Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Львівська політехніка»

Інститут механічної інженерії та транспорту
(назва інституту)

Залізничний транспорт
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Визначення оптимальної температури повітря у впускному колекторі дизелі GEVO тепловоза ТЕ33»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство

зі спеціальності: 273 “Залізничний транспорт”
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ-31спз

/Ярослав ЮСКО/
(підпис студента) (Ім’я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник: /Ярослав ЯКУБОВСЬКИЙ/
(підпис) (посада, Ім’я ПРІЗВИЩЕ)

Завідувач кафедри ЗТ
к.т.н., доц. Олена БАЛЬ
(підпис)

Львів – 2025 рік

ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)

Юско Я. Я., Якубовський Я. В. (керівник). **Визначення оптимальної температури повітря у впускному колекторі дизелі GEVO тепловоза ТЕ33**. Бакалаврська кваліфікаційна робота. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2025.

Розширена анотація

Якісна підготовка горючої суміші має на увазі не тільки забезпечення подачі повітря залежно від швидкісного і навантажувального режиму енергетичної установки, а й підготовку повітря для якісного займання в циліндрах двигуна, тобто забезпечення заданої температури.

Таким чином, для покращення експлуатаційних показників ДВЗ актуальним є визначення оптимальної температури повітря у впускному колекторі.

Проаналізовано схеми механізмів, які використовуються в енергетичних установках тепловозів. Відзначено, що енергетична установка тепловоза в період експлуатації працює в різних умовах та навантаженнях, що ускладнює отримання найкращих економічних характеристик. Встановлено, що температура займання палива в основному залежить від тиску робочої суміші і її температури. Наведено основні рівняння термодинамічних процесів, включаючи умови адіабатичного стиснення і розширення. Отримано характер зміни температури робочого тіла в кінці процесу стиснення, а також індикаторної та ефективної потужності в залежності від температури повітря перед впускними органами.

Об’єкт дослідження – енергетична установка GEVO тепловоза ТЕ33.

Предмет дослідження – індикаторні та ефективні показники роботи енергетичної установки.

Мета дослідження – дослідження оптимальної температури повітря у впускному колекторі дизелі GEVO тепловоза ТЕ33.

За результатами цієї бакалаврської роботи виконано такі завдання:

- розглянуто та проаналізовано схеми механізмів, які використовуються в енергетичних установках тепловозів;

- встановлено, що температура займання палива в основному залежить від тиску робочої суміші і її температури;

- наведено основні рівняння термодинамічних процесів, включаючи умови адіабатичного стиснення і розширення;

- отримано характер зміни температури робочого тіла в кінці процесу стиснення, а також індикаторної та ефективної потужності в залежності від температури повітря перед впускними органами;

- встановлено діапазон у якому може змінюватись температура у впускному трубопроводі.

Ключові слова: енергетична установка, впускний колектор, температура, індикаторна та ефективна потужність, тиск, повітря.

Перелік використаних літературних джерел

1. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв: видавець Торубара В.В., 2018. – 152 с.

2. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с.

4. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 5: Екологізація ДВЗ / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцов; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – 2-ге вид. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – 348 с.

5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до курсового

проектування. / Укладачі Б. Є. Боднар та інші. - Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2010.

7. Основні вимоги з охорони праці на залізничному транспорті: Навч. посібник / О. М. Даренський, С. В. Савченко, В. М. Сударський та ін.; Під заг. ред. В. І. Мороза. - Харків: УкрДАЗТ, 2010. - 227 с.

Yusko Y. Y., Yakubovsky Ya. V. (head). **Determining the optimal air temperature in the intake manifold of the GEVO diesel engine of the TE33 locomotive**. Degree project. - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2024.

Extended abstract

High-quality preparation of the combustible mixture implies not only ensuring the supply of air depending on the speed and load conditions of the power plant, but also preparing the air for high-quality ignition in the engine cylinders, i.e. ensuring the specified temperature.

Thus, to improve the performance of an internal combustion engine, it is important to determine the optimal air temperature in the intake manifold.

