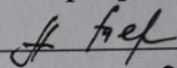


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«05» 06 2026 р.

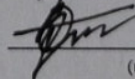
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект 4-тактного суднового двигуна з розробкою технологічного процесу встановлення та монтажу на судновий фундамент. Прототип: Wartsila W12V50DF.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

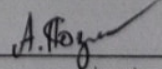
 Орел В.О.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

К.Т.Н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Познанський А.С.
(підпис)

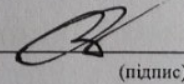
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Орлові Віктору Олеговичу

1. Тема роботи: «Проект 4-тактного суднового двигуна з розробкою технологічного процесу встановлення та монтажу на судновий фундамент. Прототип: Wartsila W12V50DF».

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

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2026 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип Wartsila W12V50DF потужністю 11400 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 Wartsila W12V50DF. 2. Діаграми динаміки.
 3. Паливна система двигуна. 4. Форсунка.

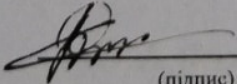
6. Консультанти роботи

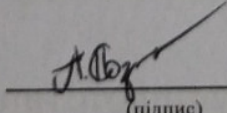
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент  Орел В.О.
 (підпис)

Керівник роботи  к.т.н, доцент Познанський А.С.
 (підпис)

АНОТАЦІЯ

В дипломній роботі було виконано розрахунок робочого циклу 4 - тактного двохпаливного двигуна Wartsila W12V50DF потужністю 11400 кВт при 500 хв^{-1} . колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломної роботи окрім розрахунку робочого циклу виконано розробку паливної системи двигуна.

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

Дипломний проект виконано українською мовою на 70 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: турбокомпресор, двигун внутрішнього згоряння, індикаторна діаграма, робочий цикл, тепловий баланс.

ABSTRACT

The diploma thesis presents a thermodynamic cycle calculation for a four-stroke dual-fuel engine Wartsila W12V50DF rated at 11,400 kW at 500 rpm. Based on the calculation results, the main parameters of the working cycle were determined, and a theoretical indicator diagram along with dynamics diagrams were constructed.

The design section of the diploma thesis, in addition to the working cycle calculation, includes the development of the engine fuel system.

The thesis also covers the main requirements for engine operation, develops occupational health and safety measures, and addresses environmental protection issues.

The diploma thesis is written in Ukrainian and comprises 70 pages of the calculation and explanatory note. Ten literary sources were used. The graphical part is presented on 4 drawings in A1 format.

Keywords: turbocharger, internal combustion engine, indicator diagram, operating cycle, heat balance.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Технічна характеристика двигуна	8
1.2. Опис конструкції двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	14
2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна	14
2.2. Розрахунок індикаторної діаграми	22
2.3. Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	26
2.4. Динамічний розрахунок двигуна	27
2.5. Розробка паливної системи двигуна	36
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	57
3.1. Розробка заходів з охорони праці	57
3.2. Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	64
ЛІТЕРАТУРА	65
ДОДАТКИ	66
1. Поперечний переріз двигуна Wartsila W12V50DF Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Паливна система двигуна Ф-А1	
4. Форсунка Ф-А1	

ВСТУП

Ефективне використання природних ресурсів, насамперед паливно-енергетичних, є одним із ключових завдань, розв'язання якого визначає інтенсивний розвиток світової економіки. Транспортний сектор належить до найбільших споживачів енергоресурсів — його частка сягає близько 13% від загального споживання. Основу енергетичних установок наземного та водного транспорту становлять поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що працюють на рідкому нафтовому паливі [1].

Вантажні автомобілі, трактори, залізничні локомотиви, а також судна річкового, морського та рибпромислового флоту здебільшого оснащуються дизельними двигунами, які споживають важкі нафтові фракції — дизельне паливо та мазут. Отримання такого палива з сирової нафти передбачає багатоетапний і технологічно складний процес переробки.

Проблема скорочення витрат рідких палив не втрачає своєї гостроти. Зростання їх споживання на транспорті відбувається на фоні виснаження розвіданих і зручно розташованих нафтових родовищ, що змушує освоювати нові, розміщені у важкодоступних регіонах. Це неминуче тягне за собою подорожчання як сирової нафти, так і нафтопродуктів, одержуваних із неї [7].

Водночас існують значні запаси високоякісного моторного палива, яке не потребує жодної хімічної обробки перед застосуванням у двигунах — природний газ. За своїми характеристиками він перевершує традиційне нафтове паливо: має високі антидетонаційні властивості, забезпечує сприятливі умови для сумішоутворення та широкий діапазон займання в суміші з повітрям, що в сукупності гарантує високі техніко-економічні показники транспортних машин.

Метою дипломного проекту є визначення шляхів підвищення паливної економічності двигуна Wartsila W12V50DF за рахунок переведення його на газове паливо.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двохпаливний двигун Wärtsilä 50DF – 4-х тактний середньообертовий двигун, 500 мм діаметр циліндру і хід поршня 580 мм.

Двигун з турбонаддувом і оснащений двоступінчастими охолоджувачами наддувочного повітря.

Двигуни поставляються як генераторні.

Всі двигуни типу 50DF мають однакові компоненти, наскільки це можливо і практично. Габаритні розміри двигуна представлені на рис. 1.1 та в табл. 1.1.

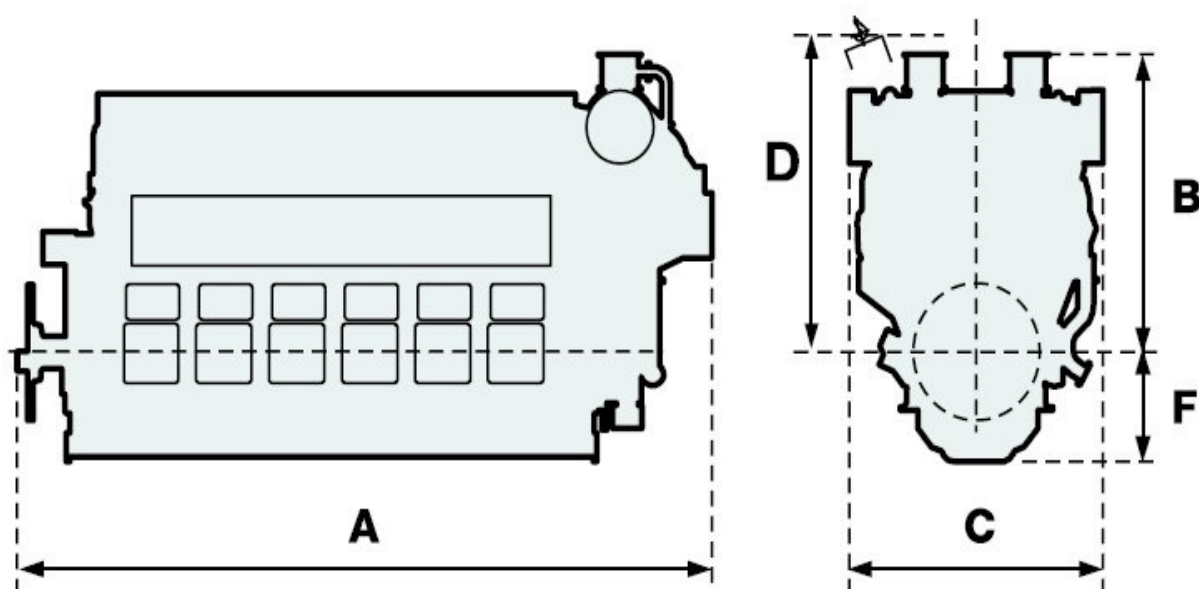


Рис. 1.1. Габаритні розміри двигуна

Таблиця 1.1. Габаритні розміри двигуна

Тип двигуна	A	B	C	D	F	Вага сухого
12V50DF	10465	4055	3810	3600	1500	175000 кг

1.2. Опис конструкції двигуна

Поршні (рис. 1.2) мають низьке тертя, композитний тип з кованою сталеву поверхню і вузловою чавунною спідницею. Сама конструкція розроблена для двигуна такого розміру і включає ряд інноваційних підходів. Тривалий термін експлуатації досягається завдяки запатентованій системі Wärtsilä для змащування спідниць, головкою поршня, що охолоджується способом «коктейль-шейкер».



Рис. 1.2. Поршень двигуна Wartsila 50DF

Головка блоку циліндрів (рис. 1.3) включає в себе технологію з чотирма клапанами, представлену компанією Wärtsilä. При високих тисках циліндрів вона довела свою перевагу. Вона забезпечує надійність і простоту обслуговування. Крім того, найбільш ефективні канали впуску та випуску повітря можуть бути налаштовані з цим типом головки блоку циліндрів. Потік охолоджуваної води був оптимізований, щоб забезпечити належне охолодження випускних клапанів, пластини пламенної головки блоку циліндрів і подвійного клапана вприскування. Це мінімізує рівень теплового навантаження і гарантує

достатньо низьку температуру випускного клапана. І впускні, і випускні клапани оснащені ротаторами для рівномірного теплового та механічного навантаження.



Рис. 1.3. Головка блоку циліндрів

Поршневі кільця (рис. 1.4) несуть більшість втрат на тертя у зворотно-поступальному двигуні внутрішнього згоряння. Поршневе кільце, встановлене в Wärtsilä 50DF, є оптимальним щодо функціональності та ефективності. Він розташований у гловці поршня і має два компресійних кільця і кільце для контролю масла. Кожне кільце розраховане і профільоване для виконання поставленого завдання.



Рис. 1.4. Поршневі кільця

Втулка циліндра і антиполірувальне кільце. Конструкція втулки циліндрів (рис. 1.5) і поршневих конструкцій базується на великому досвіді в трибології та стійкості до зносу, придбаних протягом багатьох років новаторської роботи в розробці дизельних двигунів великої потужності. Втулка з високим ступенем охолодження забезпечує мінімальну деформацію та ефективне охолодження. Для максимального опору і міцності вибирали матеріал для хонінгування матеріалу і поверхні.



Рис. 1.5. Втулка циліндра

Антиполірувальне кільце розташоване у верхній частині втулки для мінімізації ризику шліфування свердловини і забезпечує низьке та стабільне споживання мастила протягом всього періоду ремонту.

Шатун являє собою конструкцію з трьох частин: верхньої головки, нижньої головки та стержня який з'єднує верхню та нижню головки шатуна. Конструкція шатуна (рис. 1.6) розроблена так щоб поршні можна було

ремонтувати без демонтажу головних підшипників, а самі підшипники можна перевірити, не знімаючи поршень. Корпус підшипника затягується гідравлічно.



Рис. 1.6. Шатун

Блок двигуна (рис. 1.7) з вузлового чавуну, відлитий в одне ціле. Він відрізняється високою жорсткістю, простотою і чистотою. За рахунок того, що колінчастий вал підвісний, він дає дуже високу жорсткість блоку двигуна. Це забезпечує чудові умови для роботи головного підшипника.

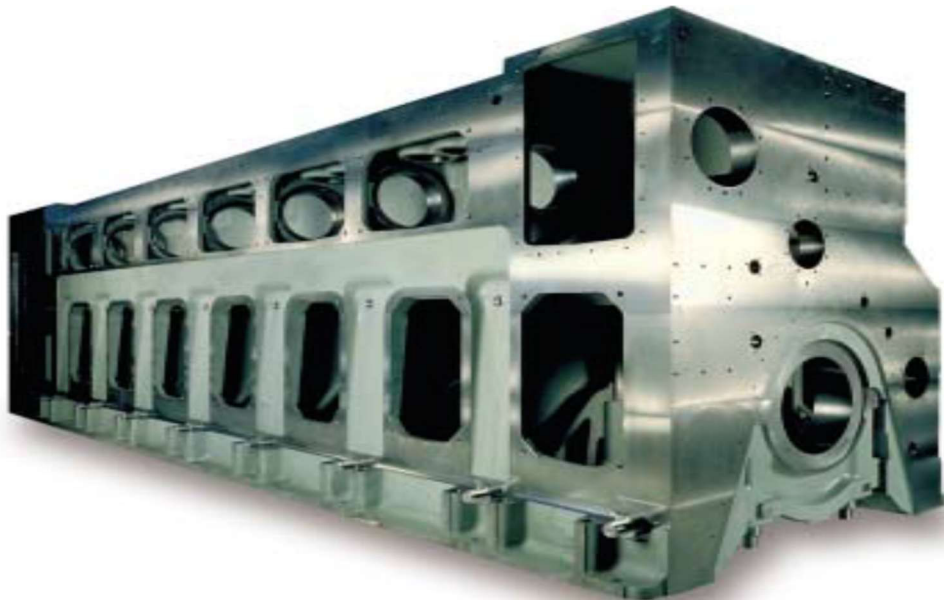


Рис. 1.7. Блок циліндрів

Колінчастий вал і підшипники. Збільшення тиску в циліндрах сучасних газових двигунів вимагає надійності кривошипного механізму. Навантаження на підшипники зберігається консервативним шляхом використання великих діаметрів штифтів і шийки валу, ретельної оптимізації габаритів. Велика товщина масляної плівки підтримується в основних підшипниках шляхом ретельного балансування обертальних мас і використання незакріпленої опорної поверхні в критичних зонах підшипників великого кінця. Конструкція колінчатого валу наведена на рис. 1.8.



