{1 - 0,187} = 16,37$$

Результати розрахунків індикаторної діаграми наведено в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_C	1	1,47	1,75	2	2,5	3	4	5	6
P_{CT}	5,793	3,415	2,689	2,239	1,648	1,284	0,86 5	0,639	0,49 6
$P_{роз}$	7,531	7,531	6,104	5,171	3,919	3,125	2,18 6	1,661	1,32 1
V/V_C	8	10	11	12	13	13,5			

$P_{ст}$	0,334	0,246	0,216	0,191	0,171	0,212
$P_{роз}$	0,924	0,7	0,622	0,558	0,505	0,482

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Побудову розгорнутої індикаторної діаграми виконується шляхом перебудови згорнутої діаграми за допомогою Брікса.

Середній індикаторний тиск по не скругленій діаграмі :

$$p'_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

де p_c - тиск в кінці процесу стиснення;

ε - дійсний ступінь стиснення;

λ - ступінь збільшення тиску;

ρ - ступінь попереднього розширення;

δ - ступінь послідовного розширення;

n_2 - показник політропи розширення;

n_1 - показник політропи стискання.

$$p'_{ip} = \frac{5,79}{13,5 - 1} \left[1,3(1,47 - 1) + \frac{1,3 \cdot 1,47}{1,24 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,13^{1,24 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,37 - 1}} \right) \right] = 1,039 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск по скругленій діаграмі:

$$p_i = p''_i \cdot m_d \cdot j_{окр} (1 - \psi_s)$$

де p'_i - відносний середній індикаторний тиск по не скругленій діаграмі;

m_d - масштаб діаграми;

$\phi_{окр}$ - коефіцієнт округлення діаграми;

ψ_s - доля втраченого ходу.

$$p''_i = \frac{F_d}{l_d}$$

де $F_d = 1911 \text{ мм}^2$ - площа діаграми;

$l_d = 153 \text{ мм}$ - довжина діаграми.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_i = 12,49 \cdot 0,1 \cdot 0,98(1 - 0,187) = 0,995 \text{ МПа}$$

Похибка розрахунку:

$$\delta_p = \frac{|p_{ip} - p_i|}{p_{ip}} \cdot 100\%$$

де p_{ip} - середній індикаторний тиск з розрахунку циклу.

$$\delta_p = \frac{|1,039 - 0,995|}{1,039} \cdot 100\% = 4\%.$$

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

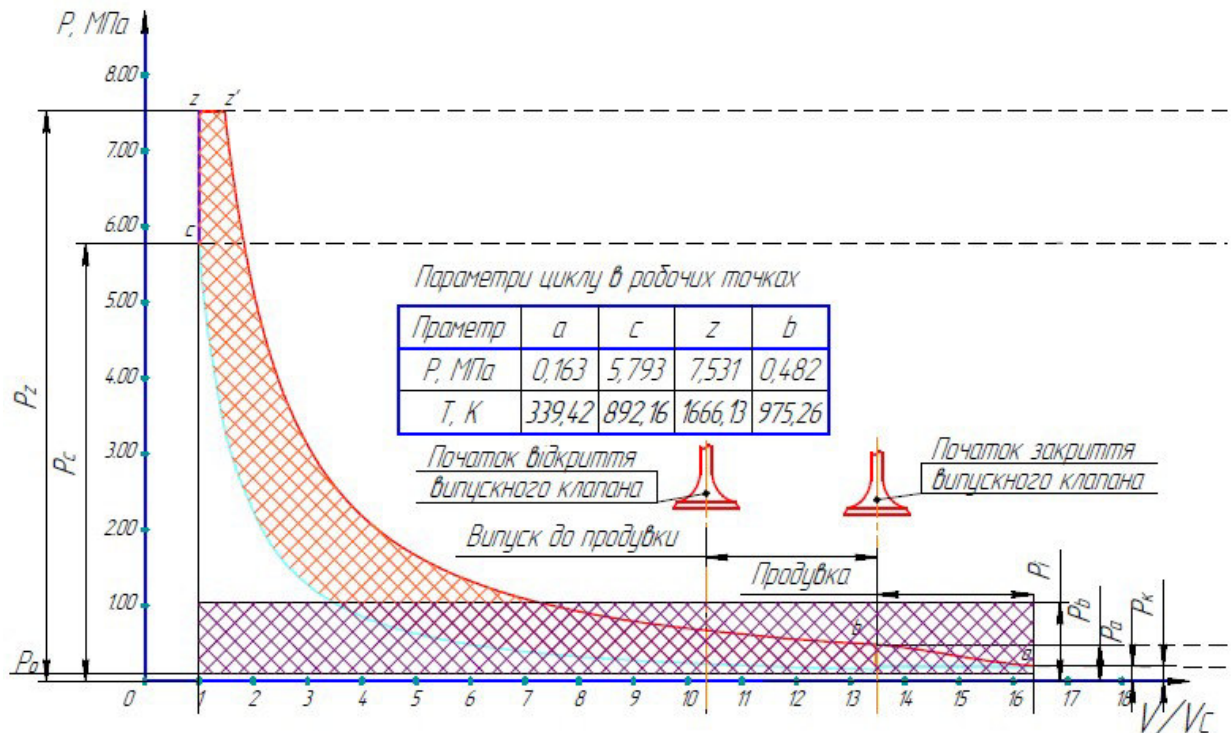


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна 4ДН 10,8/12,7, який має основні параметри, що ведені у табл. 2.8.

Згідно з значенням тиску наддуву ($\Pi_k = 1,7$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 0,662$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,3$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,28$ кг/кВт·год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 13,821$ 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 ($T_z = 1666$ 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 2.8 – Основні параметри двигуна 4ДН 10,8/12,7

Ефективна потужність	N_e	кВт	140
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	0,662
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	13,821
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,168
Температура повітря в ресивері	T_s	К	339
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1666
Коефіцієнт надлишку повітря	α		1,9
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,28
Ефективний ККД	η_e		0,3

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Динамічний розрахунок двигуна 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 згорання

залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів. Вихідні дані розрахунку наведено в табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Вибір та обґрунтування вихідних даних

Величина	Значення
Тактність (число тактів);	$D=2$
Крок (розрахунку). Обертається в залежності від кута заклинки;	$H=10$ град.
Частота обертання колінчастого валу;	$n=2000 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин, що рухаються КШМ;	$M_S=750 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня;	$R=0,0635 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;	$\lambda_{ш}=0,252$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ;	$P_T=0,0075 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони;	$P_K=0,168 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці с);	$P_C=5,793 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z);	$P_Z=7,531 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення;	$R_0=1,477 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення;	$n_1=1,37$
Показник політропи розширення;	$n_2=1,24$
Степінь стиску.	$\varepsilon_p=13,5$

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 колінчатому 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.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{\text{дв}} = P_{\Gamma} + P_S + P_{\text{тр}} + P_{\text{тп}} + P_B$$

де P_{Γ} - сила від тиску газів;

P_S - сила інерції поступальних мас;

P_B - 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_B і сила P_K є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{\text{дв}} = P_{\Gamma} + P_S$$

де P_{Γ} - 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 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

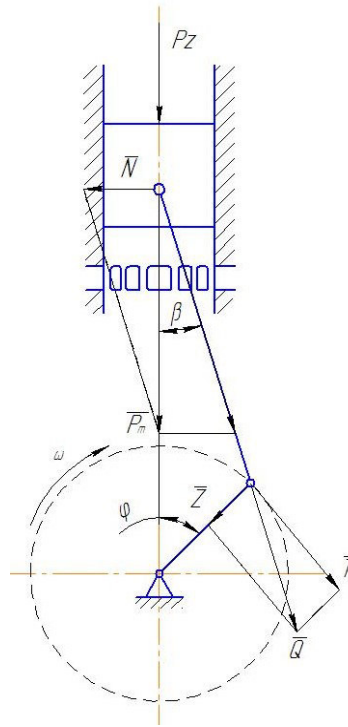


Рис. 2.2 – Силова схема КШМ

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.

Побудова діаграми сумарних дотичних сил

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

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1-3-4-2

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

$$\varphi_z = \frac{360}{z \cdot i},$$

де $z = 1$ - коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 4$ - число циліндрів;

$$\varphi_z = \frac{360}{1 \cdot 4} = 90^\circ$$

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. 2.9 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. 2.10. На підставі отриманих даних будується діаграма.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.10 – Розрахунок сумарних дотичних сил

$\varphi^{\circ}_{п.к.в}$	Номер циліндрів				ΣT
	I	II	III	IV	
0	0	1,282	-0,697	0	0,585
10	-0,204	1,394	-0,388	1,044	1,845
20	-0,408	1,412	-0,046	2,118	3,075
30	-0,608	1,335	0,247	1,725	2,7
40	-0,792	1,181	0,4	1,205	1,995
50	-0,940	0,975	0,333	0,889	1,257
60	-1,028	0,74	0,028	0,817	0,558
70	-1,027	0,493	-0,377	0,921	0,010
80	-0,918	0,246	-0,488	1,105	-0,055
90	-0,697	0	0	1,282	0,585

Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності графічним методом:

$$(N_i)_D = \overline{\Sigma T}_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3$$

де $\overline{\Sigma T}_{CP}$ - середнє сумарне дотичне зусилля, без урахування масштабу, мм;

$\mu_T = 0,025$ МПа/мм - масштаб діаграми;

$F_{Ц} = 0,00916$ м² - площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,0635$ м - радіус кривошипа;

$n = 2000$ хв⁻¹ - частота обертання колінчастого вала.