The schemes of mechanisms used in diesel locomotive power plants are analyzed. It is noted that the locomotive power plant operates under different conditions and loads during operation, which makes it difficult to obtain the best economic characteristics. It is established that the ignition temperature of fuel mainly depends on the pressure of the working mixture and its temperature. The basic equations of thermodynamic processes, including the conditions of adiabatic compression and expansion, are given. The nature of the change in the temperature of the working fluid at the end of the compression process, as well as the indicator and effective power depending on the air temperature in front of the intake bodies is obtained.

The object of study is GEVO power unit of TE33 diesel locomotive.

The subject of the study is the indicator and effective performance indicators of the power plant.

The aim of the study is to investigate the optimum air temperature in the intake manifold of the GEVO diesel engine of the TE33 diesel locomotive.

Based on the results of this bachelor thesis, the following tasks were completed:

- schemes of mechanisms used in power plants of diesel locomotives are considered and analyzed;
- it was found that the ignition temperature of fuel mainly depends on the pressure of the working mixture and its temperature;
- the basic equations of thermodynamic processes, including the conditions of adiabatic compression and expansion, are presented;
- the nature of the change in the temperature of the working fluid at the end of the compression process, as well as the indicator and effective power depending on the temperature of the air in front of the inlet bodies;
- set the range within which the temperature in the inlet pipeline can change.

Key words: power plant, inlet manifold, temperature, indicative and effective power, pressure, air.

References

1. Mytrofanov O. S. Osnovy ekspluatatsii, obsluhovuvannia ta remontu dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia: navch. posib. / O. S. Mytrofanov, A. Yu. Proskurin. – Mykolaiv: vydavets Torubara V.V., 2018. – 152 s.

2. Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: seriia pidruchnykiv u 6 t. T. 1: Rozrobka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: pidruchnyk / A. P. Marchenko, M. K. Riazantsev, A. F. Shekhovtsov; red.: A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 384 s.

3. Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: seriia pidruchnykiv u 6 t. T. 2: Dovodka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: pidruchnyk / A. P. Marchenko, M. K. Riazantsev, A. F. Shekhovtsov; red.: A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 288 s.

4. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: seriia pidruchnykiv u 6 t. T. 5: Ekolohizatsiia DVZ / A. P. Marchenko, I. V. Parsadanov, L. L. Tovazhnianskyi, A. F. Shekhovtsov; Nats. tekhn. un-t «Kharkiv. politekhn. in-t». – 2-he vyd. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – 348 s.

5. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Seriia pidruchnykiv u 6 tomakh. T. 6. Nadiinist DVZ. / Za redaktsiieiu prof. A.P. Marchenka, zasl. diiacha nauky Ukrainy prof. A.F Shekhovtsova. – Kharkiv: Vydavn. tsentr NTU “KhPI”, 2004.

6. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Metodychni vkazivky do kursovoho proektuvannia. / Ukladachi B. Ye. Bodnar ta inshi. - Dnipropetrovsk: DNUZT, 2010.

7. Osnovni vymohy z okhorony pratsi na zaliznychnomu transporti: Navch. posibnyk / O. M. Darenskyi, S. V. Savchenko, V. M. Sudarskyi ta in.; Pid zah. red. V. I. Moroza. - Kharkiv: UkrDAZT, 2010. - 227 s.

ЗМІСТ

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ 9

ВСТУП 10

1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ GEVO ТЕПЛОВОЗА ТЕ33 11

1.1 Механізми двигунів внутрішнього згоряння 11

1.2 Поршнева група енергетичної установки GEVO 12

1.3 Шатун та колінчастий вал енергетичної установки GEVO 14

1.4 Корпус енергетичної установки GEVO 17

Висновки до розділу 1 19

2 ТЕОРІЯ ТА РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ 20

2.1 Робочі і термодинамічні цикли ДВЗ 20

2.2 Робоче тіло і його властивості 27

2.3 Процеси запалення і горіння 29

Висновки до розділу 2 32

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ У ВПУСКНОМУ КОЛЕКТОРІ ДИЗЕЛЯ GEVO 33