Рис. 1.8. Колінчастий вал

Турбокомпресор. Двигун Wärtsilä 50DF оснащений модульною системою з турбонадувом, яка поєднує в собі переваги як імпульсного, так і постійного заряду тиску. Поверхня між двигуном і турбокомпресором спрощується з мінімальним опором потоку як на вихлопних, так і на повітряних сторонах. Використовуються вискоєфективні турбокомпресори з внутрішнім підшипником ковзання та системою змащення. Відвідний затвор приводиться в дію електропневматично.

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна

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

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

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 [8].

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 [10].

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 [3].

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.

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 проєкті 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.

На його основі можливо:

- 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 [5].

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

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 297$ К.

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,103$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,2$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для СОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{охл}}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{\text{охл}} = 0,003$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу, вміст якого становить 0.05%: С = 0,87 кг - кількість вуглецю;

$H_2 = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O_2 = 0$ кг - кількість кисню.

Розрахунок проводиться на легке паливо середнього складу, вміст якого становить 0.95%: $H_2 = 0,033$ кг - кількість водню;

$CH_4 = 0,94$ - кількість метану;

$N_2 = 0,001$ - кількість азоту;

$C_2H_2 = 0,012$ - кількість ацетилену;

$C_3H_8 = 0.008$ – кількість пропану;

$C_5H_{12} = 0.006$ – кількість пентану.

Нижча теплота згоряння палива Q_H . Приймаємо $Q_H = 42700$ (кДж/кг).

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу

двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 297 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,39}{0,103} \right)^{0,286} - 1}{0,58} \right] = 536,7$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 536,7 - 0,92 \times (536,7 - 297) = 316,7$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316,7 + 10 + 0,04 \times 800}{1 + 0,04} = 344,9$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,39 - 0,003 = 0,387$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,93 \times P_s = 0,979 \times 0,387 = 0,379$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,379}{0,387} \times \frac{316,7}{344,9} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,9318$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок: $n_1 = 1,370$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,379 \times 14^{1,370} = 14,097$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 344,9 \times 14^{1,370 - 1} = 915,8$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{H}{2} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,705}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,983$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 0,983} = 0,9049$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\text{Доля палива, що згоріла } \beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0,9049 + 0,04}{1 + 0,04} = 0,9085$$

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,9684$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{0,9049 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,9684 = 0,9414$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1976 \quad \text{К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 14,097 = 16,917$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{0,9114}{1,2} \times \frac{1976}{915,8} = 1,639$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,639} = 8,542$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,275$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1976 \times \frac{1}{8,542^{1,275-1}} = 1093$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,917}{8,542^{1,275}} = 1,097$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{14,097}{14 - 1} \times \left[1,2 \times (1,639 - 1) + \frac{1,2 \times 1,639}{1,2754 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,542^{1,275-1}} \right) - \frac{1}{1,370 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,370-1}} \right) \right] = 2,4589$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,4589 \times 0,98 \times (1 - 0) = 2,4097$$

Індикаторна питома витрата пального, м³/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,387 \times 0,83}{2,2 \times 0,495 \times 315,23 \times 1,934} = 0,165$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,20 \times 37641} = 0,4782$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,4097 \times 0,83 = 2$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,4782 \times 0,83 = 0,3969$$

Питома ефективна витрата пального, м3/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,20}{0,83} = 0,24$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 0,58 \times 0,5 \times 2 \times 500 \times 12 = 11397$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{11397 - 11397}{11397} \times 100\% = 0$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

2.2. Розрахунок індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведені в табл. 2.2. Індикаторна діаграма представлена на рис. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,370
Показник політропи розширення n_2	1,275
Тиск кінця стиснення P_c , МПа	14,097
Максимальний тиск згоряння P_z , МПа	16,917
Ступінь попереднього розширення ρ	1,639
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,92	
1,00	14,10	16,92
1,64	7,16	16,92
2,26	4,62	11,25
2,88	3,32	8,26
3,49	2,54	6,44

продовження табл. 2.2

4,11	2,03	5,24
4,73	1,68	4,38
5,35	1,42	3,74
5,97	1,22	3,26
6,58	1,07	2,87
7,20	0,94	2,56
7,82	0,84	2,31
8,44	0,76	2,09
9,06	0,69	1,91
9,67	0,63	1,76
10,29	0,58	1,62
10,91	0,53	1,51
11,53	0,49	1,41
12,15	0,46	1,31
12,76	0,43	1,23
13,38	0,40	1,16
14,00	0,38	1,10
14,00		0,38

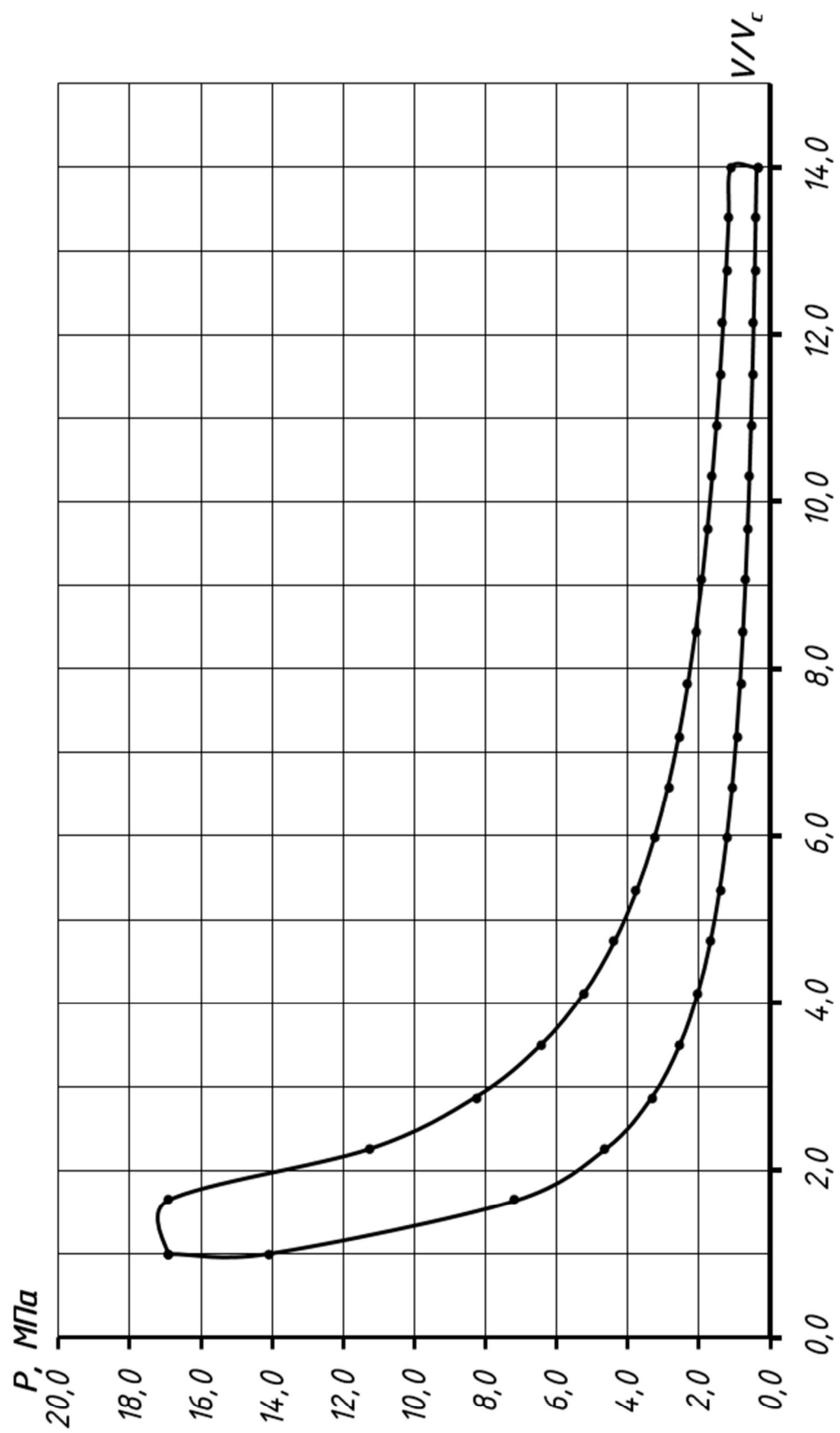


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.3. Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна Wartsila W12V50DF, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,9$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 2,0$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,397$) двигун відповідає високому рівню $\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$.

Таблиця 2.3. Основні параметри двигуна Wartsila W12V50DF

Ефективна потужність	N_e	кВт	11400
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,0
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	16,917
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,39
Температура повітря в ресивері	T_s	К	316,7
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1967
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,2
Питома витрата палива	g_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,24
Ефективний ККД	η_e		0,397

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 16,917$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1976$ 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.

2.4. Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_{Γ} і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [4]:

$$P_{\text{руш}} = P_{\Gamma} + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

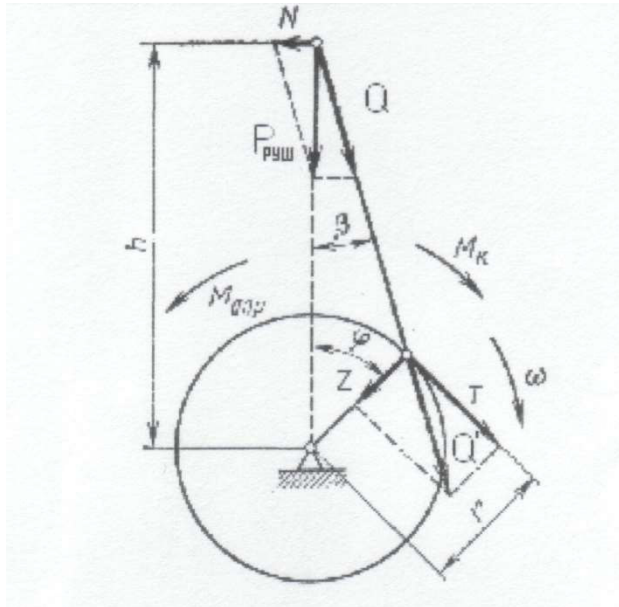


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_{cpE} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,5
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,917
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,379
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,39

продовження табл. 2.4

Тиск залишкових газів	МПа	P_{Γ}	0,45
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,31
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	600
Радіус кривошипа	м	r	0,29
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,37
Показник політропи розширення		n_2	1,2754
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,639
Кількість циліндрів		i	12

Таблиця 2.5. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3900	-3,1810	-2,7910	0,0000	-2,7910	0,0000
10	0,3900	-3,0987	-2,7087	-0,1460	-2,6422	-0,6141
20	0,3900	-2,8585	-2,4685	-0,2627	-2,2298	-1,0911
30	0,3900	-2,4793	-2,0893	-0,3265	-1,6462	-1,3274
40	0,3900	-1,9909	-1,6009	-0,3233	-1,0185	-1,2767
50	0,3900	-1,4301	-1,0401	-0,2518	-0,4757	-0,9586
60	0,3900	-0,8378	-0,4478	-0,1232	-0,1172	-0,4494
70	0,3900	-0,2539	0,1361	0,0408	0,0082	0,1419
80	0,3900	0,2857	0,6757	0,2129	-0,0924	0,7024
90	0,3900	0,7528	1,1428	0,3661	-0,3661	1,1428
100	0,3900	1,1290	1,5190	0,4787	-0,7352	1,4128
110	0,3900	1,4072	1,7972	0,5389	-1,1210	1,5045
120	0,3900	1,5905	1,9805	0,5449	-1,4621	1,4427
130	0,3900	1,6916	2,0816	0,5038	-1,7240	1,2707
140	0,3900	1,7294	2,1194	0,4280	-1,8987	1,0345

продовження табл. 2.4

150	0,3900	1,7266	2,1166	0,3307	-1,9984	0,7719
160	0,3900	1,7052	2,0952	0,2230	-2,0451	0,5071
170	0,3900	1,6840	2,0740	0,1118	-2,0619	0,2501
180	0,3790	1,6755	2,0545	0,0000	-2,0545	0,0000
190	0,3816	1,6840	2,0656	-0,1113	-2,0535	-0,2491
200	0,3894	1,7052	2,0946	-0,2229	-2,0445	-0,5069
210	0,4032	1,7266	2,1298	-0,3328	-2,0108	-0,7767
220	0,4242	1,7294	2,1536	-0,4349	-1,9293	-1,0512
230	0,4541	1,6916	2,1457	-0,5193	-1,7771	-1,3099
240	0,4959	1,5905	2,0864	-0,5740	-1,5403	-1,5199
250	0,5539	1,4072	1,9611	-0,5880	-1,2233	-1,6417
260	0,6350	1,1290	1,7640	-0,5559	-0,8538	-1,6407
270	0,7499	0,7528	1,5027	-0,4813	-0,4813	-1,5027
280	0,9165	0,2857	1,2022	-0,3789	-0,1644	-1,2498
290	1,1654	-0,2539	0,9115	-0,2733	0,0549	-0,9501
300	1,5509	-0,8378	0,7131	-0,1962	0,1867	-0,7157
310	2,1731	-1,4301	0,7430	-0,1798	0,3398	-0,6847
320	3,2197	-1,9909	1,2288	-0,2481	0,7818	-0,9799
330	5,0234	-2,4793	2,5440	-0,3975	2,0044	-1,6163
340	8,0111	-2,8585	5,1527	-0,5484	4,6544	-2,2776
350	11,9282	-3,0987	8,8295	-0,4758	8,6127	-2,0018
360	14,0875	-3,1810	10,9065	0,0000	10,9065	0,0000
370	16,9170	-3,0987	13,8183	0,7446	13,4790	3,1328
380	16,9170	-2,8585	14,0585	1,4962	12,6990	6,2143
390	12,1641	-2,4793	9,6848	1,5133	7,6306	6,1529
400	8,0396	-1,9909	6,0487	1,2215	3,8484	4,8238
410	5,5756	-1,4301	4,1455	1,0034	1,8960	3,8206
420	4,0729	-0,8378	3,2352	0,8900	0,8468	3,2468