$\overline{\Sigma T}_{CP}$ - знаходиться по формулі:

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{F_g}{l_g}$$

де $F_g = 9867 \text{ мм}^2$ - площа діаграми;

$l_g = 243 \text{ мм}$ - довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{9867}{243} = 40,6 \text{ мм}$$

$$(N_i)_Д = 40,6 \cdot 0,025 \cdot 0,00916 \cdot \frac{3,14 \cdot 2000}{30} \cdot 0,0635 \cdot 10^3 = 162 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом:

$$(N_i)_y = 13,1 \cdot p_i \cdot D_y^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z$$

де $p_i = 0,995 \text{ МПа}$ - середній індикаторний тиск.

$$(N_i)_Ц = 13,1 \cdot 0,995 \cdot 0,108^2 \cdot 0,127 \cdot 2000 \cdot 4 \cdot 1 = 154,4 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$\delta = \frac{|(N_i)_y - (N_i)_Д|}{(N_i)_Д} \cdot 100\%$$

$$\delta = \frac{|154,4 - 162|}{154,4} \cdot 100\% = 4 \%$$

У зв'язку з тим, що розбіжність між $(N_i)_y$ та $(N_i)_Д$ не більша за 5 %, то розрахунок слід вважати правильним.

Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Розрахунок маховика (рис. 2.3) являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру обода маховика та його масу.

Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу).

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		33

Визначення надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{изб}} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\psi \cdot R \cdot 10^6$$

де $L'_{\text{изб}} = 5541$ мм - площа згідно з надлишковою роботою;

$\mu_T = 0,025$ МПа/мм - масштаб діаграми сумарної та дотичної сил;

$\mu_\alpha = 0,18$ град/мм - масштаб кута α ;

$F_\psi = 0,00916$ м² - площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 0,0635$ м - радіус кривошипа.

$$L_{\text{надл}} = 5541 \cdot 0,03 \cdot 0,18 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,00916 \cdot 0,0635 \cdot 10^6 = 427 \text{ кДж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_\delta = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2}$$

де: $\delta = 0,05$ - степінь нерівномірності оберту колін валу приймаємо;

$n = 2000$ хв⁻¹ - частота оберту колін валу.

$$I_\delta = \frac{91,2 \cdot 427}{0,05 \cdot 2000^2} = 0,194 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_M = 0,5 \cdot I_\delta,$$

$$I_M = 0,5 \cdot 0,194 = 0,097 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}$$

де $[v] = 30$ м/с - допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 30}{3,14 \cdot 2000} = 0,286 \text{ м}$$

$$D_{M2} = 1,7 \cdot S$$

де $S = 0,127$ м - хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 0,127 = 0,215 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2},$$

де D_M - діаметр маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot 0,068}{0,215^2} = 5,88 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho'}}$$

де M_M - маховий момент;

$$K_M = 0,2 - \text{В/Н};$$

D_M - діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800$ - щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{5,88}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,215 \cdot 7800}} = 0,074 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,074 = 0,014 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де D_M - діаметр ободу маховика;

H - висота ободу;

B - ширина маховика;

ρ - щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,215 \cdot 0,014 \cdot 0,074 \cdot 7800 = 5,45 \text{ кг}$$

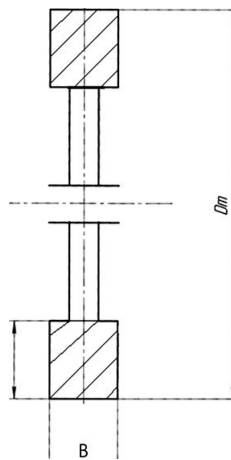


Рис. 2.3 – Загальний вид маховика

2.5 Розробка системи паливоподачі з насос-форсунками

У системах подачі палива багатоциліндрових дизелів існує проблема забезпечення на різних режимах роботи рівномірності подачі палива в циліндри дизеля. Особливо актуально рішення цієї проблеми для систем подачі палива багатоциліндрових дизелів з насос-форсунками, які забезпечують більш високі тиски впорскування, ніж системи подачі палива з роздільними паливними насосами високого тиску і форсунками.

Відомі системи подачі палива багатоциліндрових дизелів, що містять джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно пов'язані з ним насос-форсунки, кожна з яких обладнана окремим пристроєм регулювання подачі палива, і механізм управління, з'єднаний з пристроями регулювання

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

подачі палива насос-форсунками. У цих системах подачі палива багатоциліндрових дизелів використані насос-форсунки, і містять корпус з каналами підведення і відведення палива і насосної камерою, яка з'єднана з зазначеними каналами за допомогою відповідних вікон, плунжер, встановлений в насосній камері з можливістю зворотно-поступального переміщення і повороту навколо своєї осі і має відсічну кромку, розташовану під кутом до осі плунжера, з'єднаний з насосною камерою розпилювач і зубчато-рейковий пристрій регулювання подачі палива, призначений для повороту плунжера навколо своєї осі, в результаті чого відбувається зміна активного ходу плунжера між першим положенням його ходу, в якому він перекриває вікно, поєднане з каналом підведення палива, і другим положенням його ходу, в якому він своєю керуючою кромкою відкриває вікно, поєднане з каналом відводу палива. У таких системах подачі палива виникають значні труднощі забезпечення рівномірності подачі палива в циліндри дизеля внаслідок неможливості стендового регулювання системи на необхідну рівномірність подачі палива відповідними насос-форсунками. Крім того, наявність в кожній насос-форсунці свого пристрою регулювання подачі палив і плунжера з відсічною кромкою, розташованою під кутом до його осі, ускладнює насос-форсунку і зменшує термін її служби.

Відома також система подачі палива багатоциліндрового дизеля, що містить джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно послідовно з'єднаний з ним регульований дросель, пов'язаний з керуючим пристроєм, і насос-форсунки з насосними камерами, в які гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем і паралельно між собою за допомогою гідравлічної розгалуженого ланцюга, що включає в себе трубопроводи і з'єднуючі їх перехідники, кожен з яких виконаний з підвідним каналом і двома відвідними каналами, з'єднаними, відповідно, з трубопроводами. Використання в цій системі єдиного регулюючого

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пристрою - регульованого дроселя, а також насос-форсунок з плунжерами, у яких керуючі кромки розташовані перпендикулярно осям плунжерів, спрощує систему. Однак, розташування щонайменше одного відвідного трубопроводу співвісно з каналом, сполученим з підвідним трубопроводом, погіршує рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи через вплив швидкісного напору в трубопроводах на наповнення насосних камер різних насос-форсунок.

Відомі також насос-форсунки для такої системи подачі палива, що містять корпус з першим каналом підведення палива, другим каналом відводу палива і насосної камерою, з'єднаної з першим каналом за допомогою першого вікна і з другим каналом за допомогою другого вікна, рухливо встановлений в насосній камері плунжер, який перекриває в першому положенні свого ходу перше вікно і відкриває у другій позиції свого ходу друге вікно, гідравлічно з'єднаний з насосною камерою розпилювач, дросель, встановлений в першому каналі, і зворотний клапан, встановлений в другому каналі. Такі насос-форсунки забезпечують отримання досить високих показників роботи дизеля. Однак, рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи при використанні цих відомих насос-форсунок недостатня.

Крім того, відомі системи подачі палива багаточиліндрових дизелів з насос-форсунками і єдиним пристроєм регулювання подачі палива, виконаним у вигляді роторного розподільника, встановленого між джерелом подачі палива під тиском, каналами підведення палива до насос-форсунок і зливним каналом, а також системи подачі палива з насос-форсунками, мають клапани регулювання подачі палива з електромагнітним приводом. Такі системи складніше вищевказаної системи з регульованим дроселем.

Таким чином, незважаючи на велику кількість відомих систем подачі палива багаточиліндрових дизелів і насос-форсунок для них, завдання

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечення рівномірності подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи без значного ускладнення системи не вирішена.

Завдання полягає в модернізації системи подачі палива, що забезпечує необхідну рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи без значного ускладнення самої системи і її елементів.

Це завдання вирішується тим, що в системі подачі палива, що містить джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно послідовно з'єднаний з ним регульований дросель, пов'язаний з керуючим пристроєм, і насос-форсунки з насосними камерами, які гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем і паралельно між собою за допомогою гідравлічної розгалуженого ланцюга, що включає в себе трубопроводи і, щонайменше один, який з'єднує їх перехідник з підвідним каналом, сполученим з підвідним трубопроводом і, по меншій мірі двома відвідними каналами, з'єднаними з відвідними трубопроводами, кожен відвідний трубопровід розташований під кутом, близьким до прямого.

Таке виконання системи дозволяє зменшити вплив на процес подачі палива динамічних хвильових процесів, що відбуваються під час подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок, і сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок, а отже, і в циліндри дизеля на різних режимах роботи. При цьому сама система практично не ускладнена.

Щонайменше в одному каналі перехідника може бути встановлений зворотний клапан, що перешкоджає поширенню розривів потоку палива, що виникають в частинах гідравлічного ланцюга при роботі системи. Це також сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок при незначному ускладненні системи.

Вищевказана задача вирішується також тим, що насос-форсунка для системи подачі палива багаточиліндрового дизеля з джерелом подачі палива під постійним тиском і регульованим дроселем, пов'язаним з керуючим

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пристроєм, що містить корпус з першим каналом підведення палива, другим каналом відводу палива і насосною камерою, з'єднаної з першим каналом за допомогою першого вікна і з другим каналом за допомогою другого вікна, рухливо встановлений в насосній камері плунжер, який перекриває в першому положенні свого ходу перше вікно і при другій позиції свого ходу друге вікно, гідравлічно з'єднаний з насосною камерою розпилювач, дросель, встановлений в першому каналі, і перший зворотний клапан, встановлений в другому каналі, відповідно до винаходу забезпечена другим зворотним клапаном, встановленим між насосною камерою і розпилювачем. Таке виконання насос-форсунки дозволяє виключити вплив об'єму палива, що залишається в розпилювачі і відповідних до нього каналах, на наповнення насосної камери, що також сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в циліндри дизеля.