3.1 Параметри ефективності згоряння робочої суміші 33

3.2 Розрахунок впливу коефіцієнта наповнення повітря на потужність двигуна 33

3.3 Розрахунок впливу корекції густини повітря на потужність двигуна ... 35

Висновки до розділу 3 38

4 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ РЕМОНТІ І ВИПРОБУВАННІ ДИЗЕЛІВ 39

Висновки до розділу 4 41

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ 42

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 43

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

ДВЗ	Двигун внутрішнього згоряння
ЗВС	Запалення від стиснення
ВМТ	Верхня мертва точка
РГС	Робоча газова суміш
ККД	Коефіцієнт корисної дії

ВСТУП

Відомі системи пуску двигунів внутрішнього згоряння (далі – ДВЗ) як з іскровим запалюванням, так і із запаленням від стиснення (дизельні двигуни), забезпечують якісне наповнення циліндрів горючою сумішшю або повітрям.

Якісна підготовка горючої суміші має на увазі не тільки забезпечення подачі горючої суміші або повітря залежно від швидкісного і навантажувального режиму ДВЗ, а й підготовку повітря або суміші для якісного займання в циліндрах двигуна, тобто забезпечення заданої температури суміші або повітря, що надходить до камери згоряння, з метою успішного пуску двигуна при низьких температурах для отримання вищої потужності та економічності двигуна, а так само низької токсичності вихлопу.

У сучасних конструкціях впускних систем ДВЗ завдяки застосуванню різних конструктивних рішень насамперед забезпечуються високі економічні показники і низька токсичність вихлопу. Водночас показники потужності ДВЗ відійшли на другий план, що спричинено посиленням міжнародних і національних стандартів щодо токсичності та витрати палива у світі.

З цією метою постійно посилюються міжнародні стандарти, що лімітують показники пуску двигуна в умовах низьких і навіть високих температур навколишнього середовища.

Отже, для покращення експлуатаційних показників ДВЗ актуальним є визначення оптимальної температури повітря у впускному колекторі.

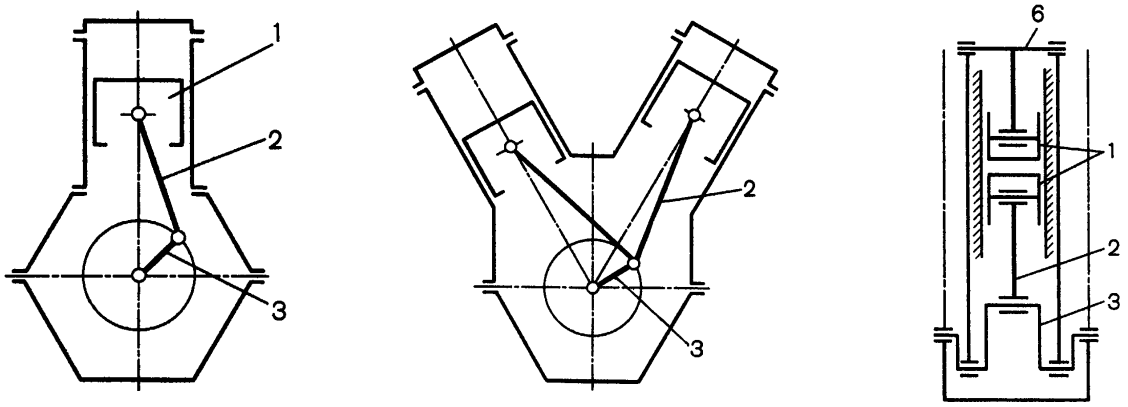
Об'єктом дослідження в даній роботі є енергетична установка GEVO тепловоза ТЕ33.

Предметом дослідження являються індикаторні та ефективні показники роботи енергетичної установки.