продовження табл. 2.5

430	3,1216	-0,2539	2,8678	0,8599	0,1728	2,9889
440	2,4961	0,2857	2,7818	0,8767	-0,3803	2,8917
450	2,0708	0,7528	2,8235	0,9044	-0,9044	2,8235
460	1,7737	1,1290	2,9027	0,9148	-1,4049	2,6998
470	1,5619	1,4072	2,9691	0,8902	-1,8520	2,4855
480	1,4090	1,5905	2,9995	0,8252	-2,2144	2,1851
490	1,2981	1,6916	2,9897	0,7236	-2,4761	1,8251
500	1,2183	1,7294	2,9477	0,5953	-2,6407	1,4387
510	1,1622	1,7266	2,8887	0,4514	-2,7274	1,0535
520	1,1251	1,7052	2,8302	0,3012	-2,7626	0,6850
530	1,1039	1,6840	2,7879	0,1502	-2,7717	0,3362
540	0,9000	1,6755	2,5755	0,0000	-2,5755	0,0000
550	0,7000	1,6840	2,3840	-0,1285	-2,3701	-0,2875
560	0,6000	1,7052	2,3052	-0,2453	-2,2501	-0,5579
570	0,5000	1,7266	2,2266	-0,3479	-2,1022	-0,8120
580	0,4500	1,7294	2,1794	-0,4401	-1,9525	-1,0638
590	0,4500	1,6916	2,1416	-0,5183	-1,7737	-1,3074
600	0,4500	1,5905	2,0405	-0,5614	-1,5064	-1,4865
610	0,4500	1,4072	1,8572	-0,5568	-1,1584	-1,5547
620	0,4500	1,1290	1,5790	-0,4976	-0,7643	-1,4686
630	0,4500	0,7528	1,2028	-0,3853	-0,3853	-1,2028
640	0,4500	0,2857	0,7357	-0,2319	-0,1006	-0,7648
650	0,4500	-0,2539	0,1961	-0,0588	0,0118	-0,2044
660	0,4500	-0,8378	-0,3878	0,1067	-0,1015	0,3891
670	0,4500	-1,4301	-0,9801	0,2372	-0,4483	0,9033
680	0,4500	-1,9909	-1,5409	0,3112	-0,9804	1,2288
690	0,4500	-2,4793	-2,0293	0,3171	-1,5989	1,2893
700	0,4500	-2,8585	-2,4085	0,2563	-2,1756	1,0646
710	0,4500	-3,0987	-2,6487	0,1427	-2,5837	0,6005
720	0,3900	-3,1810	-2,7910	0,0000	-2,7910	0,0000

Таблиця 2.6. Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклінки		$\varphi,^{\circ}$	60								
φ°	T _E												T _E	T _{ср}
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-0,449	1,443	0,000	-1,520	-0,716	0,000	3,247	2,185	0,000	-1,486	0,389	3,092	4,560
10	-0,614	0,142	1,271	-0,249	-1,642	-0,685	3,133	2,989	1,825	-0,287	-1,555	0,903	5,231	4,560
20	-1,091	0,702	1,034	-0,507	-1,641	-0,980	6,214	2,892	1,439	-0,558	-1,469	1,229	7,265	4,560
30	-1,327	1,143	0,772	-0,777	-1,503	-1,616	6,153	2,824	1,053	-0,812	-1,203	1,289	5,996	4,560
40	-1,277	1,413	0,507	-1,051	-1,250	-2,278	4,824	2,700	0,685	-1,064	-0,765	1,065	3,509	4,560
50	-0,959	1,504	0,250	-1,310	-0,950	-2,002	3,821	2,486	0,336	-1,307	-0,204	0,601	2,265	4,560
60	-0,449	1,443	0,000	-1,520	-0,716	0,000	3,247	2,185	0,000	-1,486	0,389	0,000	3,092	4,560
													27,3591	

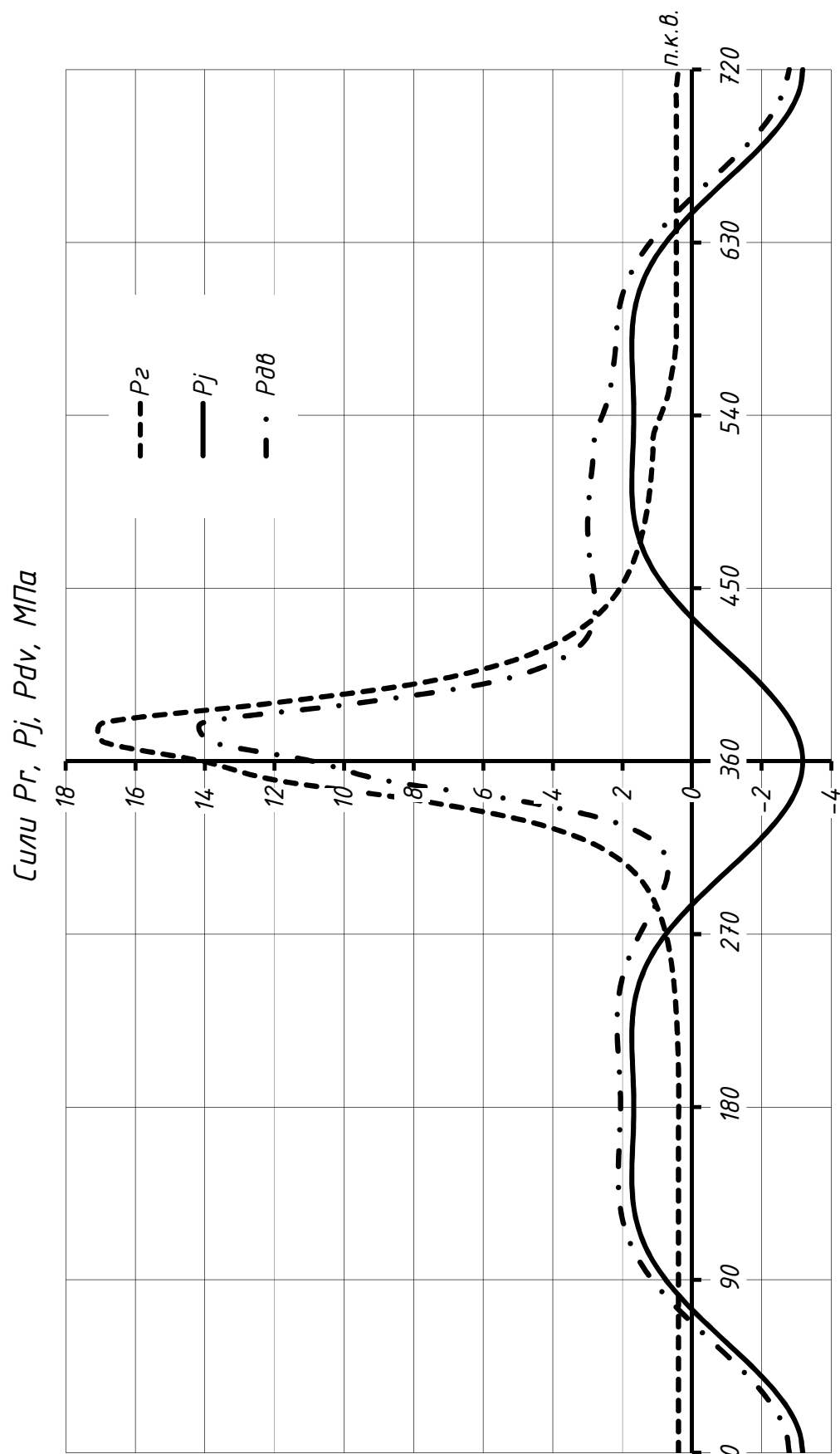


Рис. 2.3. Зміна сил P_T, P_J, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N , Z , T , МПа.