На рис. 2.4 схематично зображена система паливоподачі двигуна і перехідник в розрізі. Система подачі палива дизеля містить джерело подачі палива під постійним тиском, регульований дросель 3 і насос-форсунки 18. До складу джерела подачі палива під постійним тиском входять паливний бак, фільтри, паливний насос низького тиску, що приводиться двигуном (не показано), і регулятор тиску, з'єднаний з паливною цистерною за допомогою зливного трубопроводу. Регульований дросель 3 гідравлічно послідовно з'єднаний з джерелом подачі палива під постійним тиском за допомогою напірного трубопроводу 6 і пов'язаний з керуючим пристроєм 15, що включає в себе датчики 13, 14 параметрів роботи дизеля (не показаний), задаючий пристрій 12, керований оператором, процесор 11, до якого підключені датчики і задаючий пристрій, і електричний вузол 8 управління регульованим дроселем 3.

Регульований дросель 3 містить корпус 10 з каналом 7, сполученим з напірним трубопроводом 6, каналом 1, сполученим з трубопроводом 16, і розточенням 4, в якому встановлений рухливий золотник 2, пов'язаний з

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1 M2:1

1 – вихідний канал дроселя; 2 – золотник; 3 – дросель; 4 – розточення; 5 – пружина; 6 – напірний трубопровід; 7 – вхідний канал; 8 – електричний вузол управління; 9 – рухомий елемент; 10 – корпус дроселя; 11 – процесор; 12 – задаючий пристрій; 13 – датчик частоти обертання; 14 – датчик тиску; 15 – управляючий пристрій; 16 – підвідний канал; 17 – перехідник; 18 – насос-форсунка; 19 – підвідний канал перехідника; 20 – відвідний канал перехідника; 21 – зворотній клапан; 22 – відвідний трубопровід.

Кожна насос-форсунка (рис. 2.5) містить корпус 17 з першим каналом 13 підвода палива, другим каналом 16 відводу палива і насосною камерою 7,

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виконаної у втулці 19 і з'єднаної з першим каналом 13 за допомогою першого вікна 9 і з другим каналом 16 за допомогою другого вікна 23. У насосній камері 7 рухомо встановлений плунжер 18, з'єднаний з штовхачем 15, призначеним для взаємодії з кулачком (не показаний) механізму приводу безпосередньо. Між корпусом 17 і штовхачем 15 встановлена пружина 14.

Плунжер 18 має проточку 20 між робочими кромками 8, 10 і канал 24, що з'єднує проточку 20 з насосною камерою 7. У другому каналі 16 корпусу 17 встановлений перший зворотний клапан 22, виконаний у вигляді кульки, підгорнутого пружиною 21. Насос-форсунка має розпилювач 3 закритого типу з сопловими отворами 1, призначеними для впорскування палива в циліндр дизеля (не показаний), і запірним елементом-голкою 4 підгорнутим пружиною 27, розміщеної в надигольній порожнині 26, виконаний у втулці 28. Подигольна порожнина 2 розпилювача 3 з'єднана з насосною камерою 7 за допомогою каналу 5. Між насосної камерою 7 і розпилювачем 3 встановлений другий зворотний клапан 6. Надигольна порожнина 26 з'єднана з другим каналом 16 корпусу 17 через клапан 25, призначений для підтримки заданого тиску в надигольній порожнині 26.

У першому каналі 13 корпусу встановлений регульований дросель 11. Регульований дросель 11 забезпечений голкою 12, призначеної для регулювання його прохідного перетину.

Насосні камери 7 насос-форсунок через перші канали 13 гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем 3 (рис. 2.4) і паралельно між собою за допомогою розгалуженого гідравлічного ланцюга, що включає в себе трубопроводи 16 (рис. 2.4) і з'єднуючі перехідники 17 (рис. 2.4).

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

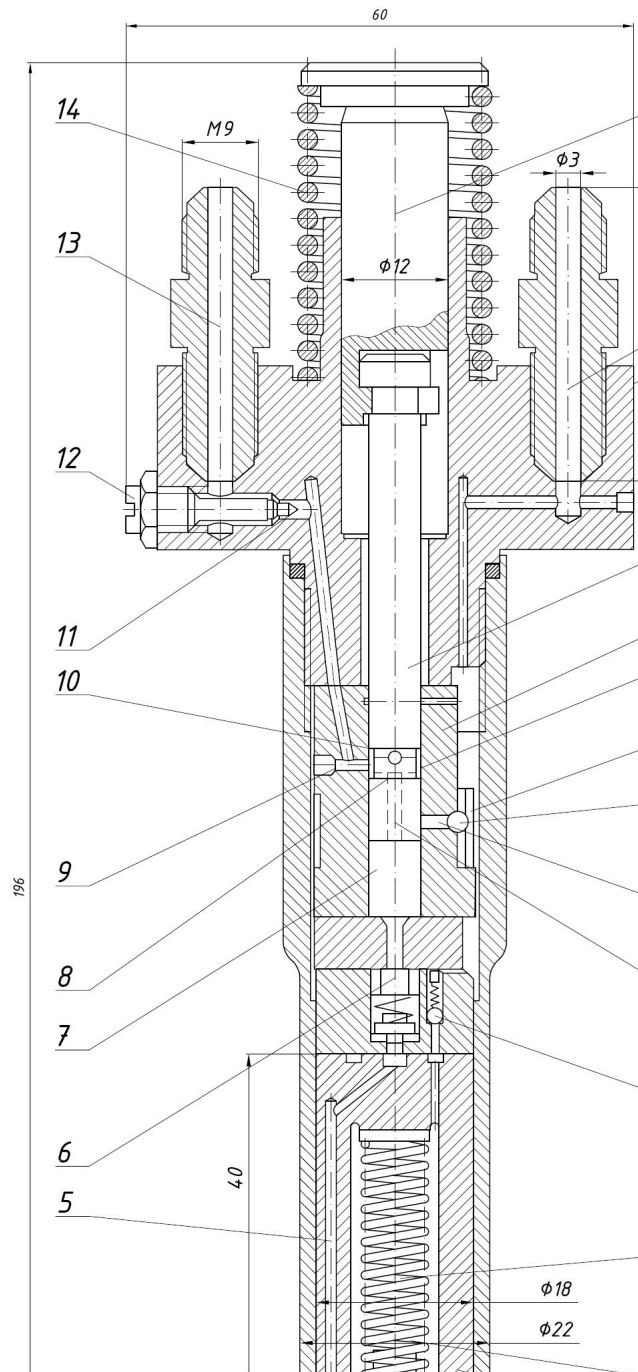


Рис. 2.5 – Насос-форсунка:

1 – соплові отвори; 2 – подигольна порожнина; 3 – розпилювач; 4 – запірна голка; 5 – перший з'єднуючий канал; 6 – зворотний клапан; 7 – насосна камера; 8 – нижня робоча кромка; 9 – перше вікно; 10 – верхня робоча кромка; 11 – регульований дросель; 12 – голка дроселя; 13 – перший канал підвода палива; 14 – пружина; 15 – штовхач; 16 – другий канал відводу палива; 17 – корпус насос-форсунки; 18 – плунжер; 19 – втулка; 20 – проточка; 21 – пружина першого клапану; 22 – перший зворотний клапан; 23 – друге вікно; 24 – другий з'єднуючий канал; 25 – клапан; 26 – надигольна порожнина; 27 – пружина надигольної порожнини; 28 – проміжна втулка.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ

Аркуш

43

Кожен перехідник має один підвідний канал 19, з'єднаний з підвідним трубопроводом 16 і два відвідних канали 20. Відвідні канали перехідників з'єднані з відвідними трубопроводами. Кожен відвідний трубопровід розташований під кутом, близьким до прямого. У відвідних каналах 20 перехідника 17 встановлені зворотні клапани 21. Другі канали 16 (рис. 2.5) насос-форсунок за допомогою трубопроводів з'єднані з паливним баком.

Описана система подачі палива з описаними насос-форсунками працює наступним чином.

Паливний насос низького тиску подає (рис. 2.4) паливо з паливного бака в регульований дросель 3 під постійним тиском, підтримуваним регулятором тиску. Процесор 11 керуючого пристрою 15 в залежності від сигналів, що надходять від датчиків 13, 14 і задаючого пристрою 12, за допомогою електричного вузла 8 управління встановлює в задане положення золотник 2 регульованого дроселя 3, який підтримує в трубопроводі 16 тиск менше, ніж тиск палива, що надходить до регульованого дроселя 3 по трубопроводу 6. Паливо з трубопроводу 16 через перехідники 17 і трубопроводу 16 надходить до насос-форсунок 18.

У кожній насос-форсунці (рис. 2.5) паливо надходить через перший канал 13 і дросель 11 до вікна 9. В крайньому нижньому положенні плунжера 18 насосна камера 7 роз'єднана від каналу 13. На початку руху плунжера 18 вгору разом з штовхачем 15 під дією пружини 14 при відповідному русі кулачка механізму приводу (не показані) геометричний об'єм насосної камери 7 збільшується, і залишене в ній паливо переходить в пароподібний стан. При відкритті вікна 9 робочої кромкою 10 плунжера 18 паливо з каналу 13 через вікно 9, проточку 20 і канал 24 починає надходити в насосну камеру 7. Надходження палива в насосну камеру 7 припиняється, коли робоча кромка 10 плунжера 18 перекриває вікно 9 при русі плунжера 18 вниз разом з штовхачем 15 під дією кулачка механізму приводу (не показаний). При цьому заповнення насосної камери 7 паливом залежить від

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

тривалості відкриття вікна 9 і від тиску палива в вікні 9, що визначається дроселюванням потоку палива регульованим дроселем 3 (рис. 2.4) і дроселем 11 насос-форсунки, так що в момент перекриття вікна 9 частина об'єму насосної камери 7 задіяна парами палива.

При насосному ході плунжера 18 (рух плунжера вниз) спочатку пари палива в насосній камері 7 переходять в рідкий стан, і тільки після цього відбувається стиснення рідкого палива.