1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ GEVO ТЕПЛОВОЗА ТЕ33

1.1 Механізми двигунів внутрішнього згоряння

Кривошипно-шатунний механізм включає поршневі комплекти, шатуни, колінчастий вал і маховик. Поршень сприймає силу тиску газів, кривошипно-шатунний механізм перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертовий колінчастого валу. На рис. 1.1 показані схеми механізмів, які застосовуються в двигунах.



а) *б*) *в*)

Рисунок 1.1 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів

На рис. 1.1, *а* – кривошипно-шатунний механізм найчастіше застосовується в двигунах простої дії з рядним, V-подібним і більш складним розташуванням циліндрів. Поступальний рух поршня перетворюється на обертальний колінчастого валу за допомогою шатуна *2*, зчленованого шарнірно з поршнем *1* і кривошипом *3* колінчастого валу.

На рис. 1.1, *в* – наведено кривошипно-шатунний механізм з двома шатунами *2*, з'єднаними з одним кривошипом *3*. У такому механізмі два шатуни виконані однаковими і з'єднані безпосередньо з кривошипом або шарнірно один з іншим.

На рис. 1.1, *г* – показані кривошипно-шатунні механізми з проміжними ланками двигунів, з протилежно рухомими поршнями за наявності одного колінчастого валу. Можливі й інші схеми перетворення зворотно-поступального

руху поршня у обертовий колінчастого валу.

Механізм газорозподілу має впускні та випускні клапани та деталі, що забезпечують їх своєчасне відкриття та закриття. До складу найпоширенішого клапанного механізму входять також розподільний вал, штовхачі, штанги, важелі, пружини. Механізм газорозподілу забезпечує строго певну послідовність та задану тривалість протікання процесів впуску та випуску в робочому циклі двигуна [1].

Крім названих двох основних механізмів, конструкції двигуна можна виділити механізм передач, що використовується для зв'язку між собою рухомих деталей і вузлів двигуна. Зазвичай до складу цього механізму входять шестерні, ремінні, ланцюгові та гідравлічні передачі.

Перераховані механізми об'єднані базовими корпусними деталями, що складають остов двигуна і включають картер (блок-картер), циліндри (блок циліндрів), головку (кришку) циліндрів, фундаментну раму або, за її відсутності, підвіски корінних підшипників колінчастого валу, а також піддон.

1.2 Поршнева група енергетичної установки GEVO

Поршнева група будь-якого двигуна складається з поршня, поршневих кілець, поршневого пальця. В залежності від особливостей конструкції вона включає додатково деталі фіксації пальця від осьових переміщень і деталі системи охолодження поршня.

Поршень – найважливіша та одна з найбільш напружених деталей двигуна. Він є однією з деталей, що утворюють камеру згоряння двигуна, забезпечує її герметичність, що передає силу тиску газів шатуну; у двотактних двигунах поршень виконує також функції розподільчого пристрою, керуючи відкриттям впускних та випускних вікон у циліндрі.

Поршень (рис. 1.2) має головку з днищем, канавки для поршневих кілець і отвори 3 для встановлення поршневого пальця. На поршень діють високі механічні (тиск газів, сили інерції) та теплові навантаження. Бокова поверхня поршня схильна до зносу при русі по поверхні циліндра. В результаті тертя

поршневих кілець і бокової поверхні стінки циліндра поршень нагрівається додатково. З огляду на високі температури поверхні днища поршня знижуються допустимі напруження його матеріалу, що може у виняткових випадках призвести до утворення тріщин. Перегрів зони розташування поршневих кілець порушує їх нормальну роботу та веде до збільшення витрати палива, масла та зносу канавок, а також інших неприємних наслідків.