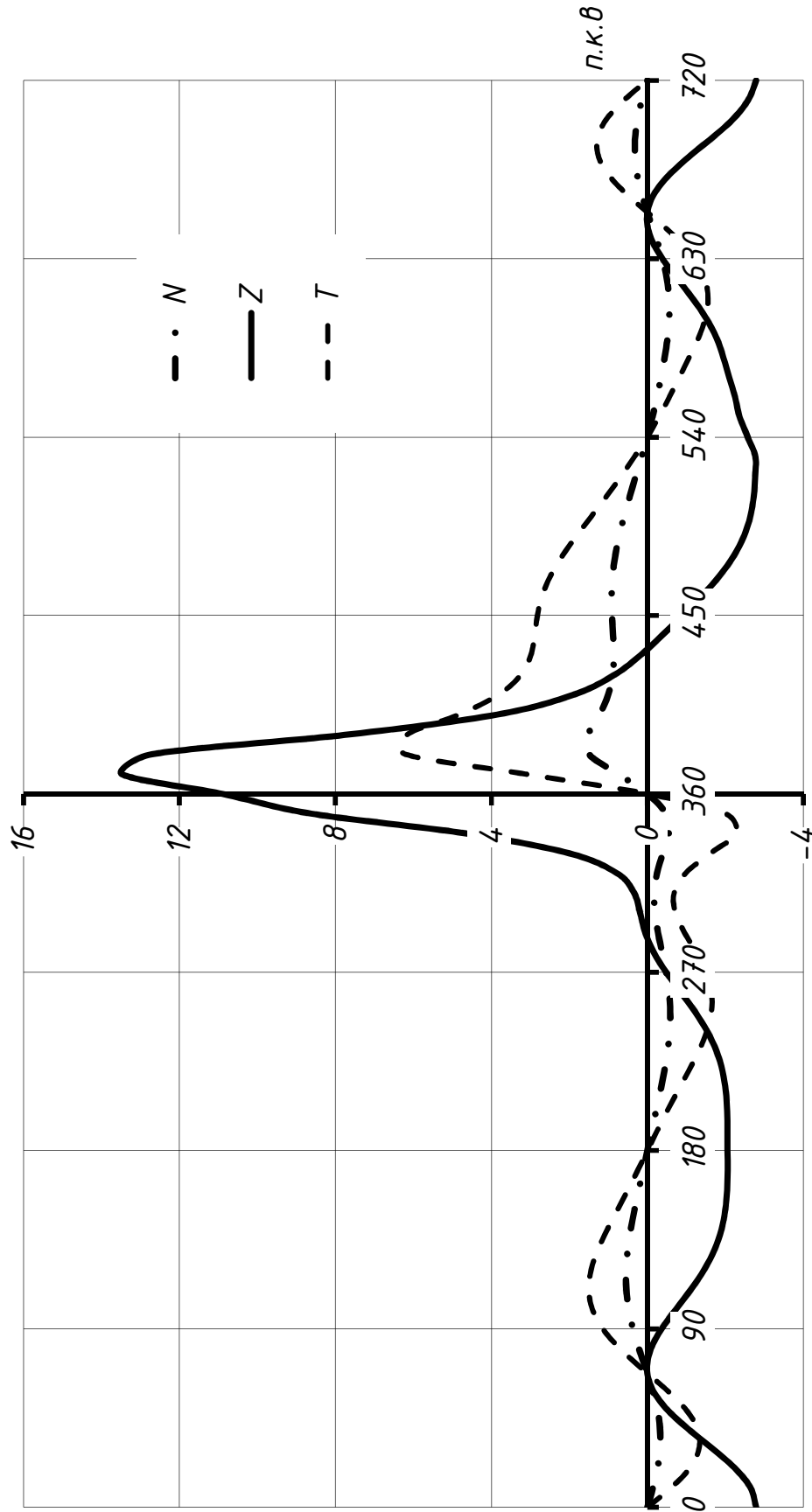


Рис. 2.4 . Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

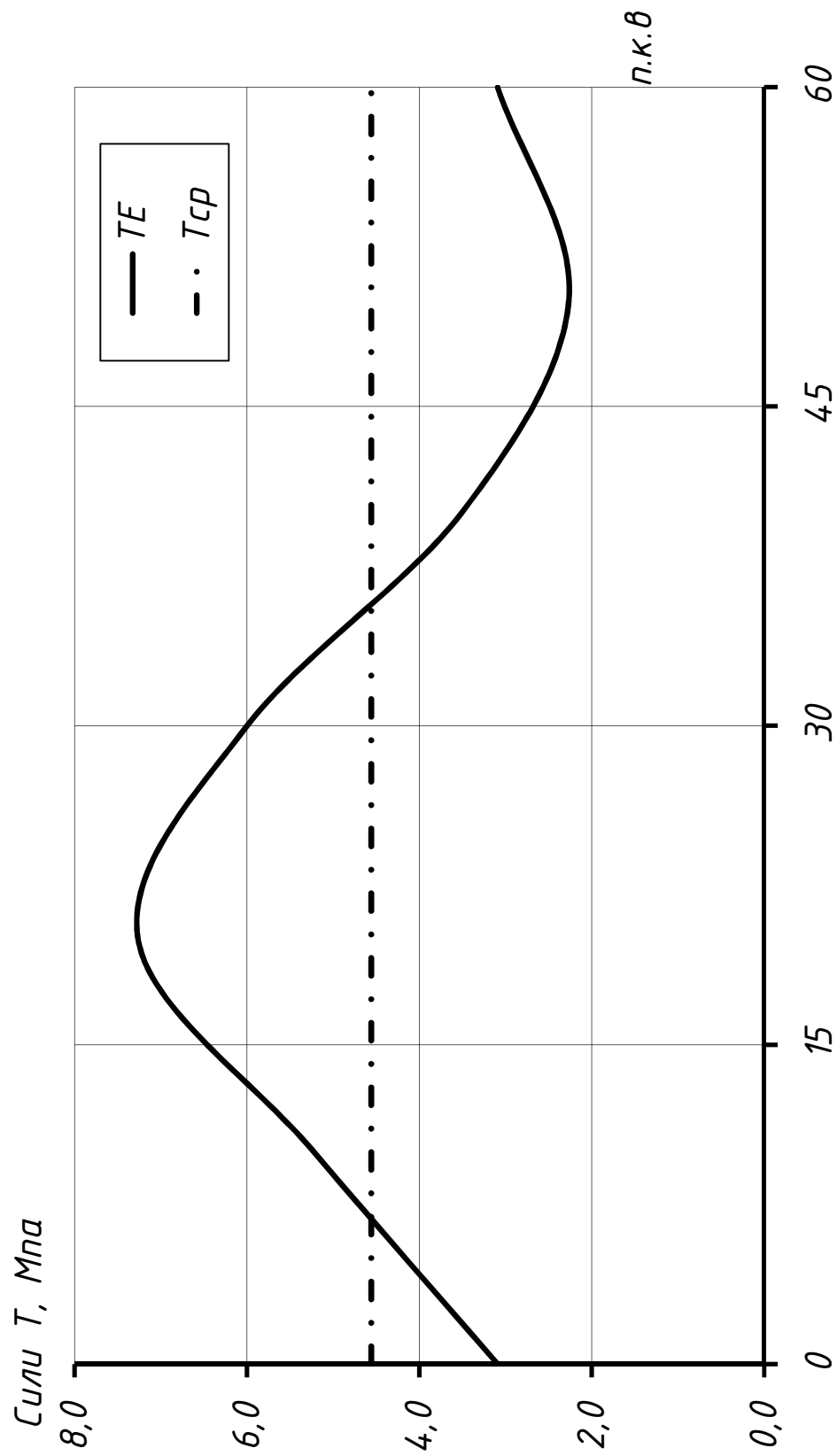


Рис. 2.5 . Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5. Розробка паливної системи двигуна

Двигун типу 50DF фірми Wärtsilä призначений для постійної експлуатації на газі, але в якості резервного можуть використовувати рідке паливо.

При роботі на рідкому паливі двигун використовує штатну паливну систему. Для впорскування запальної порції фірма Wärtsilä встановлює здвоєну форсунку з двома сопловими наконечниками для вприскування основного і запального палива [6].

Для приготування газоповітряної суміші двигуни оснащуються системою подачі газу до змішувачів, встановленим на кожній кришці циліндра. Таким чином, приготування газоповітряної суміші здійснюється безпосередньо на вході в циліндр (рис. 2.6). Дане рішення дозволяє уникнути небезпеки вибуху у впускному ресивері, який має досить великий обсяг і, найчастіше, виконаний як порожнина в блок-картері. Тому вибух газу в ресивері може привести до руйнування всього двигуна.

Для подачі запальної порції на сучасних газодизельних двигунах використовується акумуляторна система уприскування палива, яка включається тільки при його роботі на газі.

Акумуляторні системи забезпечують стійку подачу і якість розпилювання палива незалежно від режиму роботи двигуна. А параметри всіх елементів паливної системи спеціально оптимізовані, щоб забезпечити стійку подачу малих циклових порцій. В результаті кількість запального палива вдалося знизити до 1...5%.

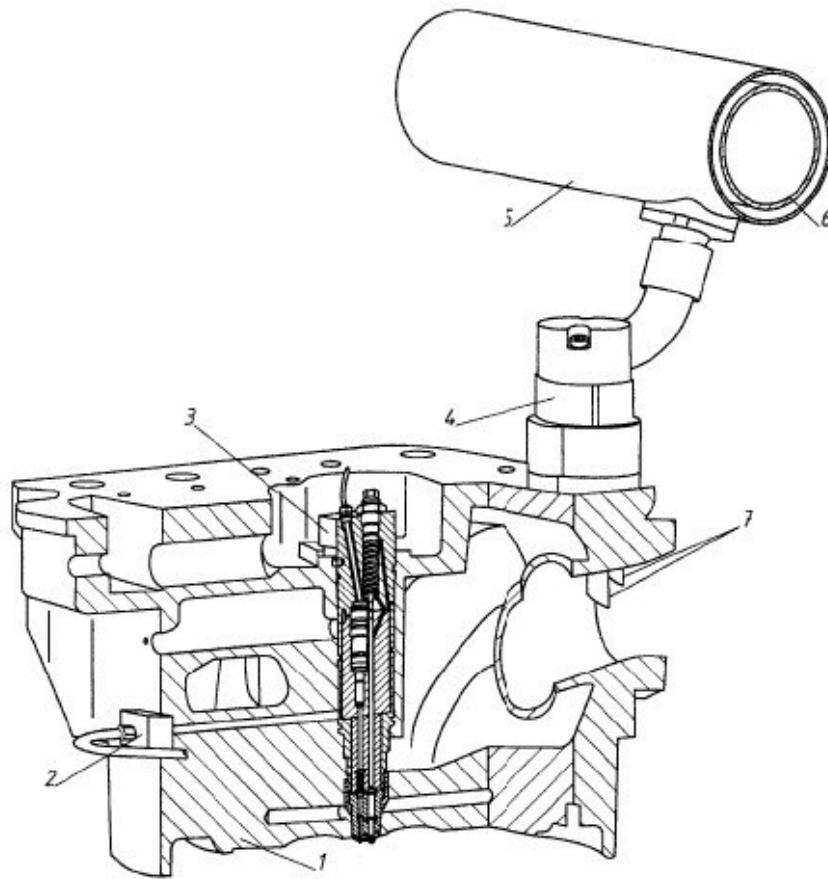


Рис. 2.6. Кришка циліндра газодизельного двигуна 50DF фірми Wärtsilä з клапаном управління подачі газу: 1 – кришка циліндра; 2 – підведення палива в систему запального впрыскування; 3 – здвоєна форсунка; 4 – клапан керування подачею газу; 5 – зовнішній кожух газової магістралі; 6 – газова магістраль; 7 – змішувач

Схема паливної системи резервного та запального палива газодизельного двигуна Wärtsilä 50 DF представлена на рис. 2.7.

Для подачі палива під високим тиском в акумуляторну систему уприскування використовується паливний насос радіально осьового типу фірми L'Orange GmbH, який приводиться в дію електродвигуном. Управління електродвигуном, як і всіма іншими процесами, здійснює електронний блок управління.

Після насоса паливо надходить під тиском 90 МПа в загальний для всіх форсунок акумулятор, звідки по окремих трубопроводах підводиться до форсунок з двома сопловими наконечниками.

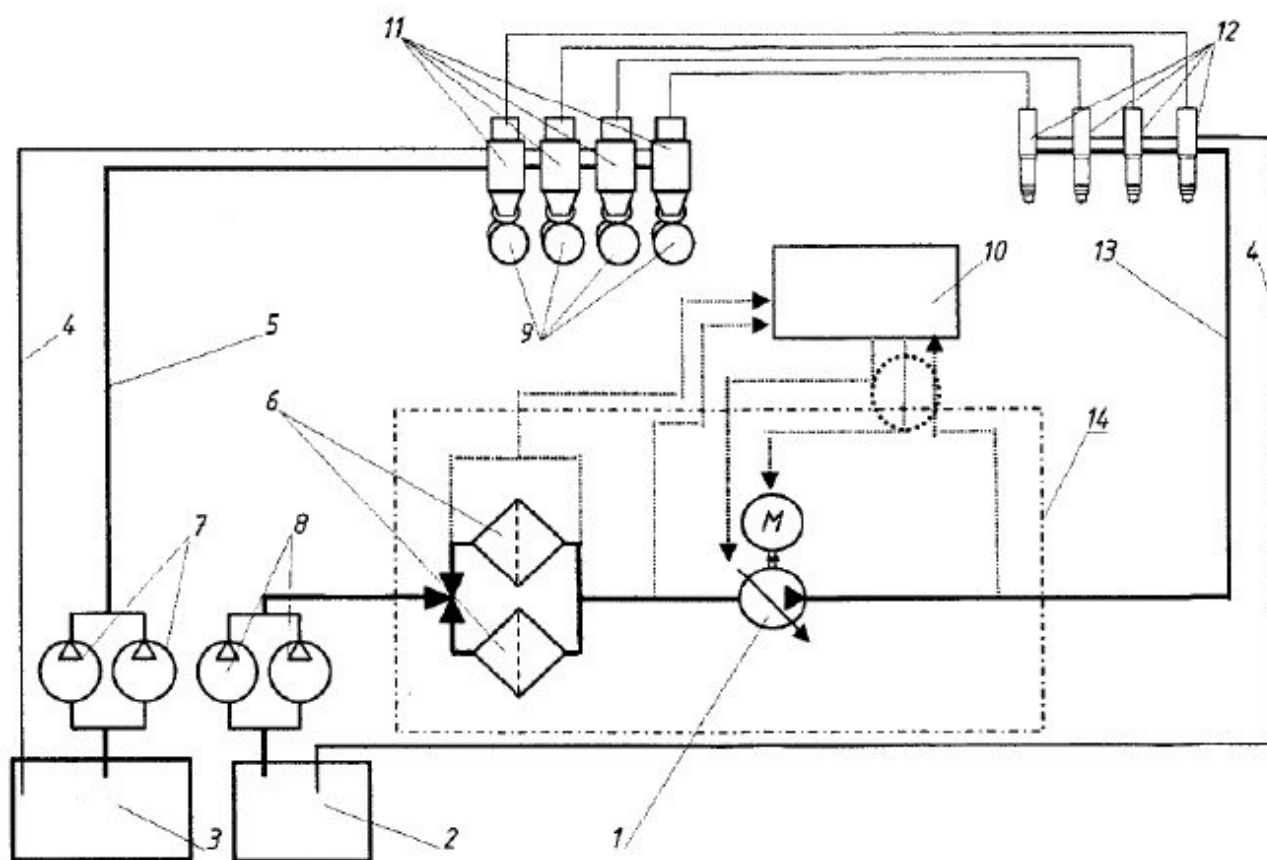


Рис. 2.7. Схема системи паливоподачі газодизельних двигунів з додатковим контуром для впорскування запального палива: 1 – ТНВД з електричним приводом системи впорскування запального; 2 – цистерна легкого палива для запального впорскування; 3 – цистерна важкого палива основного запасу; 4 – зливна магістраль; 5 – напірна магістраль важкого палива; 6 – паливні фільтри; 7 – підкачуючий насос важкого палива; 8 – підкачуючий насос легкого палива; 9 – вал привода насосів; 10 – електронний блок керування; 11 – штатні ТНВД важкого палива; 12 – форсунки зі здвоєними розпилювачами; 13 – магістраль високого тиску; 14 – блок паливного насоса системи запального впорскування

Конструкція форсунки представлена на рис. 2.8. Фактично в одному корпусі розміщено дві форсунки, одна з яких має конструкцію, традиційну для

двигунів з об'ємною системою впорскування, а інша обладнана електромагнітним клапаном керування подачею, характерним для форсунок аккумуляторних систем. У корпусі розпилювача також є два голчастих клапана; маленький - для впрыскування запального палива і великий - для впрыскування основного. Управління запальним уприскуванням здійснюється від електронного блоку управління двигуном.

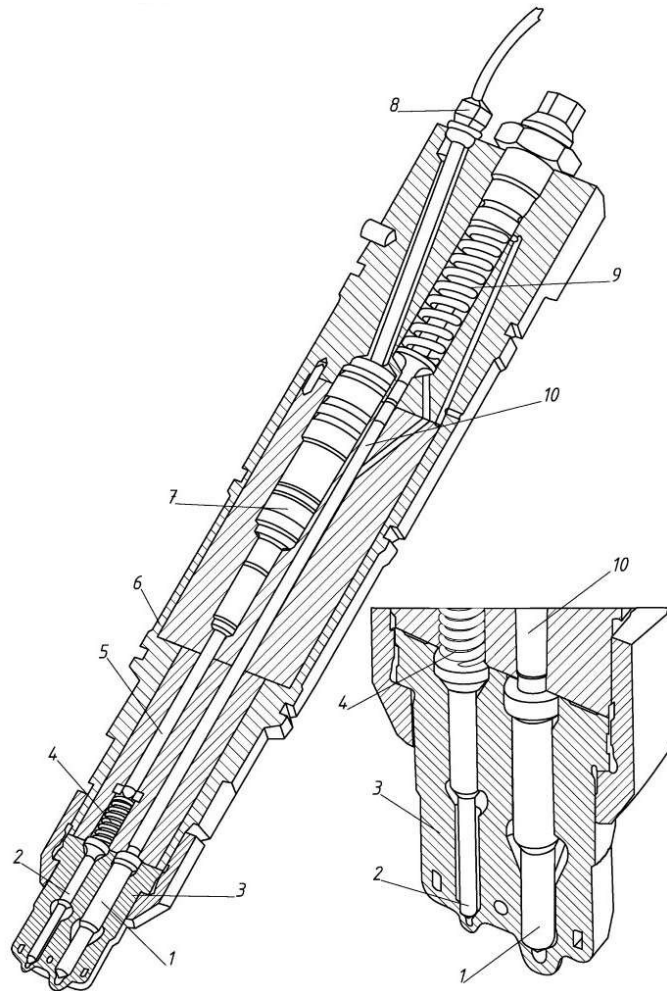


Рис. 2.8. Форсунка газодизельного двигуна 50DF фірми Wärtsilä зі здвоєним розпилювачем для резервного і запального рідкого палива:

1 – голчастий клапан подачі резервного палива; 2 – голчастий клапан подачі запального палива; 3 – корпус розпилювача; 4 – пружина голчастого клапана запального палива; 5 – штанга клапана запального палива; 6 – корпус форсунки; 7 – електрогідравлічний привід клапана запального палива; 8 – електричний роз'єм; 9 – пружина голчастим клапана резервного палива; 10 – штанга клапана резервного палива

Перехід з газового на дизельне паливо також контролюється блоком управління. У разі необхідності перевести двигун з газу на дизельне паливо без його зупинки можна при повному навантаженні. Зворотний перехід можна здійснити при навантаженні до 80% від номіналу.