При підвищенні тиску рідкого палива в насосній камері 7 воно через клапан 5 і канал 6 надходить в подигольну порожнину 2 розпилювача 3 і при заданому тиску долає зусилля пружини 27 і тиск в надигольній порожнині 26, в результаті чого голка 4 відкриває соплові отвори 1, і паливо впорскується в циліндр дизеля (не показаний). Впорскування палива закінчується при відкритті другого вікна 23 кромкою 8 плунжера 18. При цьому паливо з насосної камери 7 через зворотний клапан 22, канал 16 і відповідні трубопроводи надходить в паливний бак.

Для забезпечення рівномірності подачі палива в різні циліндри двигуна здійснюють регулювання системи на стенді шляхом регулювання регульованих дроселів 11. При цьому після установки системи на дизель не відбувається порушення регулювання.

Зворотний клапан 6 сприяє стабільності подачі палива насос-форсунок завдяки тому, що виключає вплив об'єму палива, що заповнює канал 5 і подигольну порожнину 2 розпилювача 3, на наповнення насосної камери 7. Клапан 25, що підтримує заданий тиск в надигольній порожнині 26, сприяє додатковому гідрозапиранню голки 4 розпилювача, в результаті чого поліпшуються початкова і завершальна фази процесу упорскування. Описане взаємне розташування трубопроводу сприяє рівномірності подачі палива в циліндри дизеля завдяки тому, що виключає шкідливий вплив на рівномірність наповнення насосних камер насос-форсунок динамічних процесів в трубопроводах. Зворотні клапани 21 (рис. 2.4) перешкоджають

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поширенню розриву суцільності потоків палива, завдяки чому також підвищується рівномірність подачі палива.

Таким чином, описана система подачі палива і насос-форсунки для неї покращує експлуатаційні характеристики двигуна без істотного його ускладнення і подорожчання.

2.6. Розробка технологічного процесу ремонту насос-форсунок

Загальні рекомендації

При установці насос-форсунки на двигун не слід сильно затягувати гайку скоби кріплення, щоб не пошкодити мідний стакан.

Після установки насос-форсунки необхідно перевірити на працюючому двигуні, чи немає прориву газів між мідним стаканом головки блоку циліндрів і стягнутою гайкою насос-форсунки. При виявленні прориву газів необхідно зняти насос-форсунку і домогтися щільного прилягання посадочного конуса стягнутої гайки насос-форсунки до мідного стакану.

Насос-форсунки після установки на двигун повинні бути правильно відрегульовані.

Технічне обслуговування насос-форсунок повинно проводитися в спеціальних майстернях кваліфікованим персоналом.

Перевірка насос-форсунок

Насос-форсунки потрібно знімати з двигуна тільки при технічному обслуговуванні і в випадках особливої необхідності (при неможливості досягти рівномірної роботи циліндрів шляхом регулювання або при значному димленні двигуна).

При знятті насос-форсунок рекомендується користуватися спеціальним пристосуванням (рис. 2.6).

Для зняття насос-форсунок необхідно відвернути гайки паливних трубок як з боку форсунок, так і з боку ніпелів, вкручених в головку (ключем з зевом 14 мм).

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Після зняття паливних трубок треба негайно навернути ковпачкові запобіжні гайки на штуцери насос-форсунок і ніпелі паливних магістралей або закрити отвори дерев'яними пробками.



Рис. 2.6 – Зняття насос-форсунки за допомогою спеціального пристосування:

1 – пружина клапана; 2 – насос-форсунка; 3 – валик управління; 4 – головка блоку циліндрів двигуна; 5 – пристосування-важіль

Потім слід вивернути болти кріплення стійок осі коромисел і відкинути коромисла, відвернути торцевим ключем з зевом 14 мм гайку скоби кріплення насос-форсунки. Після цього насос-форсунку можна зняти.

Перед зворотною установкою насос-форсунки треба ретельно протерти конічну частину гайки. Після установки затягнути гайки скоби насос-форсунки, паливопроводів і болтів кріплення стійок коромисел, а потім відрегулювати установку плунжера насос-форсунки за допомогою калібру.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зняті насос-форсунки повинні бути ретельно оглянуті і перевірені.

Оглядаючи насос-форсунку, необхідно переконатися в цілості різьби штуцерів і в відсутності вибоїн на тарілці штовхача.

Потім слід уважно оглянути посадковий конус стягнутої гайки. На посадковому конусі, в місці контакту з мідним склянкою головки блоку циліндрів, повинен бути замкнутий кільцевий відбиток без будь-яких перерв, покритих нагаром і свідчать про прорив газів.

Після цього необхідно ретельно оглянути носик розпилювача і соплові отвори. Носик розпилювача не повинен мати слідів оплавлення або кольорів мінливості, а соплові отвори - помітного на око збільшення діаметрів або еліптичності.

Всі перераховані вище дефекти, виявлені на розпилювачі і стягнутій гайці, є сигналами того, що тепловий режим насос-форсунки був порушений і вона перегрівалася під час роботи на двигуні.

При виявленні таких дефектів для забезпечення повного зіткнення ущільнювальної поверхні мідного стакану в голівці блоку циліндрів з посадковим конусом стягнутої гайки насос-форсунки ущільнювальна поверхня стакану повинна бути оброблена спеціальним розгорненням або стакан замінений новим.

Після огляду насос-форсунки повинні бути ретельно очищені від зовнішньої бруді і нагару жорсткими волосяними або капроновими щітками.

Вичищені насос-форсунки промиваються гасом і обдуваються стисненим повітрям. Для очищення і промивання насос-форсунок необхідно мати промивальну ванну з сіткою, обладнану для зливу забрудненого гасу вниз. Після огляду і зовнішньої чистки насос-форсунки через один з штуцерів заповнюються дизельним паливом за допомогою шприца ємністю 70-100 см³.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Після того як насос-форсунки заповнені паливом, приступають до їх перевірки:

1. Натискаючи рукою на тарілку штовхача, перевіряють рух його. Штовхач повинен вільно, без заїдань або будь-яких інших опорів переміщатися під дією своєї пружини при будь-якому положенні рейки. Наявність місцевих прихватів і заїдань вкаже на дефекти в плунжерній парі або в парі штовхач - корпус.

2. Тримаючи насос-форсунку горизонтально і повертаючи її навколо поздовжньої осі на 180° , перевіряють легкість рухів рейки насос-форсунки (рис. 2.1). Рейка в вертикальному положенні повинна вільно переміщатися під дією власної ваги на всій довжині свого ходу при будь-якому положенні штовхача. Наявність прихватів і заїдань вкаже на погнутість рейки, на дефекти і забруднення зубчастої пари рейка - шестерня або на дефекти в плунжерній парі.

3. Поставивши насос-форсунку вертикально носиком розпилювача на аркуш цупкого глянцевого паперу або будь-якого пластику, виробляють від руки різке стиснення штовхача при всунутій до відмови рейці.

Початок впорскування у справній насос-форсунці має відчуватися рукою. Впорснуте насос-форсункою паливо повинне дати на площині чітке зображення, аналогічне показаному на рис. 2.7, а.

Число «променів» зображення повинно відповідати числу соплових отворів розпилювача.

«Промені» повинні розташовуватися рівномірно по колу. Повна або часткова відсутність будь-якого «променя» вкаже на засмічення або закоксованість відповідного отвору (рис. 2.7, б, в).

При повному або частковому засміченні або закоксованості соплового отвору в якості тимчасового заходу допустиме прочищення засміченого отвору сталеву струною діаметром 0,14...0,15 мм без розбирання насос-форсунки.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При першій можливості насос-форсунка, у якій прочищаються соплові отвори, повинна бути розібрана і ретельно промита.

Наявність в центрі зображення крапельки палива є ознакою підтікання насос-форсунки і вказує на неприпустимий знос деталей клапанної системи або на її засмічення.

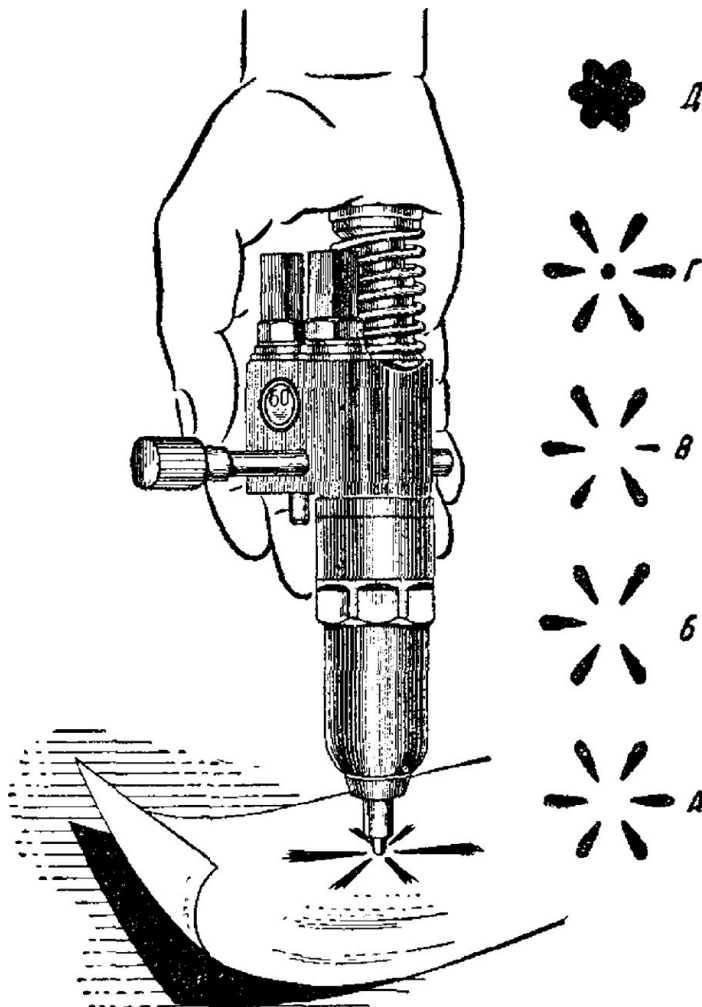


Рис. 2.7 – Перевірка стану клапанної системи та чистоти соплових отворів

Якщо ж момент упорскування палива абсолютно не відчувається рукою, а виходить із соплових отворів паливо зливається на площині в одну краплю (рис. 2.7, д), то це свідчить про повний вихід з ладу системи контрольного клапана.