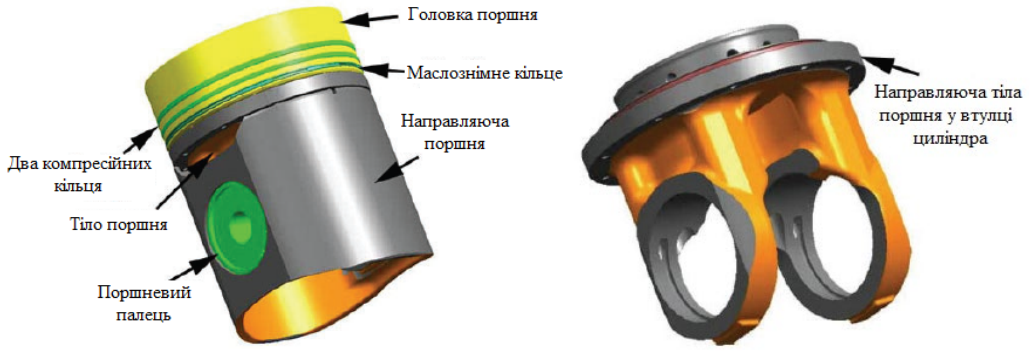


Рисунок 1.2 – Поршень дизеля GEVO

Поршень встановлюють у циліндрі двигуна із зазором, проте перегрів поршня може викликати задири на боковій поверхні і навіть заклинювання поршня в циліндрі. Для зменшення сил інерції, що виникають внаслідок зворотно-поступального руху поршня, його маса повинна бути якомога менше, що досягається в першу чергу застосуванням алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів. Однак у форсованих за величиною середнього ефективного тиску двигунах, коли міцність алюмінієвих сплавів виявляється недостатньою, застосовують чавунні, сталеві та часто складові конструкції поршнів.

За конструкцією поршні значно різняться залежно від типу та призначення двигуна, на якому вони застосовуються [2–3].

Для зниження температур головки поршня і зони першого компресійного кільця внутрішня поверхня днища може охолоджуватися струменем масла, що спрямовується знизу через шатун або, що ефективніше, через спеціальну нерухому форсунку, встановлену в картері. Такий спосіб подачі масла доцільний у двигунах з підвищеною частотою обертання колінчастого валу.

Для підвищення терміну служби поршні з легких сплавів багатьох двигунів мають залиту вставку під перше компресійне кільце. Іноді вставку виконують під два верхні кільця з міцного зносостійкого матеріалу, що забезпечує стабільність розмірів поршневих канавок в експлуатації.

Поршні тепловозних та середньооборотних двигунів працюють у дуже важких умовах у зв'язку з високим форсуванням двигунів за середнім ефективним тиском та підвищеними розмірами поршнів. Тому часто застосовують складові конструкції поршнів з масляним охолодженням. У цьому випадку корпус поршня (тронк) виконують із алюмінієвого сплаву (іноді з чавуну), а теплонапружену головку з легованої сталі. Обидві деталі з'єднують шпильками. Поршень охолоджується маслом, що подається через шатун в центральну частину порожнини охолодження, з якої масло перетікає каналами до краю головки, а потім по трубці зливається в картер.

1.3 Шатун та колінчастий вал енергетичної установки GEVO

Шатун перетворює зворотно-поступальний рух поршня у обертальний рух колінчастого валу і шарнірно з'єднаний з цими деталями (рис. 1.3). Працюючи шатун здійснює складний рух у площині, яка перпендикулярна осі колінчастого валу, і піддається впливу високих газових і інерційних сил. Шатун повинен мати високу міцність, по можливості малу масу, але одночасно достатню жорсткість, що забезпечує стабільність форми і розмірів, зокрема отворів під підшипники. Залежно від типу кривошипно-шатунного механізму та розташування циліндрів можна виділити шатуни рядного та причіпного типу.

Основними елементами шатуна є: верхня (або поршнева) головка з запресованою втулкою, в якій переміщується палець; стрижень, що з'єднує верхню головку з нижньою (або кривошипною) головкою. За допомогою нижньої головки та її кришки шатун з'єднаний з шатунною шийкою колінчастого валу.

Рисунок 1.3 – Вкладиші корінних підшипників і шатун дизеля GEVO

Верхню головку шатуна роблять зазвичай нероз’ємною циліндричної форми. У неї запресовують бронзову втулку; у деяких конструкціях застосовують голчасті підшипники. Для раціональнішого розподілу навантаження верхня головка часто має конічну форму перерізу в площині осі отвору під палець, для змащування якого передбачені отвори. Верхню головку крім круглої роблять і овальної форми.