Система подачі газу управляється електронним блоком. На газодизельних двигунах морського застосування широке використання знаходить схема газової системи харчування, представлена на рис. 2.9.

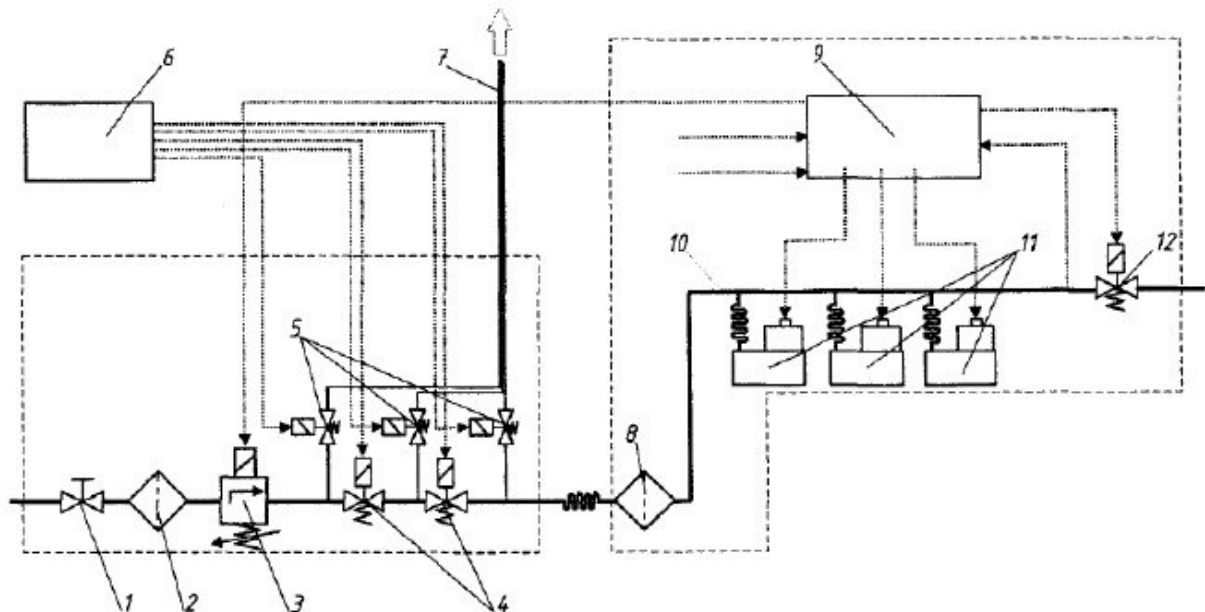


Рис. 2.9. Схема системи харчування газодизельних двигунів фірми Wärtsilä газом: 1 – головний газовий вентиль; 2, 8 – фільтр; 3 – регулятор тиску таза; 4 – електрокеровані захисні клапана; 5 – електрокеровані захисні клапана системи вентиляції; 6 – електронний блок управління газовою установкою; 7 – вентиляційні труби; 9 – електронний блок керування двигуном; 10 – газова магістраль; 11 – клапана управління подачею газу в двигун; 12 – клапан аварійного скидання газу

Тиск газу в паливній системі залежить від навантаження на двигун і теплотворної здатності газу, проте у всіх випадках воно не перевищує 0,4 МПа. Щоб запобігти витоку газу в машинне відділення, всі газові магістралі поміщені в захисні кожухи, внутрішній простір яких постійно вентилується. Для запобігання механічним пошкодженням клапанів управління подачею, з

головною газовою магістраллю вони з'єднуються за допомогою герметичних сильфонів. На виході з вентиляційної системи встановлені полум'явідсікачі і датчики вмісту метану в вентиляційних газах. Якщо в останніх виявляється наявність метану, система автоматичного захисту вмикає сигналізацію, а якщо концентрація досягає 60% від нижньої межі займистості газоповітряної суміші, відбувається аварійна зупинка двигуна.

При пошкодженнях в газовій системі двигун автоматично переключається на рідке паливо, а газ витісняється за допомогою азоту, що подається з системи інертного газу. Залишки газового палива видаляються через клапан аварійного скидання в спеціальний спалюючий пристрій.

Щоб уникнути попадання газового палива в простір картера через нещільності поршневих кілець, пуск двигунів проводиться тільки на рідкому паливі. При маневруванні судна двигун також необхідно перевести на рідке паливо. Картерні клапана повинні бути відрегульовані з урахуванням можливості вибуху в картері газоповітряної суміші, що утворилася в результаті просочування газу через поршневі кільця. Система вентиляції картера повинна забезпечувати ефективне відведення картерних газів. В обов'язковому порядку вона оснащується датчиком наявності метану і датчиком масляного туману. На більшості газодизельних двигунів в якості окремої опції передбачена установка датчиків нагріву підшипників колінчастого валу і системи вентиляції картера інертними газами.

Випускний тракт газового двигуна не повинен з'єднуватися з випускними трактами інших двигунів.

Управління двигуном здійснюється шляхом дозування палива за допомогою електрокерованих газових клапанів, встановлених на вході в кожен циліндр двигуна (рис. 2.10)

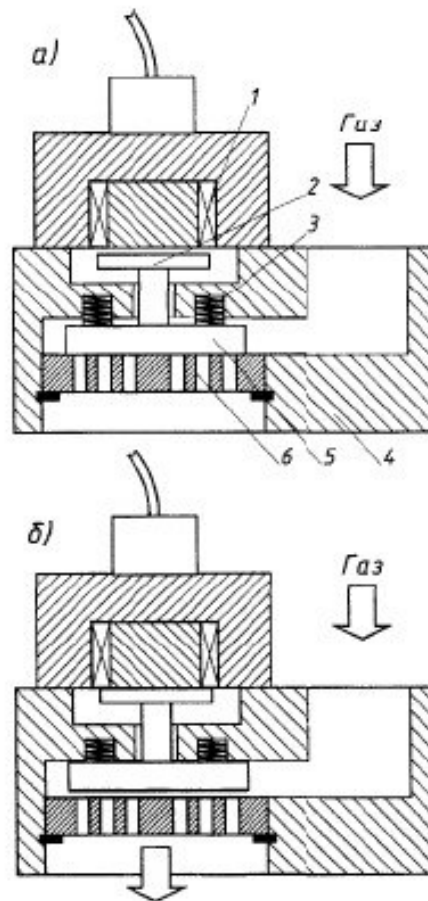


Рис. 2.10. Клапан дозування подачі газу в закритому (а) і відкритому (б) стані: 1 – котушка соленоїда; 2 – якір соленоїда; 3 – відвідні пружини; 4 – корпус клапана; 5 – тарілка клапана; 6 – сідло клапана

Клапанний вузол складається з корпусу, в якому розміщений клапан, який має форму плоскої циліндричної пластини, і сідла з системою осьових отворів для проходу газового палива. Клапан з'єднується з якорем соленоїда, який при подачі напруги на котушку притягує якір і відкриває клапан. Закривається клапан під дією поворотної пружини і тиску газу в надклапанної порожнини.

Дозування газового палива здійснюється шляхом зміни часу відкрита дозуючого клапана для кожного циліндра індивідуально.

Так як при роботі на газі незначні відхилення від заданого режиму можуть призвести до виникнення детонації, на кожному циліндрі встановлений датчик детонації, який пов'язаний з блоком управління двигуном.

Розрахунок паливної форсунки

Форсунка при роботі двигуна на рідкому паливі

Вихідні дані:						
Ефективна потужність двигуна		$P_e =$	11400	кВт		
Частота обертання		$n =$	500	хв ⁻¹		
Число циліндрів		$z =$	12			
Ефективна питома витрата палива		$b_e =$	0,177	кг/кВт год		
Максимальний тиск		$P_{max} =$	16,917	МПа		
Тиск стискування		$P_c =$	14,097	МПа		
Кількість соплових отворів:						
		$i=1$ - в розділених камерах згорання;				
		$i=4 - 10$ - в нерозділених камерах згорання.				
		$i =$	6			
Циклова подача палива						
		$B_{ц} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 10^6}{60 \cdot z \cdot n_k} = \frac{0,177 \times 11400 \times 10^6}{60 \times 12 \times 250} = 11,210 \text{ г/цикл}$				
де: n_k - частота обертання кулачкового вала паливного насоса						
для 4-тактних ДВЗ		$n_k = \frac{n}{2} = \frac{500}{2} = 250$	хв ⁻¹			
Максимальна циклова подача палива						
		$B_{ц max} = K \cdot B_{ц} =$	$1,25 \times 11,210 = 14,013$	г/цикл		
де $K = 1,25 - 1,35$ - коефіцієнт подачі палива.						
Об'ємна циклова подача палива						
		$V_{фц} = \frac{B_{ц max} \cdot 10^3}{\rho_f} = \frac{14,013 \times 1000}{668} = 20,977 \text{ мм}^3/\text{цикл}$				
де $\rho_f = 600 - 900$ кг/м ³ - густина палива.						
		$\rho_f =$	668	кг/м ³		

Швидкість встановившогося витікання палива через соплові отвори

$$V_{m\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_f} \cdot (p_{m\phi} - p_{m\psi}) \cdot 10^6\right)} = \sqrt{\left(\frac{2}{668} \times (60 - 15,507) \times 10^6\right)}$$

$$= 365,0 \text{ м/с}$$

де $p_{m\phi}$ - середній тиск вприскування палива:

$p_{m\phi} = 40 - 80$ МПа - в нерозділених камерах згорання

$p_{m\phi} = 10 - 25$ МПа - в розділених камерах згорання;

$p_{m\phi} = 60$ МПа

$p_{m\psi}$ - середній тиск газів в циліндрі двигуна в період вприскування

$$p_{m\psi} = \frac{P_c + P_{max}}{2} = \frac{14,097 \times 16,917}{2} = 15,507 \text{ МПа}$$

Час витікання палива

$$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \cdot n} = \frac{25}{6 \times 500} = 0,008 \text{ с}$$

Страница 2

де $f_{к.в.}$ - тривалість подачі палива в градусах повороту колінвала:

$f_{к.в.} = 15 - 35^0$ - для плівкового сумішеутворення;

$f_{к.в.} = 10 - 25^0$ - для об'ємного сумішеутворення.

$f_{к.в.} = 25$

Сумарна площа соплових отворів

$$A_c = \frac{V_{f\psi}}{\mu_c \cdot V_{m\phi} \cdot t_b \cdot 10^3} = \frac{20,977}{0,75 \times 365,0 \times 0,008 \times 1000} =$$

$$= 9,196 \text{ мм}^2$$

де: $m_c = 0,65 - 0,8$ - коефіцієнт витрати палива.