4. При наявності спеціального гідравлічного стенду з метою більш повної перевірки стану насос-форсунки необхідно перевірити якість

розпилювання палива, тиск відкриття контрольного клапана і герметичність внутрішніх сполучень.

Найбільш доцільно використовувати спеціальні гідравлічні стенди. Конструктивно такий стенд не складний і може бути виготовлений силами будь-ремонтної майстерні (рис. 2.8).

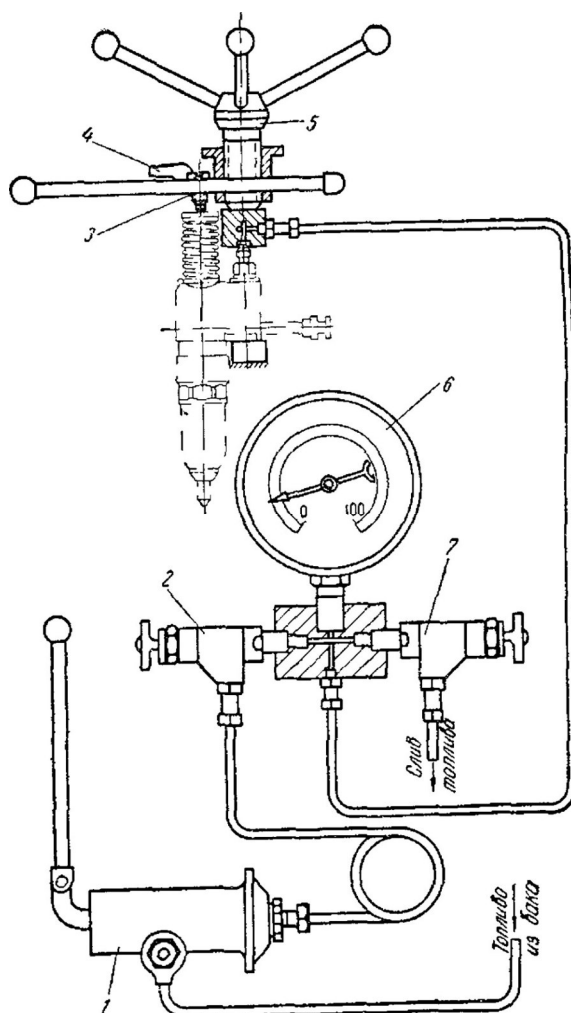


Рис. 2.8 – Схема гідравлічного стенду для перевірки насос-форсунок:

- 1 – насос високого тиску; 2 – запірний кран; 3 – регулювальний гвинт;
4 – засувка; 5 – притиск; 6 – манометр; 7 – спускний кран

Насос-форсунка, яка перевіряється, закріплюється в стенді гвинтовим притиском, який одночасно створює ущільнення між входним штуцером насос-форсунки і паливопроводом стенду. Інший штуцер насос-форсунки повинен бути щільно заглушений ковпачком з прокладкою. Над насос-

форсункою є рукоятка для її прокачування, яка одночасно дозволяє зафіксувати штовхач насос-форсунки в певному положенні.

Після складання та регулювання всю паливну систему стенду випробовують на герметичність. Для цього на стенд ставиться спеціальна насос-форсунка з заглушеним отвором вхідного штуцера. Потім загвинчують притиск і закривають спускний кран. Ручним насосом доводять тиск до 5,0 МПа по манометру і щільно закривають запірний кран.

Манометр справного стенду за одну хвилину повинен показувати спад тиску не більше 0,1 МПа. Якщо стенд не витримує цього випробування, то його паливну систему необхідно перебрати і усунути негерметичність.

Подальша перевірка насос-форсунок на стенді відбувається в такій послідовності:

а) для перевірки якості розпилювання палива насос-форсункою рейку всувають до відмови і прокачують насос-форсунку деякими різкими натисканнями на штовхач рукояткою стенду. Потім, натискаючи і відпускаючи штовхач насос-форсунки в темпі 50-70 циклів в хвилину, спостерігають характер розпилу. Паливо з соплових отворів розпилювача, має бути в дрібнорозпиленому туманообразному стані. Початок розпаду струменя повинен знаходитися не далі 20 мм від соплового отвору. При цьому не повинно спостерігатися крапель на носіку розпилювача. Невідповідність насос-форсунки цим вимогам вказує на негерметичність сполучення контрольного клапана зі своїм сідлом або на дефект пружини.

В цьому випадку необхідно розібрати насос-форсунку і ліквідувати несправність.

Зазвичай, коли клапанна система працює нормально, впорскування палива супроводжується характерним різким звуком;

б) при перевірці насос-форсунки на тиск відкриття контрольного клапана рейка висунута повністю, верхній торець штовхача зафіксований на відстані 33,3 мм від базового торця корпусу насос-форсунки. Закривають

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

спускний кран стенду (запірний залишається відкритим) і ручним насосом повільно підвищують тиск у внутрішній порожнині насос-форсунки. При тиску вище 2,5 МПа швидкість наростання тиску не повинна перевищувати 0,2 МПа в секунду.

Тиск відкриття контрольного клапана заміряється по манометру стенду в підвідному паливопроводі в момент, відповідний попередньому відкриттю клапана (початку уприскування). Тиск відкриття контрольного клапана повинен лежати в межах 3-6 МПа.

Якщо насос-форсунка не відповідає цій умові, слід її розібрати і перевірити стан сфери клапана і фаски сидла, а також висоту пружини;

в) для перевірки герметичності насос-форсунки, не змінюючи її установки ($C = 33,3$ мм), всувають рейку до відмови, створюють в її внутрішній порожнині тиск 3,5-3,8 МПа, щільно закривають запірний кран (спускний кран залишається закритим) і перестають діяти рукояткою ручного насоса.

При цьому випробуванні не допускаються течі палива через ущільнення насос-форсунки, а також падіння тиску з 3,8 до 1,9 МПа швидше ніж за 1 хв. Наявність течі визначається візуально при перевірці рекомендується застосовувати чистий папір.

Якщо насос-форсунка не витримує випробування, необхідно її розібрати, промити і оглянути деталі і при необхідності довести їх поверхні або замінити.

Перевірку насос-форсунки на гідравлічному стенді завжди слід проводити в зазначеній послідовності. В іншому випадку при визначенні причин несправностей легко можна зробити помилку, що призведе до зайвої роботи і непотрібної витрати часу.

Насос-форсунки, які задовольняють всім перерахованим вище вимогам, забезпечують нормальну роботу справного двигуна.

На рис. 2.9 зображений прилад, виготовлений за тією самою схемою,

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

що і стенд, і складається з плунжерного паливного насоса з рукояткою 7, паливного бачка 2, манометра 4 і паливопроводу 3 високого тиску до насос-форсунки.

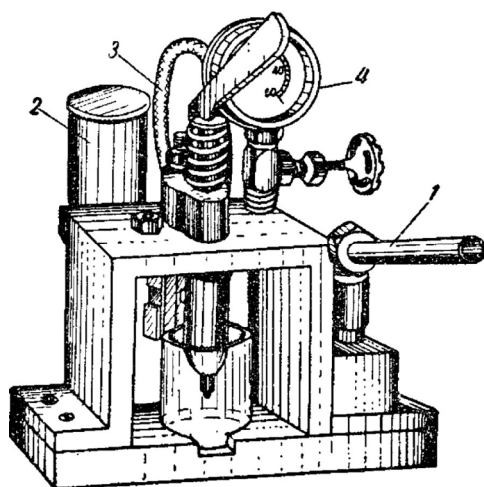


Рис. 2.9 – Прилад для перевірки герметичності насос-форсунки і розпилювання палива:

1 – рукоятка насоса; 2 – бачок для палива; 3 – паливо провід; 4 – манометри

Для перевірки якості розпилювання можна користуватися ручкою, шарнірно закріпленої в губах лещат (рис. 2.10).

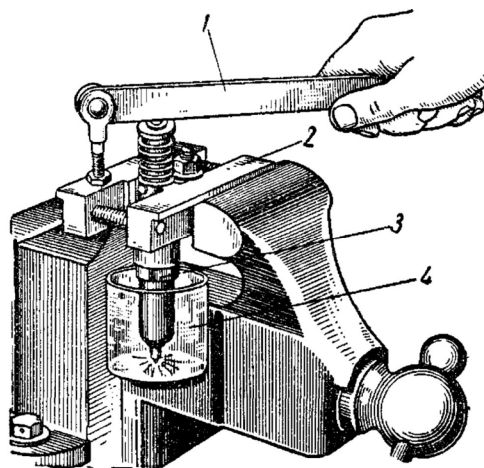


Рис. 2.10 – Простий пристрій для перевірки розпилювання палива насос-форсункою:

1 – нажимна рукоятка; 2 – пристосування для затиску насос-форсунки;
3 – випробовувана насос-форсунка; 4 – посудина для палива

Чищення, контроль та ремонт деталей насос-форсунок

При роботі з насос-форсунками необхідно дотримуватися найсуворішої чистоти. Найменший бруд, що потрапив всередину насос-форсунок при ремонті або у роботі, може швидко вивести її з ладу. Тому остаточну чистку, контроль і ремонт деталей, а також складання і випробування насос-форсунок не слід робити на тому ж верстаку, де проводилася їх перевірка і розбирання. Для цих цілей необхідно мати окремий верстак.

Остаточна чистка деталей насос-форсунок проводиться у ванні з авіаційним бензином за допомогою волосяних або капронових щіток.