Стрижень шатуна зазнає осьового і поперечного навантаження і має зазвичай двотавровий поперечний переріз, добре працює на вигин у площині гойдання шатуна. У багатьох випадках для подачі масла до підшипника верхньої (поршневої) головки шатуна та поршня в тілі шатуна на всю довжину стрижня просвердлюють канал. Нижню головку шатуна роблять роз’ємною; її габарити повинні дозволяти виймати поршень із шатуном, як правило, через циліндр, що визначається умовами збирання двигуна. Після встановлення поршня з шатуном у двигун до нижньої головки кріплять її кришку за допомогою шатунних болтів і гайок. За конструкцією нижні (кривошипні) головки шатунів відрізняються великою різноманітністю. Прагнення збільшити діаметр корінних шийок колінчастого валу при форсуванні двигунів призводить до зменшення товщини нижньої головки в місці роз’єму. У зв’язку з цим, а також для забезпечення можливості виїмки шатуна через циліндр широкого поширення набули шатуни з косим роз’ємом нижньої головки, у яких стик за

умовами міцності розташований під кутом 42...50° до осі стрижня шатуна. Для сприйняття сил у площині стику застосовують зубчасте з'єднання із заданою щільністю прилягання.

У більшості сучасних двигунів внутрішнього згоряння застосовують підшипники ковзання (рис. 1.3), виконані у вигляді сталевих розрізних вкладишів, залитих по поверхні шаром антифрикційного матеріалу (бабітом, свинцевистою бронзою, сплавом на основі алюмінію).

Найбільшою різноманітністю відрізняються шатуни V-подібних двигунів. Компактність двигуна по довжині при забезпеченні раціональних розмірів забезпечується застосуванням конструкції з шатуном типу причіпного. На рис. 1.4 показаний варіант з'єднання нижньої кришки *3* з кривошипною головкою головного шатуна *1* шпильками-штифтами *2*, що працюють на зріз. У головку шатуна *6* причіпного типу вставлена втулка *5*, що утворює разом із закріпленим у головному шатуні пальцем підшипник *4* ковзання. Іноді підвищення несучої здатності підшипника шатуна здійснюють жорстким з'єднанням шатуна причіпного типу з пальцем, забезпечуючи рухливість останнього.

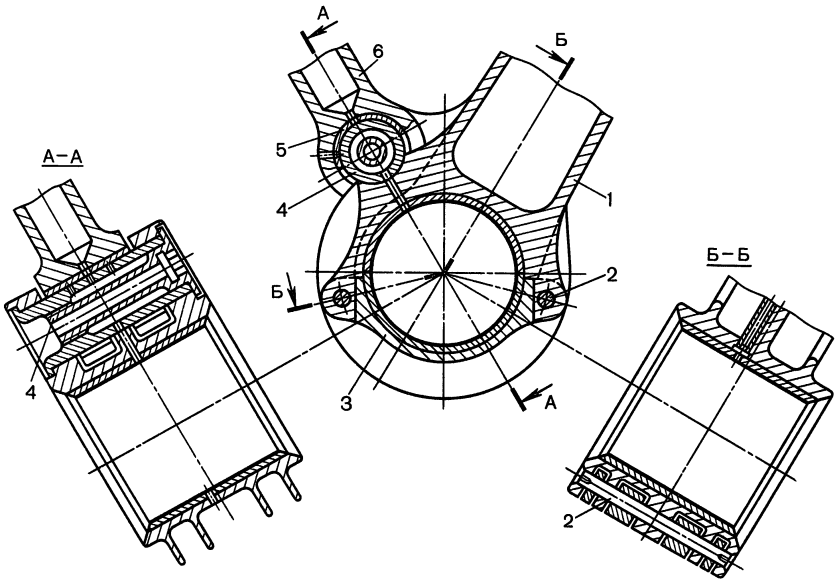


Рисунок 1.4 – Шатунна група V-подібного двигуна із шатуном причіпного типу

Ідентичність кінематики поршнів обох рядів циліндрів V-подібного двигуна забезпечується застосуванням центрально-зчленованих шатунів. Недоліком такої конструкції є відносно низька жорсткість кривошипних

головок. Роздвоєна головка шатуна складна за формою, а її елементи схильні до підвищених згинальних навантажень.