$m_c = 0,75$

Діаметр соплових отворів виготовляють через 0,05 мм, $d_c = 0,15 - 1,0$ мм для форсунок з однопорожневою нерозділеною камерою згорання.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi \cdot i}} = \sqrt{\frac{4 \times 9,196}{3,14 \times 6}} = 1,397 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c = 1,8$ мм

Вибір матеріала та розрахунок пружини форсунки			
Вибір матеріала пружини форсунки			
Умови роботи пружини форсунки			
Пружина форсунки є однією з основних її деталей, від працездатності якої сильно залежить надійність та строк служби форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладення.			
Вимоги до матеріалу пружини			
Матеріал повинен витримувати багатократні змінні навантаження.			
Вибір марки матеріала пружини			
Для відповідальних пружин вибирають проволоку із хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.			
Хімічний склад сталі 50ХФА:			
C=0,47 - 0,54%;	Si=0,17 -0,37%;	Mn=0,5 - 0,8%.	
Cr=0,8 - 1,10%;	Ni=0,20%;		
Механічні властивості сталі 50ХФА :			
$s_B=$	1275	Мпа - границя міцності;	
$s_T=$	1079	МПа - границя текучості;	
$d=$	8%	- відносне подовження;	
$y=$	35%	- відносне звуження.	
Розрахунок на міцність			
Визначення основних параметрів			
Тиск початку вприскування			
$P_B=$	15 - 30	МПа - в нерозділених камерах згорання	
$P_B=$	10 -15	МПа - в розділених камерах згорання з однодирчастою форсункою.	
$P_B=$	21	МПа	
Діаметр направляючої частини голки			
$d_1=$	6 - 12	мм - для ВОД;	
$d_1=$	10 - 16	мм - для СОД и МОД.	
$d_1=$	10	мм.	
Величина відносної диференціальної площадки голки			
$\delta =$	0,4 - 0,8		
$\delta =$	0,5		
Діаметр запираючої частини голки			
$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{1 - \delta} = 10 \times \sqrt{1 - 0,5} = 7,071 \text{ мм}$			

Підйом голки		
$h_n =$	0,4 - 1,2	мм - для СОД и МОД;
$h_n =$	0,28 - 0,38	мм - для ВОД;
$h_n =$	0,5	мм
Діаметр проволочки пружини		
$d =$	3,0-8,0	мм
$d =$	6	мм
Середній діаметр пружини		
$D_{cp} =$	6 - 20	мм
$D_{cp} =$	15	мм
Число робочих витків		
$n_p =$	5 - 12	
$n_p =$	9	
Зусилля, що піднімає голку (сила попереднього запасу пружини)		
$F_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot P_{bn} = \frac{3,14 \times \left(\frac{10^2}{4} - \frac{7,071^2}{4} \right) \times 21}{4} =$		
$= 824,25 \text{ Н}$		
Попередній прогин пружини		
$f_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot n_p \cdot D_{cp}^3 \cdot K_2}{G \cdot d^4} = \frac{8 \times 824,25 \times 9 \times 15^3 \times 1,120}{80000 \times 6^4} =$		
$= 2,164 \text{ мм}$		
Індекс пружини		
$K_2 = 1 + \frac{1}{2 \cdot c} - \frac{1}{2 \cdot c^2} = 1 + \frac{1}{2 \times 2,50} - \frac{1}{2 \times 2,50^2} =$		
$= 1,120$		
$c = \frac{D_{cp}}{d} = \frac{15}{6} = 2,50$		
$G =$	80000	МПа - модуль зсуву.

Максимальне зусилля пружини при піднятті голки

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{f_2}{f_1} = 824,25 \times \frac{2,664}{2,164} = 1015 \text{ Н}$$

де $f_2 = f_1 + h_H = 2,164 + 0,5 = 2,664 \text{ мм}$

Мінімальне та максимальне напруження в пружині

$$\tau_{\min} = \frac{2,55 \cdot D_{CP} \cdot K_1}{d^3} \times F_1 = \frac{2,55 \times 15 \times 1,746}{6^3} \times 824,25 = 254,8 \text{ МПа}$$

Поправочний коефіцієнт

$$K_1 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} = \frac{4 \times 2,50 - 1}{4 \times 2,50 - 4} + \frac{0,615}{2,50} = 1,746$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \cdot \frac{f_2}{f_1} = 254,8 \times \frac{2,664}{2,164} = 313,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad [\tau] = 450 - 650 \text{ МПа}$$

$$313,7 \leq 650$$

Середнє напруження та амплітуда цикла

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{313,7 + 254,8}{2} = 284,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{313,7 - 254,8}{2} = 29,4 \text{ МПа}$$

Запас міцності по границі втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \Phi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{280,5}{0,4 + 0,1 \times 284,3} = 4,8$$

де $\tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_s = 0,22 \times 1275 = 280,5 \text{ МПа}$

τ_{-1} - границя втоми на кручення;
 $\Phi_{\tau} = 0,1$ - коефіцієнт приведення цикла
 для вуглецевих та легованих сталей.

$$[n_t] = 1,2 - 2,0; \quad n_{\tau} \geq [n_{\tau}]$$

$$4,8 > 2$$

Частота власних коливань пружини в хвилину

$$n_c = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{n_p \cdot D_{cp}^2} = 2,7 \times 10^7 \times \frac{6}{9 \times 15^2} =$$

$$= 64296,296 \text{ кол/хв.}$$

Страница 6

Перевірка на резонанс

$$\frac{\Pi_c}{\Pi_k} = \frac{64296,296}{250} = 257,185 \neq \text{цілому числу.}$$

Резонанс відсутен.

Вибір матеріала та розрахунок на міцність стержня штовхача

Вибір матеріала стержня штовхача

Умови роботи стержня штовхача

Стержень штовхача сприймає великі навантаження від пружини та стиснутого палива. Торці стержня підвергаються змяттю та інтенсивно зношуються. Стержень штовхача працює на стискання та повздовжнє згинання.

Вимоги до матеріалу стержня

Через те, що стержень штовхача є довга деталь при невеликому діаметрі, для якої короблення при гартуванні недопустимо, найбільш підходяща інструментальна легована сталь.

Вибір марки матеріала стержня

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.

Хімічний склад сталі ХВГ:

C=0,9 - 1,05%;	Mn=0,8 - 1,1%;
Cr=0,9 - 1,2%;	W=1,2 - 1,6%.
Si=0,15 - 0,35%;	

Механічні властивості сталі ХВГ ГОСТ 5950-73:

Стандартом не регламентуються.

Розрахунок на міцність стержня

Напруга стискання

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot d_{\min}^2} = \frac{4 \times 1015}{3,14 \times 7^2} = 26,4 \text{ МПа}$$

де $d_{\min} = 7$ мм - мінімальний діаметр стержня
(приймають конструктивно)

$$\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}] \quad [\sigma_{сж}] = 100 - 120 \text{ МПа}$$

$$26,4 < 120$$

Запас стійкості на повздожнє згинання

$$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{F_2 \cdot l_{cm}^2} = \frac{3,14^2 \times 200000 \times 118}{1015 \times 200^2} = 5,7$$

$l_{cm} = 200$ мм - довжина стержня

$$I = \frac{\pi d_{\min}^4}{64} = \frac{3,14 \times 7^4}{64} = 118 \text{ мм}^4$$

$$n_y \geq [n_y] = 2,5$$

$$5,7 > 2,5$$

Розрахунок при роботі двигуна за газодизельним циклом

Вихідні дані:			
Ефективна потужність двигуна		$P_e =$	11400 кВт
Частота обертання		$n =$	500 хв^{-1}
Число циліндрів		$z =$	12
Ефективна питома витрата палива		$b_e =$	0,011 кг/кВт год
Максимальний тиск		$P_{\max} =$	16,917 МПа
Тиск стискання		$P_c =$	14,097 МПа
Кількість соплових отворів:			
$i=1$ - в розділених камерах згорання;			
$i=4 - 10$ - в нерозділених камерах згорання.			
$i =$		6	
Циклова подача палива			
$B_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 10^6}{60 \cdot z \cdot n_k} =$		$\frac{0,011 \times 11400 \times 10^6}{60 \times 12 \times 250} = 0,665$ г/цикл	
де: n_k - частота обертання кулачкового вала паливного насоса			
для 4-тактних ДВЗ		$n_k = \frac{n}{2} =$	$\frac{500}{2} = 250$ хв^{-1}
Максимальна циклова подача палива			
$B_{\text{ц max}} = K \cdot B_{\text{ц}} =$		$1,25 \times 0,665 = 0,831$ г/цикл	
де $K= 1,25 - 1,35$ - коефіцієнт подачі палива.			
Об'ємна циклова подача палива			
$V_{\text{ц}} = \frac{B_{\text{ц max}} \cdot 10^3}{\rho_f} =$		$\frac{0,831 \times 1000}{668} = 1,244$ $\text{мм}^3/\text{цикл}$	
де $\rho_f= 600 - 900$ кг/м^3 - густина палива.			
$\rho_f =$		668 кг/м^3	

Швидкість встановившогося витікання палива через соплові отвори

$$V_{m\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_f} \cdot (p_{m\phi} - p_{m\psi}) \cdot 10^6\right)} = \sqrt{\left(\frac{2}{668} \times (60 - 15,507) \times 10^6\right)} = 365,0 \text{ м/с}$$

де $p_{m\phi}$ - середній тиск вприскування палива:

$p_{m\phi} = 40 - 80$ МПа - в нерозділених камерах згорання

$p_{m\phi} = 10 - 25$ МПа - в розділених камерах згорання;

$p_{m\phi} = 60$ МПа

$p_{m\psi}$ - середній тиск газів в циліндрі двигуна в період вприскування

$$p_{m\psi} = \frac{P_c + P_{\max}}{2} = \frac{14,097 \times 16,917}{2} = 15,507 \text{ МПа}$$

Час витікання палива

$$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \cdot n} = \frac{25}{6 \times 500} = 0,008 \text{ с}$$

де $f_{к.в.}$ - тривалість подачі палива в градусах повороту колінвала:

$f_{к.в.} = 15 - 35^\circ$ - для плівкового сумішеутворення;

$f_{к.в.} = 10 - 25^\circ$ - для об'ємного сумішеутворення.

$f_{к.в.} = 25$

Сумарна площа соплових отворів

$$A_c = \frac{V_{f\psi}}{\mu_c \cdot V_{m\phi} \cdot t_b \cdot 10^3} = \frac{1,244}{0,75 \times 365,0 \times 0,008 \times 1000} = 0,546 \text{ мм}^2$$

де: $m_c = 0,65 - 0,8$ - коефіцієнт витрати палива.

$m_c = 0,75$

Діаметр соплових отворів виготовляють через 0,05 мм, $d_c = 0,15 - 1,0$ мм для форсунок з однопорожневою нерозділеною камерою згорання.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi \cdot i}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,546}{3,14 \times 6}} = 0,340 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c = 0,5$ мм

Страница 2

Вибір матеріала та розрахунок пружини форсунки			
Вибір матеріала пружини форсунки			
Умови роботи пружини форсунки			
Пружина форсунки є однією з основних її деталей, від працездатності якої сильно залежить надійність та строк служби форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладення.			
Вимоги до матеріалу пружини			
Матеріал повинен витримувати багатократні змінні навантаження.			
Вибір марки матеріала пружини			
Для відповідальних пружин вибирають проволочку із хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.			
Хімічний склад сталі 50ХФА:			
C=0,47 - 0,54%;	Si=0,17 -0,37%;	Mn=0,5 - 0,8%.	
Cr=0,8 - 1,10%;	Ni=0,20%;		
Механічні властивості сталі 50ХФА :			
$\sigma_B=$	1275	МПа - границя міцності;	
$\sigma_T=$	1079	МПа - границя текучості;	
$\delta=$	8%	- відносне подовження;	
$\psi=$	35%	- відносне звуження.	
Розрахунок на міцність			
Визначення основних параметрів			
Тиск початку вприскування			
$P_B=$	15 - 30	МПа - в нерозділених камерах згорання	
$P_B=$	10 -15	МПа - в розділених камерах згорання з однодирчастою форсункою.	
$P_B=$	21	МПа	
Діаметр направляючої частини голки			
$d_1=$	6 - 12	мм - для ВОД;	
$d_1=$	10 - 16	мм - для СОД и МОД.	
$d_1=$	10	мм.	
Величина відносної диференціальної площадки голки			
$\delta =$	0,4 - 0,8		
$\delta =$	0,5		
Діаметр запираючої частини голки			
$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{1 - \delta} = 10 \times \sqrt{1 - 0,5} = 7,071 \text{ мм}$			

Підйом голки		
$h_n =$	0,4 - 1,2	мм - для СОД и МОД;
$h_n =$	0,28 - 0,38	мм - для ВОД;
$h_n =$	0,5	мм
Діаметр проволочки пружини		
$d =$	3,0-8,0	мм
$d =$	6	мм
Середній діаметр пружини		
$D_{cp} =$	6 - 20	мм
$D_{cp} =$	15	мм
Число робочих витків		
$n_p =$	5 - 12	
$n_p =$	9	
Зусилля, що піднімає голку (сила попереднього запасу пружини)		
$F_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot P_{bn} = \frac{3,14 \times \left(\frac{10^2}{4} - \frac{7,071^2}{4} \right) \times 21}{4} =$		
$= 824,25 \text{ Н}$		
Попередній прогин пружини		
$f_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot n_p \cdot D_{cp}^3 \cdot K_2}{G \cdot d^4} = \frac{8 \times 824,25 \times 9 \times 15^3 \times 1,120}{80000 \times 6^4} =$		
$= 2,164 \text{ мм}$		
Індекс пружини		
$K_2 = 1 + \frac{1}{2 \cdot c} - \frac{1}{2 \cdot c^2} = 1 + \frac{1}{2 \times 2,50} - \frac{1}{2 \times 2,50^2} =$		
$= 1,120$		
$c = \frac{D_{cp}}{d} = \frac{15}{6} = 2,50$		
$G =$	80000	МПа - модуль зсуву.