Отвори і свердління очищаються йоржиком і промиваються зі шприца. Деталі просушують стисненим повітрям або фільтрувальним папером. Ні в якому разі не можна застосовувати для протирання деталей насос-форсунок ганчір'я. Плунжерні пари і деталі клапанної системи, крім промивання в загальній ванні, повинні промиватися ще раз в чистому бензині. Потім приступають до перевірки деталей і ремонту насос-форсунок.

Корпуси і гайки з пошкодженою різьбою підлягають заміні. Штовхач повинен рухатися в отворі корпусу без будь-яких заїдань і прихватів. Якщо в направляючої частини корпусу є забоїни або задири, то вони повинні бути ретельно зачищені і зашліфовані.

Треба звертати особливу увагу на чистоту поверхні посадочного конуса стягнутої гайки.

Все вм'ятини і забоїни на посадковому конусі повинні бути ретельно зашліфовані.

У разі неможливості правильно заправити пошкоджений посадковий конус стягнутої гайки її слід замінити.

Штовхачі, мають на своїх поверхнях тріщини або виколи площею понад 1,5 мм², повинні бути замінені. Гострі кромки більш дрібних виколів

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідно ретельно притупити і зашліфувати.

Шестерня повинна кататися по рейці без заїдань. Вм'ятини і забоїни на цих деталях, а також на дистанційній втулці повинні зачищати надфілем.

Якщо рейка погнута, то допускається її правка, яку необхідно виробляти дуже обережно, щоб не пошкодити профіль зуба. Після редагування необхідно перевірити посадку скоби на рейці. При найменшій слабини в посадці рейку зі скобою необхідно замінити.

У втулці плунжерної пари під час промивання треба обов'язково прочистити отвір для змащування. Чистка проводиться м'яким мідним дротом діаметром 1 мм. Остаточне очищення внутрішнього отвору втулки проводиться мідним або латунним прутком діаметром 5,5 мм, загорнутим по всій довжині чистим фільтрувальним папером. На поверхні паперу не повинно залишатися слідів бруду, в іншому випадку процес чищення необхідно повторити. Доведений торець втулки не повинен мати рисок і подряпин. Якщо вони є, то торець доводиться на доводочній плиті тонкою пастою ГОІ до дзеркального блиску. Для цієї роботи, а також для подальших доводочних робіт, необхідно мати набір з трьох плит. Плити повинні періодично доводитись одне за одним звичайним способом; розмір плит не менше 180x80 мм, так як робота на менших плитах незручна.

Якщо на внутрішній поверхні втулок близько отворів є помітні на око відколи, то плунжерні пари повинні бути замінені.

Чистка і просушування плунжера проводиться таким же методом, як чистка і просушування втулки. Після чищення не можна торкатися пальцями до тієї частини плунжера, яка входить у втулку. На відсічних крайках плунжера не повинно бути помітних на око відколів і викришувань. На тих ділянках відсічних крайок, які знаходяться проти отворів втулки, не повинно бути густої сітки рисок. На циліндричній частини плунжера, яка входить у втулку, не повинно бути окремих подряпин, рисок, тріщин і т.д. Пари, плунжери яких мають такі дефекти,

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

повинні бути замінені.

Ні в якому разі не можна замінювати окремо втулку або плунжер. Плунжерна пара завжди повинна замінюватися в комплекті. Плунжер і втулку можна парувати сухими, вони повинні бути змочені чистим дизельним паливом. Змочений паливом плунжер повинен вільно переміщатися по всій довжині втулки у всіх положеннях. Якщо на дотик помітно заїдання або плунжер в якомусь положенні не опускається під дією своєї ваги в поставленої вертикально втулці, то така пара повинна бути замінена.

Розпилювач насос-форсунки повинен бути ретельно очищений від нагару і бруду. Соплові отвори розпилювача прочищаються сталевією струною діаметром 0,14...0,15 мм. Для зручності роботи струна затискається в патрон. Прочищення виробляють обертанням струни на 1/2 обороту в ту і іншу сторону. При цьому не можна допускати скручування струни в отворі (рис. 2.11).

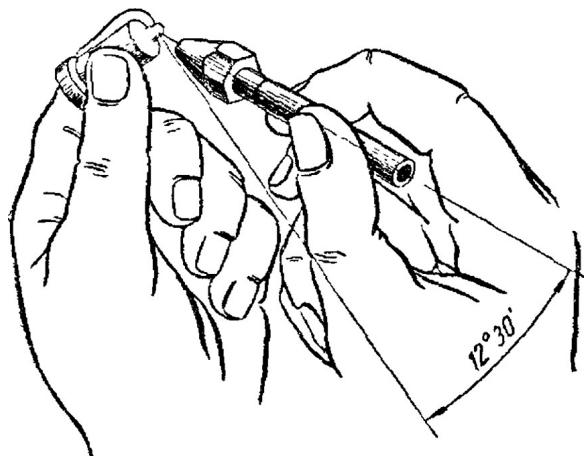


Рис. 2.11 – Чищення соплових отворів

Потім очищають внутрішню порожнину розпилювача обертанням в ній спеціальної лопатки (рис. 2.12).

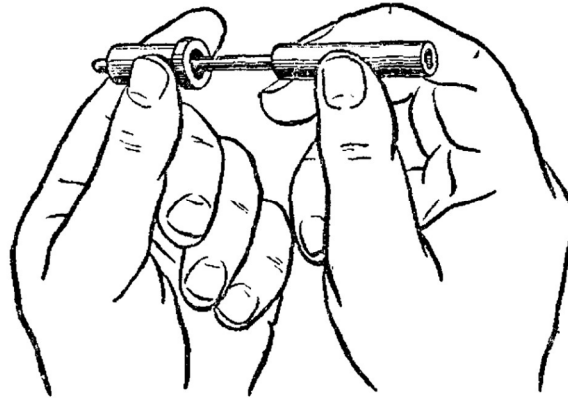


Рис. 2.12 – Чищення внутрішньої порожнини розпилювача

Після чистки розпилювач промивається бензином зі шприца з боку торця. Всі струмки, що виходять із соплових отворів, повинні бути однаковими. Менш інтенсивна цівка вкаже на недостатню чистоту відповідного соплового отвору, який необхідно прочистити вдруге.

Розпилювачі зі слідами оплавлення носика і з помітним на око збільшенням і еліптичністю соплових отворів повинні бути замінені.

Діаметри соплових отворів контролюються калібром діаметром 0,20 мм, затиснутим в такий же патрон, як і струна для прочищення. Якщо цей калібр проходить хоча б в один отвір розпилювача, то такий розпилювач треба замінити.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [7].

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 142.44.25.01.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 142.44.25.01.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 142.44.25.01.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 142.44.25.01.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 [8].

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 142.44.25.01.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 удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – 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 [9].

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 142.44.25.01.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: алкенов, алкадиєнов, цикланов, 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 тім, 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 142.44.25.01.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 (углерода 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 142.44.25.01.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 підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °С), 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 142.44.25.01.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 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 4ДН 10,8/12,7 потужністю 140 кВт при 2000 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 паливної системи з насос-форсунками. Розроблено технологічний процес ремонту насос-форсунок.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

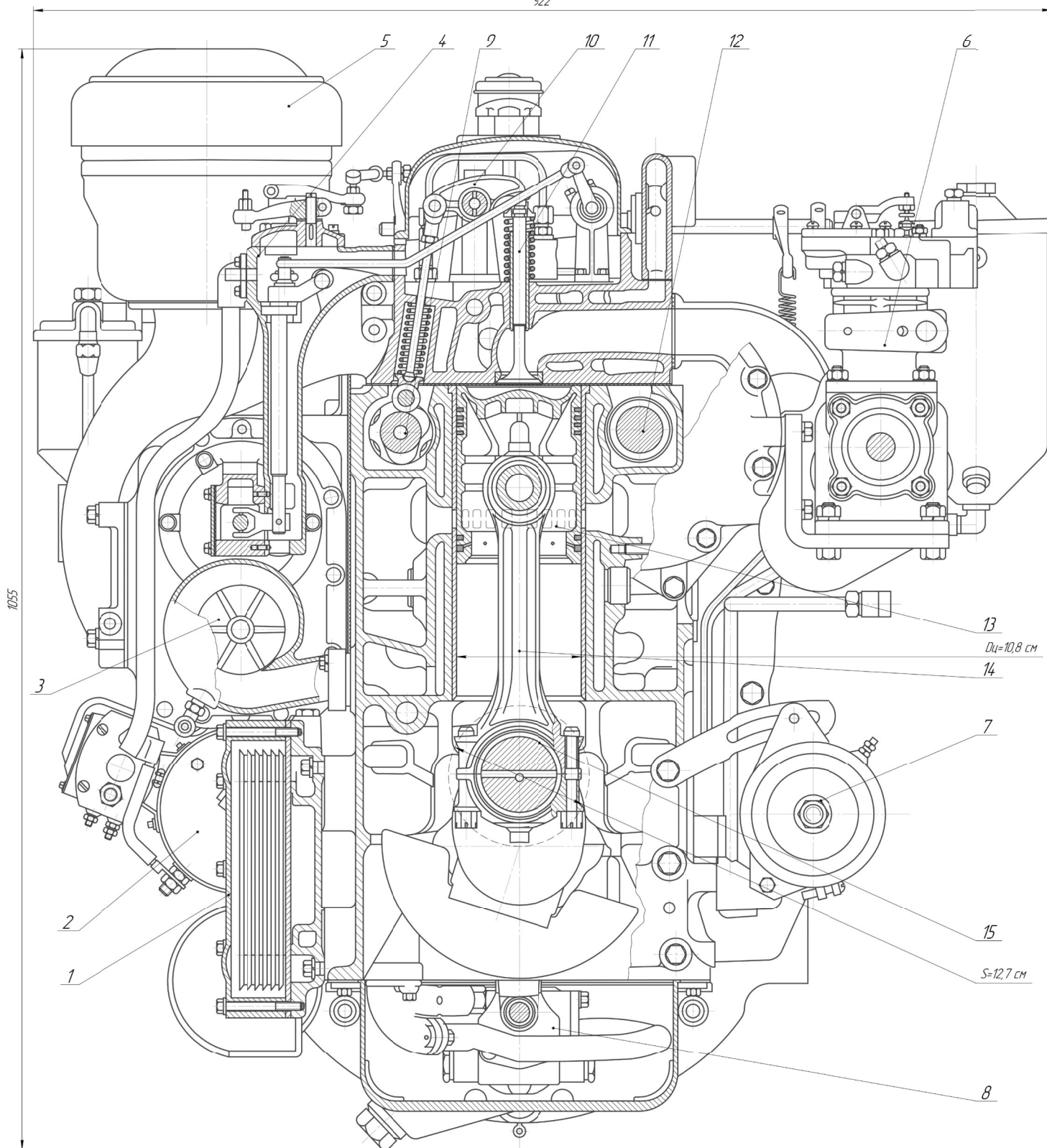
1. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
2. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.
8. 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.
9. Зацеркляний М.М. Процеси захисту навколишнього середовища: підручник / М.М. Зацеркляний, О.М. Зацеркляний, Т.Б. Столевич. – Одеса: Фенікс, 2017. – 454 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