Максимальне зусилля пружини при піднятті голки

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{f_2}{f_1} = 824,25 \times \frac{2,664}{2,164} = 1015 \text{ Н}$$

де $f_2 = f_1 + h_H = 2,164 + 0,5 = 2,664 \text{ мм}$

Мінімальне та максимальне напруження в пружині

$$\tau_{\min} = \frac{2,55 \cdot D_{CP} \cdot K_1}{d^3} \times F_1 = \frac{2,55 \times 15 \times 1,746}{6^3} \times 824,25 = 254,8 \text{ МПа}$$

Поправочний коефіцієнт

$$K_1 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} = \frac{4 \times 2,50 - 1}{4 \times 2,50 - 4} + \frac{0,615}{2,50} = 1,746$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \cdot \frac{f_2}{f_1} = 254,8 \times \frac{2,664}{2,164} = 313,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad [\tau] = 450 - 650 \text{ МПа}$$

$$313,7 \leq 650$$

Середнє напруження та амплітуда цикла

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{313,7 + 254,8}{2} = 284,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{313,7 - 254,8}{2} = 29,4 \text{ МПа}$$

Запас міцності по границі втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{280,5}{0,4 + 0,1 \times 284,3} = 4,8$$

де $\tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_s = 0,22 \times 1275 = 280,5 \text{ МПа}$

τ_{-1} - границя втоми на кручення;
 $\varphi_{\tau} = 0,1$ - коефіцієнт приведення цикла для вуглецевих та легованих сталей.

$$[n_t] = 1,2 - 2,0; \quad n_{\tau} \geq [n_{\tau}]$$

$$4,8 > 2$$

Частота власних коливань пружини в хвилину

$$n_c = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{n_p \cdot D_{CP}^2} = 2,7 \times 10^7 \times \frac{6}{9 \times 15} = 64296,296 \text{ кол/хв.}$$

Страница 6

Перевірка на резонанс

$$\frac{P_c}{P_k} = \frac{64296,296}{250} = 257,185 \neq \text{цілому числу.}$$

Резонанс відсутен.

Вибір матеріала та розрахунок на міцність стержня штовхача

Вибір матеріала стержня штовхача

Умови роботи стержня штовхача

Стержень штовхача сприймає великі навантаження від пружини та стиснутого палива. Торці стержня підвергаються змяттю та інтенсивно зношуються. Стержень штовхача працює на стискання та повздовжнє згинання.

Вимоги до матеріалу стержня

Через те, що стержень штовхача є довга деталь при невеликому діаметрі, для якої короблення при гартуванні недопустимо, найбільш підходяща інструментальна легована сталь.

Вибір марки матеріала стержня

Збираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.

Хімічний склад сталі ХВГ:					
	C=0,9 - 1,05%;	Mn=0,8 - 1,1%;			
	Cr=0,9 - 1,2%;	W=1,2 - 1,6%.			
	Si=0,15 - 0,35%;				
Механічні властивості сталі ХВГ ГОСТ 5950-73:					
	Стандартом не регламентуються.				
Розрахунок на міцність стержня					
Напруга стискання					
$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot d_{\min}^2} = \frac{4 \times 1015}{3,14 \times 7^2} = 26,4 \text{ МПа}$					
де	d _{min} = 7	мм - мінімальний діаметр стержня (приймають конструктивно)			
$\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}] \quad [\sigma_{сж}] = 100 - 120 \text{ МПа}$					
	26,4	< 120			
Запас стійкості на повздовжнє згинання					
$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{F_2 \cdot l_{cm}^2} = \frac{3,14^2 \times 200000 \times 118}{1015 \times 200^2} = 5,7$					
	l _{cm} = 200	мм - довжина стержня			
$I = \frac{\pi d_{\min}^4}{64} = \frac{3,14 \times 7^4}{64} = 118 \text{ мм}^4$					
	n _y ≥ [n _y] = 2,5				
		5,7	> 2,5		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1. Розробка заходів з охорони праці

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

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

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

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

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

Пари палива та мастила 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 оксиду 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 дрантя, 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 ; SO_2 ; CH). 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 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 значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість 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 поясу, 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.

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 пробками, звукоізолюючих кабін з який 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".

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.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [9].

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.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання 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 на 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 (вуглероду вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівної 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 вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид 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 $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня

світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

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, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

ВИСНОВКИ

В дипломній роботі було виконано розрахунок робочого циклу 4 - тактного двохпаливного двигуна Wartsila W12V50DF потужністю 11400 кВт при 500 хв⁻¹. колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

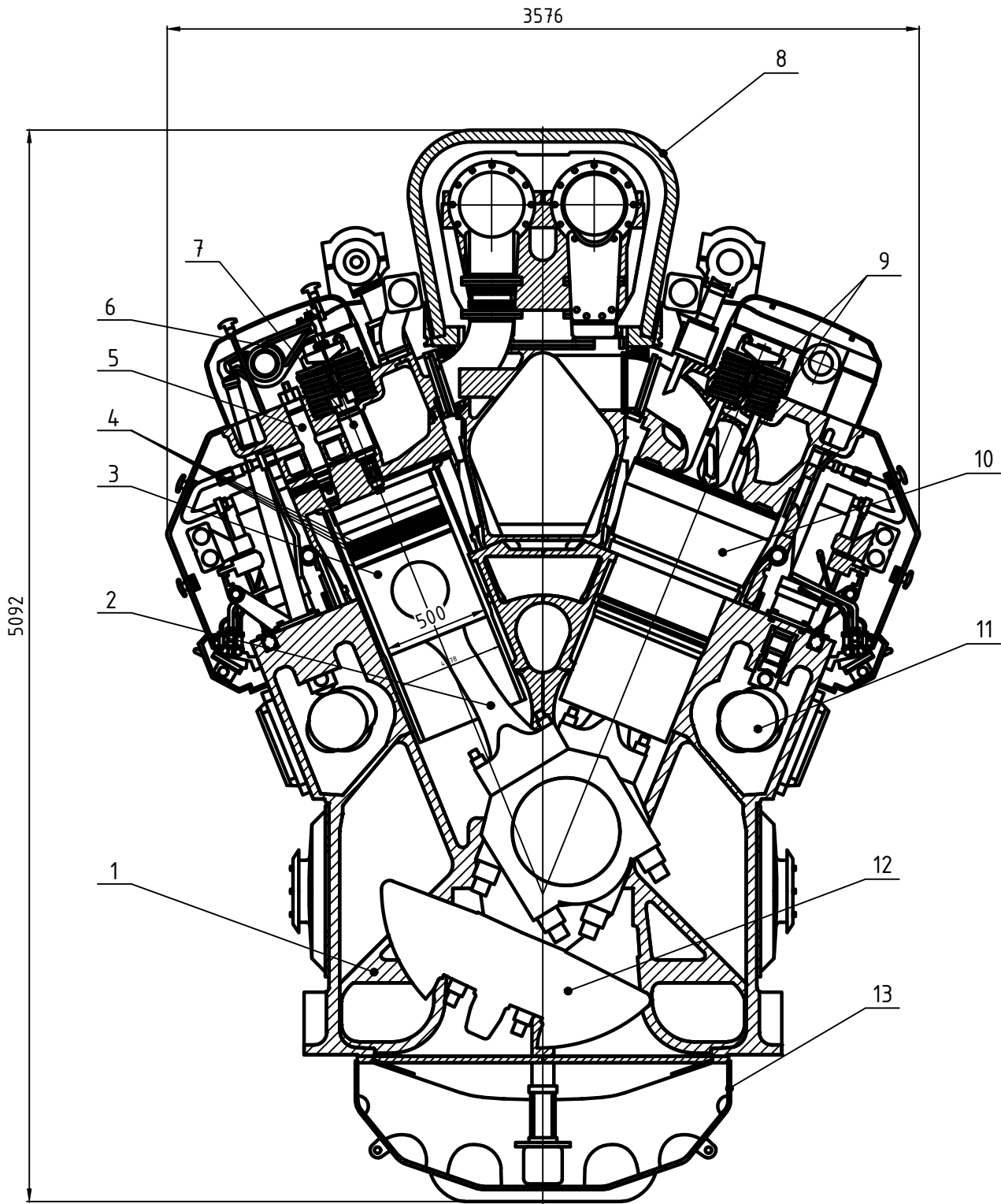
В конструкторському розділі дипломної роботи окрім розрахунку робочого циклу виконано розробку паливної системи двигуна.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

ЛІТЕРАТУРА

1. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
2. Bilousov I.V. Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с. 9. Кучерявий В. П. Загальна екологія. Ч. 2 : підручник / В. П. Кучерявий. – Львів: Новий Світ-2000, 2025. – 340 с.
9. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Toronto. – 2018. – 1721 p.
10. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи технічної експлуатації судових двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. – Миколаїв : Торубара В. В., 2024. – 302 с.
11. Бойко Р.П. Системи та агрегати судових дизельних двигунів. – Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова, 2019. – 208 с.
12. Шостак В. П., Кісарова А. І. Системи судових дизельних установок : навч. наоч. посібник. – Миколаїв : НУК, 2021. – 128 с.
13. Попик П. С., Топчій С. І. Системи подачі палива сучасних дизельних двигунів : навч. посіб. – Ніжин, 2021. – 205 с.
14. Іванченко С. Г. Загальна будова двигуна внутрішнього згорання : навч. посіб. [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу: <https://urok.osvita.ua/>.
15. Білоусов І. В., Булгаков М. Р. Двигуни внутрішнього згорання сучасних морських суден : підручник. – Одеса : Астропринт, 2024. – 512 с. – ISBN 978-617-7797-54-7.

ДОДАТКИ



Потужність, кВт 11 400

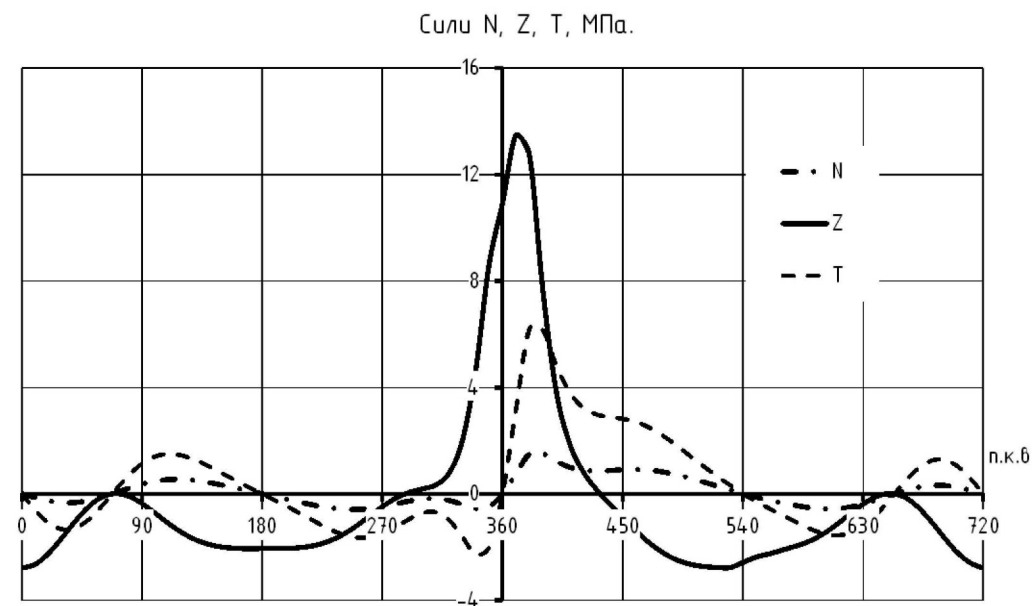
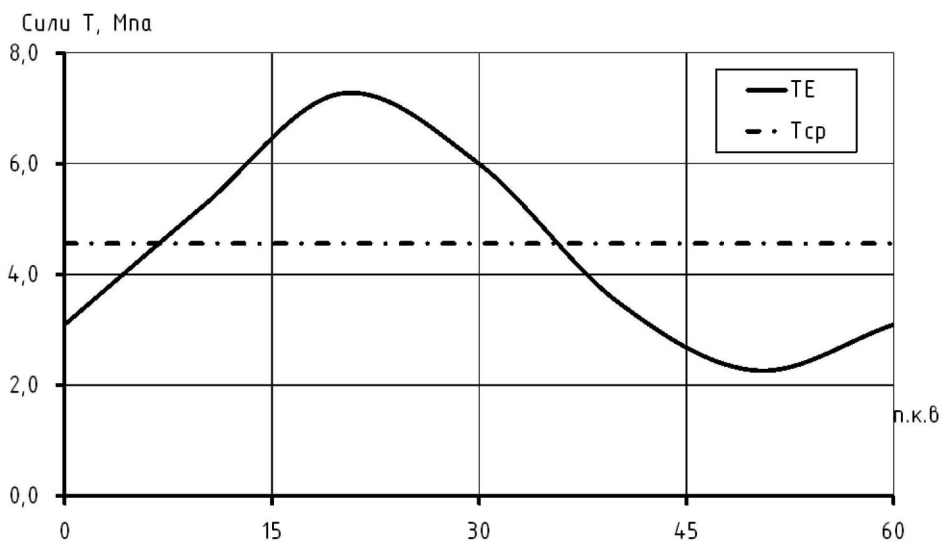
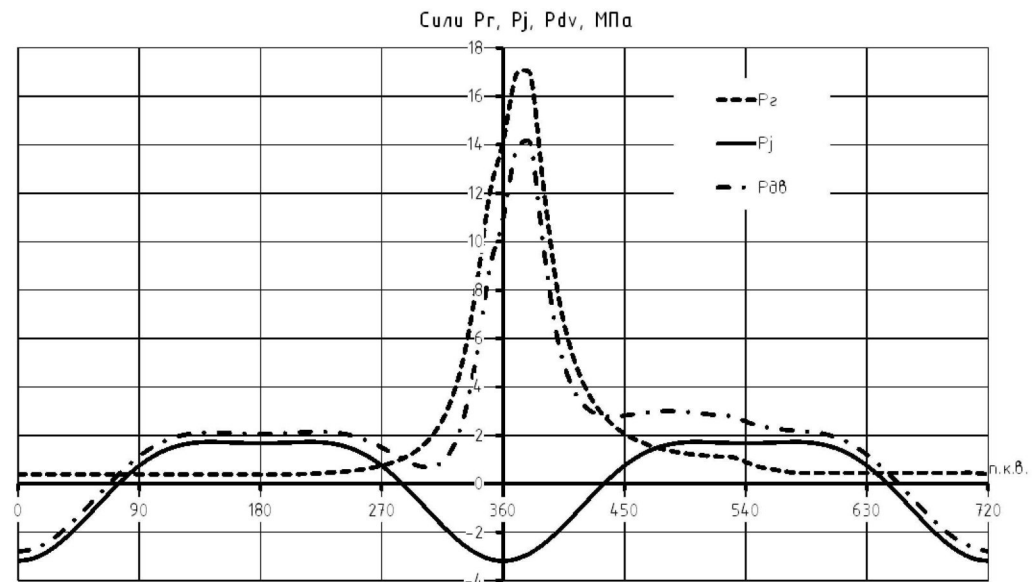
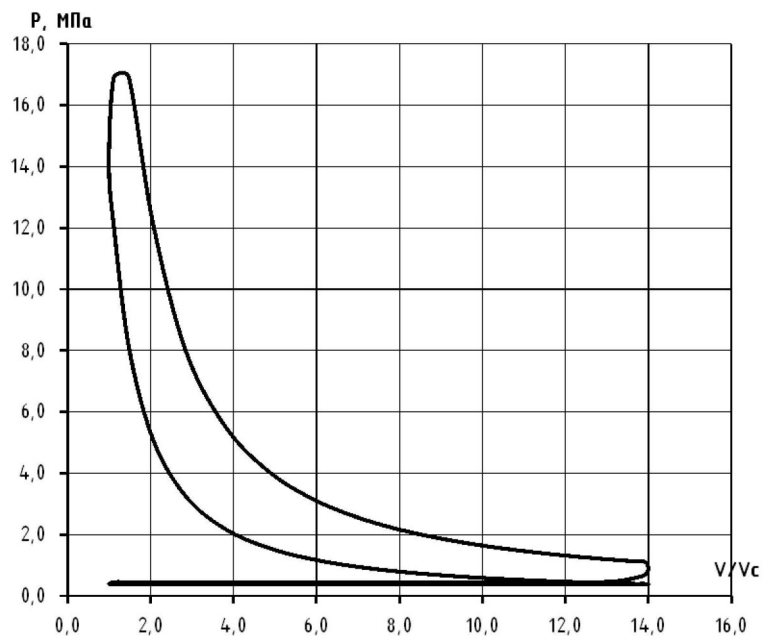
Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹ 500