922



Технічна характеристика

1. Діаметр циліндра, $D_c=10,8$ см.
2. Хід поршня, $S=12,7$ см.
3. Ефективна потужність, $N_e=14,0$ кВт.
4. Частота обертання колінчатого вала, $n=2000$ хв⁻¹.
5. Кількість циліндрів, $i=4$.
6. Тиск наддувочного повітря, $P_k=0,16$ МПа.
7. Середній ефективний тиск, $P_e=0,66$ МПа.

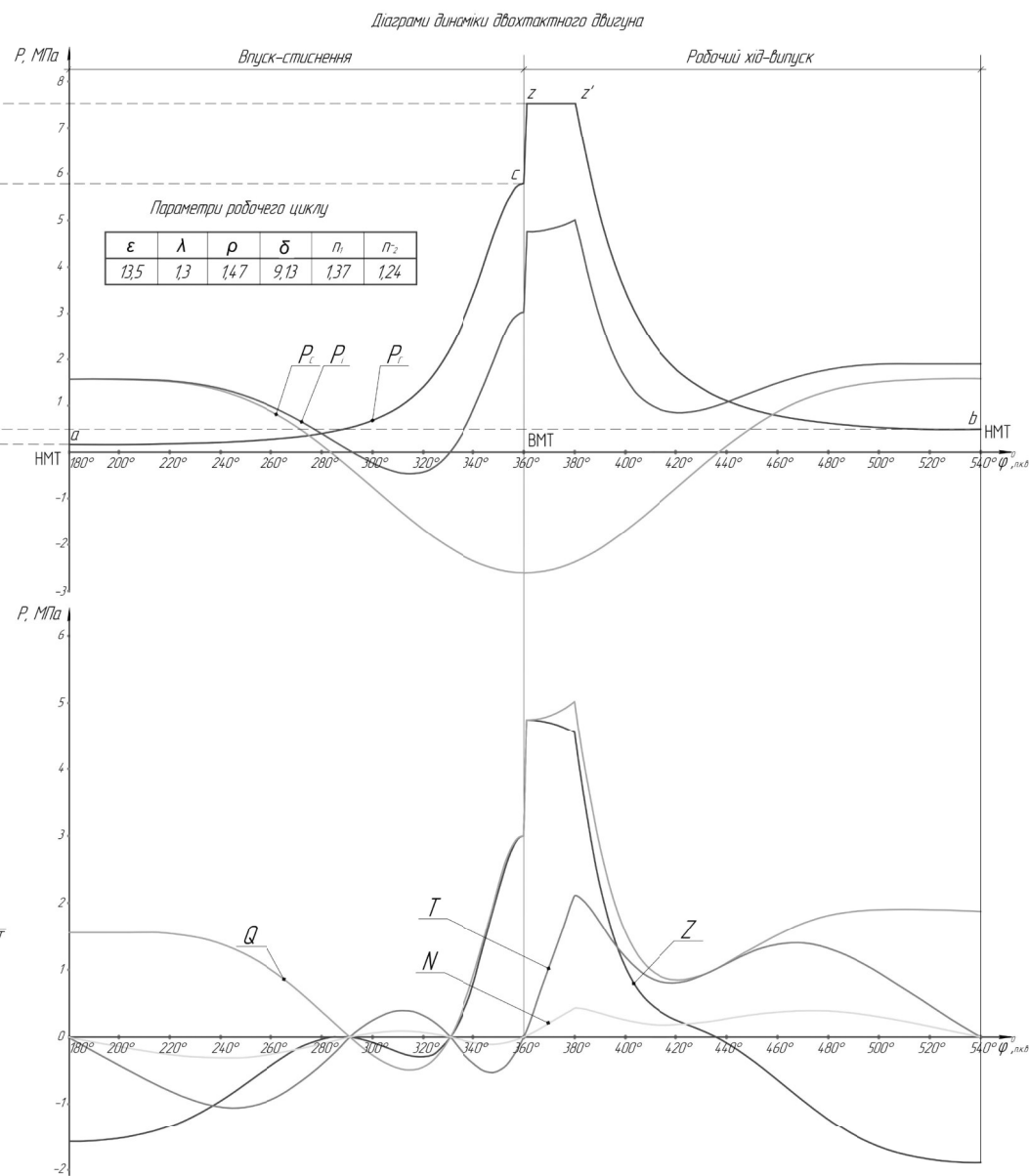
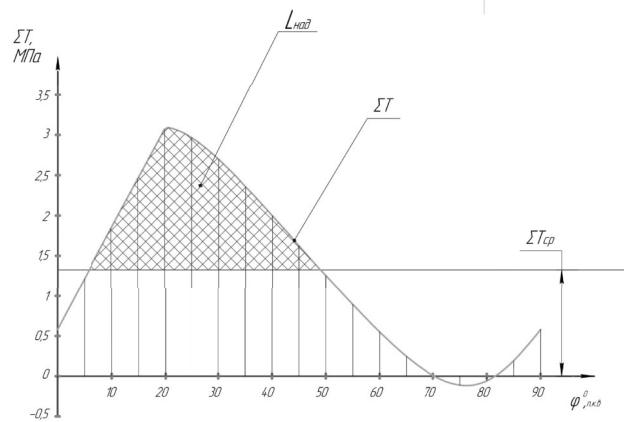
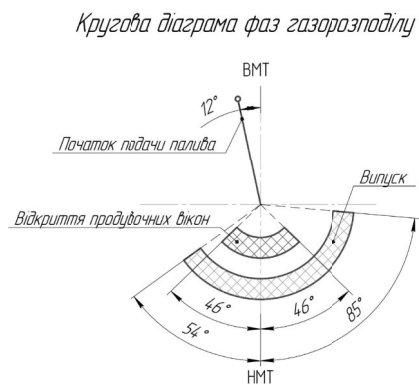
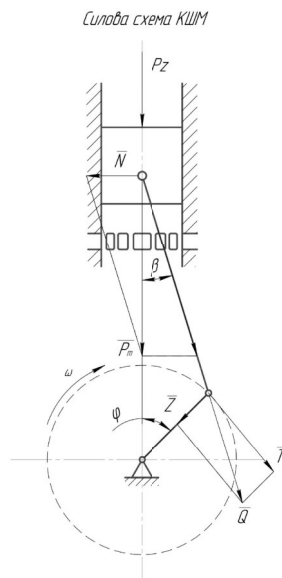
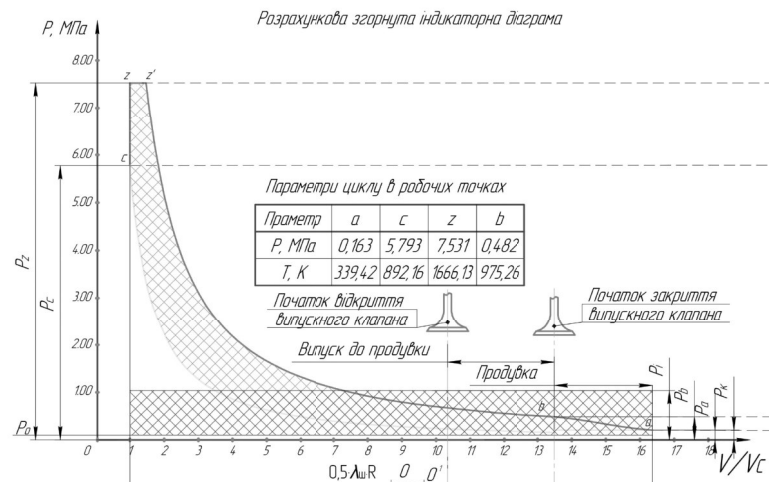
Зм.	Лит.	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив	АВВ	акв. А.С.		
Перевірив	П	Павловський А.С.		
Н. інженер	П	Павловський А.С.		
Замовив	М	Масеро В.В.		

ПННІ НУК 142.44.25.01.01.