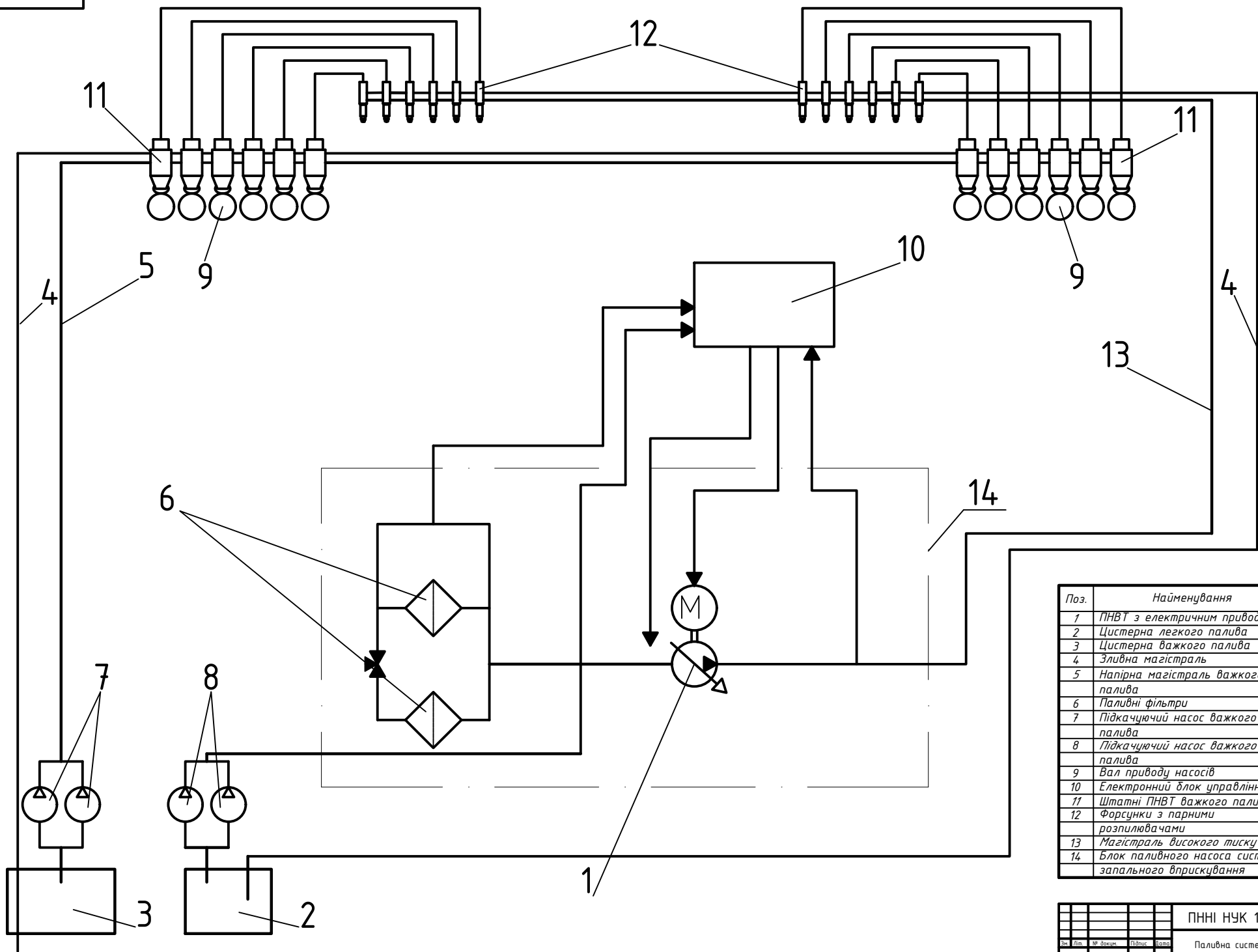
Середній ефективний тиск, МПа 2,001

Питома ефективна витрата газового палива, м³/(кВтхгод) 0,240

Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Блок-картер	1	
2	Шатун	12	
3	Поршень	12	
4	Поршневі кільця	48	
5	Пусковий клапан	12	
6	Коромисло	12	
7	Форсунка	12	
8	Ресивер	1	
9	Впускний та випускний клапани	48	
10	Втулка циліндра	12	
11	Розподільний вал	2	
12	Колінчастий вал	1	
13	Масляний піддон	1	

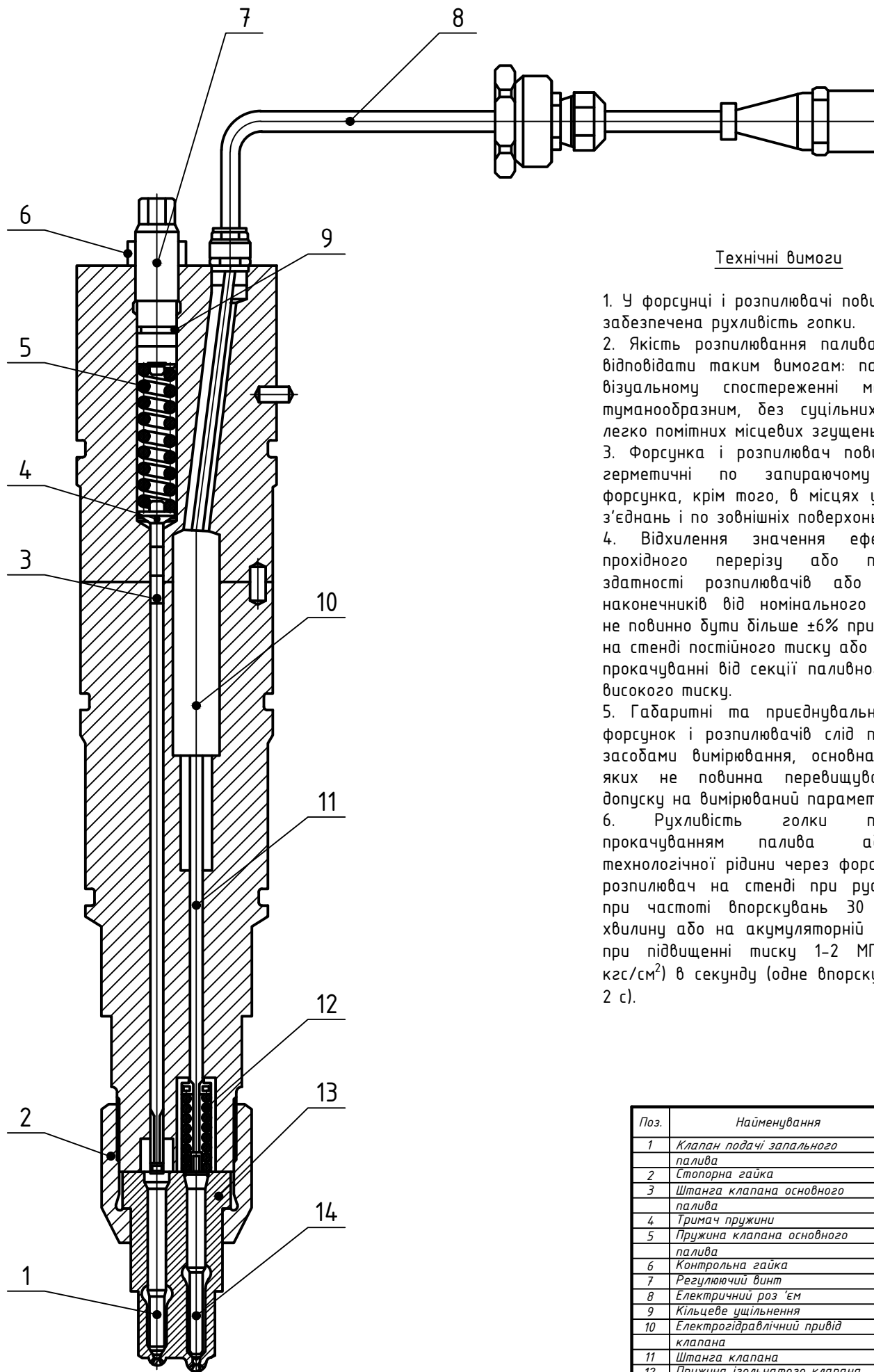
					ПНН НУК 14.2.41.26.10.01.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Поперечний переріз двигуна W12V50DF		
Стандарт	Стр. 1	В.О.			1:10		
Корисний					Лист		
Виробник		Технічний А.Б.			41-ЕМ-223		
Прийнятий		Лист А.Б.					





Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	ПНВТ з електричним приводом	1	
2	Цистерна легкого палива	1	
3	Цистерна важкого палива	1	
4	Зливна магістраль	1	
5	Напірна магістраль важкого палива	1	
6	Паливні фільтри	2	
7	Підкачуючий насос важкого палива	2	
8	Підкачуючий насос важкого палива	2	
9	Вал приводу насосів	12	
10	Електронний блок управління	1	
11	Штатні ПНВТ важкого палива	12	
12	Форсунки з парними розпилювачами	12	
13	Магістраль високого тиску	1	
14	Блок паливного насоса системи запального впорскування	1	

ПННН НУК 142.4.1.26.10.03.				Паливна система двигуна			Лист 1		
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Складено	Врач В.В.				Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Складено	Врач В.В.				Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Складено	Врач В.В.				Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Складено	Врач В.В.				Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата



Технічні вимоги

1. У 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 згущень.
3. 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 або соплових наконечників 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. Габаритні та приєднувальні розміри форсунок і розпилювачів слід перевіряти засобами вимірювання, основна похибка яких не повинна перевищувати 35% допуску на вимірюваний параметр.
6. Рухливість голки перевіряти прокачуванням палива або технологічної рідини через форсунку, або розпилювач на стенді при русі важеля при частоті впорскувань 30 - 40 в хвилину або на акумуляторній установці при підвищенні тиску 1-2 МПа (10-20 кгс/см²) в секунду (одне впорскування за 2 с).

Циклова подача основного палива, г/цикл 11,8
 Циклова подача запального палива, г/цикл 0,36
 Сумарна площа соплових отворів основного палива, мм² 9,75
 Сумарна площа соплових отворів запального палива, мм² 0,297

Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Клапан подачі запального палива	1	
2	Стопорна гайка	1	
3	Штанга клапана основного палива	1	
4	Тримач пружини	1	
5	Пружина клапана основного палива	1	
6	Контрольна гайка	1	
7	Регулюючий винт	1	
8	Електричний роз'єм	1	
9	Кільцеве ущільнення	1	
10	Електрогідравлічний привід клапана	1	
11	Штанга клапана	1	
12	Пружина ігольчатого клапана	1	
13	Корпус розпилювача	1	
14	Клапан подачі основного палива	1	

				ПНН НУК 14.2.4.126.10.04.			
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Віра	Форсунка		
Складено	Дата в.д.				Лист	Місяц	Настоят.
Конструктор					1		1:1
Проверено	Підписано	А.С.			Лист	Листів	
Нормальний	Висновок	А.В.			41-ЕМ-223		