Поперечний переріз
двигуна 4ДН 10,8/12,7

Лит.	Маса	Масшт.
		2:1
Лист	Листів	
44-ЕМ-23		

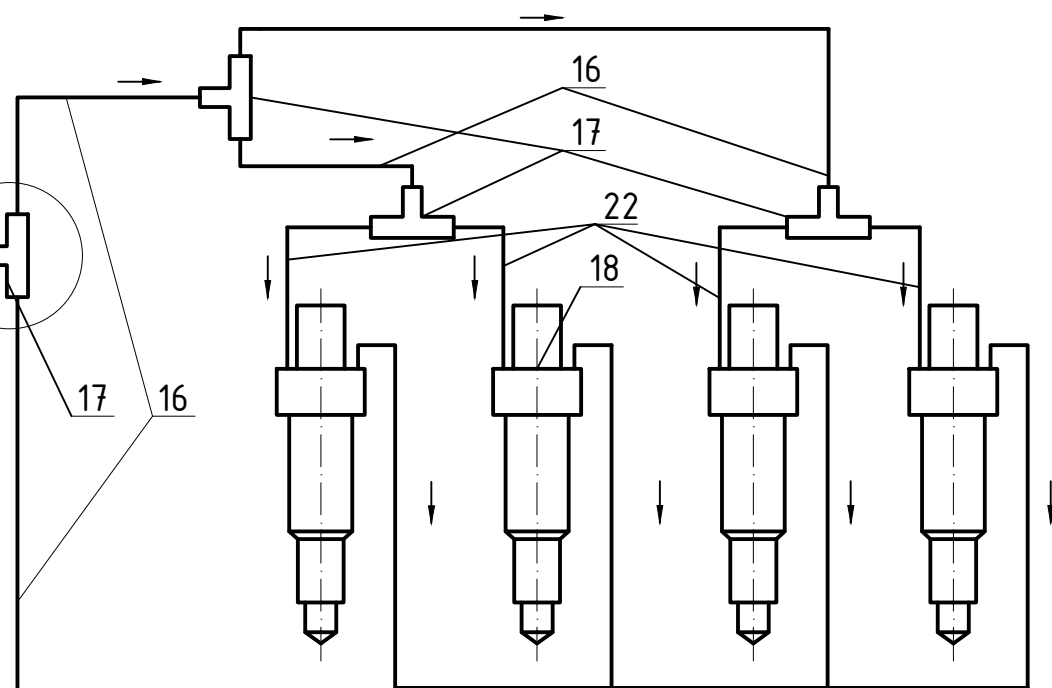
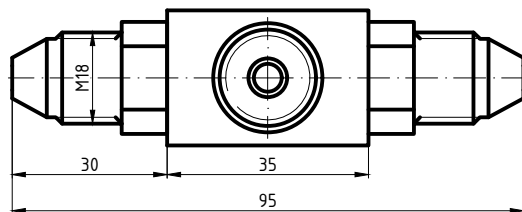
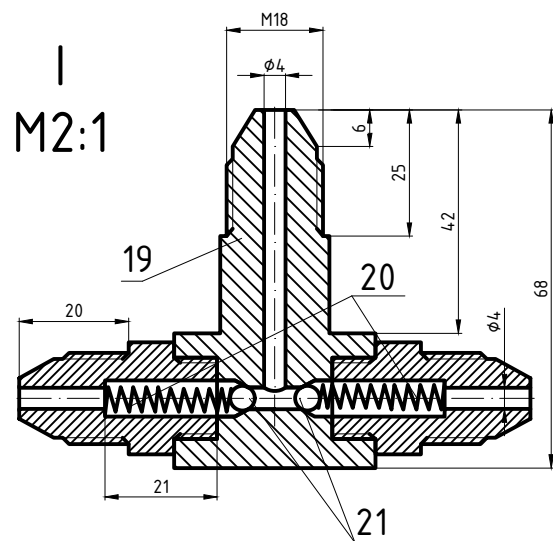
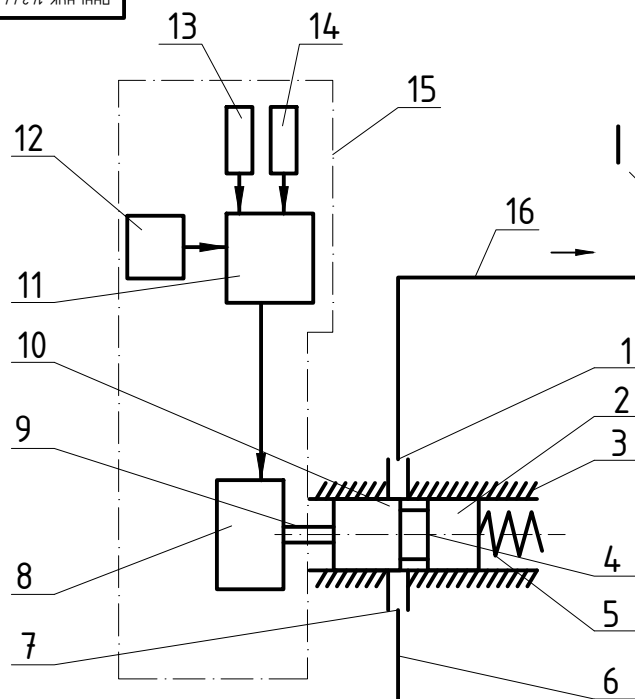
Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
1		Масляний радіатор	1		
2		Стартер	1		
3		Водяний насос	1		
4		Регулятор оборотів	1		
5		Повітряний фільтр	1		
6		Компресор	1		
7		Генератор	1		
8		Масляний насос	1		
9		Розподільний вал	1		
10		Коромисло клапана	8		
11		Випускний клапан	4		
12		Балансуючий вал	1		
13		Поршень	4		
14		Шатун	4		
15		Колінчастий вал	1		
ПННІ НУК 142.44.25.01.01.					
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	
Розробив	Авдалян А.С.				
Перевірів	Познанський А.С.				
Н. контр.	Познанський А.С.				
Затвердив	Нестеренко В.В.				
Поперечний переріз двигуна 4ДН 10,8/12,7			Літ.	Лист	Листів
			44-ЕМ-23		



Умовні позначення

- P* – діаграма питомих сил від тиску газів;
- P* – діаграма питомих сил інерції поступального руху мас;
- P* – діаграма питомих сумарних сил;
- T* – діаграма питомих тангенціальних сил;
- ΣT* – діаграма питомих сумарних тангенціальних сил;
- N* – діаграма нормальних сил які діють перпендикулярно вісі циліндра;
- Q* – діаграма сил діючих на шпину шийку;
- S* – діаграма радіальних сил.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.01.02.			
Зм.	Лист	№ форми	Підпис	Дата	Діаграми динаміки	Лист	Масо	Масшт.
Розробив	Абдуліна А.С.					Лист		
Перевірив	Павленко А.С.					Лист	Листів	
Н. контро.	Павленко А.С.					44-ЕМ-23		
Зробив	Ісмаїлов В.В.							



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Вихідний канал дроселя	1	
2	Золотник	1	
3	Дросель	1	
4	Розточування	1	
5	Пружина	1	
6	Напорний трубопровід	1	
7	Вхідний канал	1	
8	Електричний вузол управління	1	
9	Рухомий елемент	1	
10	Корпус дроселя	1	
11	Процесор	1	
12	Задаючий пристрій	1	
13	Датчик частоти обертання	1	
14	Датчик тиску	1	
15	Управляючий пристрій	1	
16	Підвідний трубопровід	4	
17	Перехідник	4	
18	Насос-форсунка	4	
19	Підвідний канал перехідника	1	
20	Відвідний канал перехідника	2	
21	Зворотній клапан	2	
22	Відвідний трубопровід	4	

ПННІ НУК 142.44.25.01.03				Лист		Маса		Нормат.	
Схема паливної системи				Лист		Листів		44-ЕМ-23	
Зат.	Лит.	№ докум.	Підпис						
Розроб.	Відом.	А.С.							
Перевір.	Відом.	А.С.							
Н. квал.	Відом.	А.С.							
Затверд.	Відом.	В.В.							

1. Ч насос-форсунці і розпилювачі повинна бути забезпечена рухливість голки.
2. Якість розпилювання палива повинно відповідати таким вимогам: паливо при візуальному спостереженні має бути туманообразним, без суцільних цівок і легко помітних місцевих згушень.
3. Насос-форсунка і розпилювач повинні бути герметичні по запираючому конусу; форсунка, крім того, в місцях ущільнень, з'єднань і по зовнішніх поверхнях.
4. Відхилення значення ефективного прохідного перерізу або пропускної здатності розпилювачів від номінального значення не повинно бути більше $\pm 6\%$ при перевірці на стенді постійного тиску або $\pm 1,5\%$ при прокачуванні від секції паливного насоса високого тиску.
5. Перевірку на відсутність підтікань виконують при регулюванні насос-форсунки на стенді. Попередньо регулюють необхідний тиск упорскування. Протирають розпилювач насухо. Далі повільно підвищують тиск палива в форсунці до тиску на 0,5...1 МПа менше тиску упорскування. Протягом п'яти секунд при цьому тиску на соплі розпилювача не повинна утворюватися крапля палива.
6. Гідрослізькість розпилювачів слід перевіряти на опресовачному стенді профільтрованою технологічною рідиною в'язкістю 9,9-10,9 мм²/с (9,9-10,9 сСт) при температурних умовах випробувань.

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Соплові отвори	6	
2	Подпозольна порожнина	1	
3	Розпулювач	1	
4	Запірна голка	1	
5	Перший з'єднуючий канал	1	
6	Зворотний клапан	1	
7	Насосна камера	1	
8	Нижня робоча кромка	1	
9	Перше вікно	1	
10	Верхня робоча кромка	1	
11	Регульований дросель	1	
12	Голка дроселя	1	
13	Перший канал підводу палива	1	
14	Пружина	1	
15	Штофхач	1	
16	Другий канал відводу палива	1	
17	Корпус насос-форсунки	1	
18	Плунжер	1	
19	Втулка	1	
20	Проточка	1	
21	Пружина першого клапану	1	
22	Перший зворотний клапан	1	
23	Друге вікно	1	
24	Другий з'єднуючий канал	1	
25	Клапан	1	
26	Надпозольна порожнина	1	
27	Пружина надпозольної порожнини	1	
28	Проміжна втулка	1	

				ПННІ НУК 142.44.25.01.04			
Знак	Вид	№ Форми	Підпис	Відом	Лист	Масо	Масшт
Розробл		А.С.					10:1
Перевірл		Технічний А.С.			Лист	Лист	
Н. конст		Технічний А.С.			44-ЕМ-23		
Затвердл		Перевірл Л.					