Колінчастий вал (рис. 1.5) є найбільш напруженою деталлю, а також трудомісткою у виготовленні. При роботі вал навантажується змінними силами і моментами, схильний до крутних, згинальних і поздовжніх коливань, які за несприятливих умов (резонансні та близькі до них режими роботи) можуть істотно збільшити напруження у валі від основних газових та інерційних зусиль. Шийки валу під впливом тертя схильні до зносу. Тому колінчастий вал повинен мати високу міцність, жорсткість і зносостійкість.

Рисунок 1.5 – Колінчастий вал дизеля GEVO

Часто на передньому кінці валу, що здійснює найбільші амплітуди відхилення при крутильних коливаннях, встановлюють спеціальні гасники коливань. Вони поглинають енергію коливань, що підводиться до валу двигуна ззовні завдяки тертю між елементами гасника і тим самим зменшують амплітуду коливань.

Зменшити небезпеку крутних коливань можна створенням інерційних реактивних моментів у певному перерізі валу. Для цього у відповідному місці встановлюють гасники коливань маятникового типу.

1.4 Корпус енергетичної установки GEVO

Залежно від прийнятої компонувальної схеми, типу і призначення двигуна корпус може складатися з наступних з’єднаних між собою деталей: окремих або об’єднаних в блок циліндрів (рис. 1.6) зі вставними втулками

(гільзами) (рис. 1.7) або без них, картера (блок-картера), фундаментної рами або підвісних опор колінчастого валу, піддону, деталей кріплення. Часто блок циліндрів та картер виконують у вигляді однієї деталі – блок-картера. До корпусних деталей двигуна відносять головку (кришку) циліндрів.

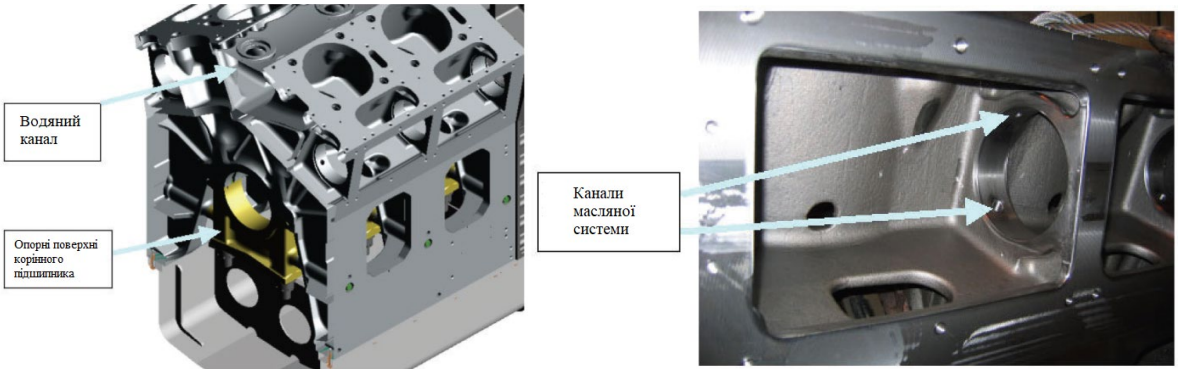


Рисунок 1.6 – Блок дизеля GEVO

Рисунок 1.7 – Втулка циліндра дизеля GEVO

Картер разом з циліндрами, головкою, піддоном або фундаментною рамою (за наявності останньої), прокладками, сальниками утворює закриту, непроникну для газів, мастильного матеріалу та охолоджувальної рідини (у разі двигуна рідинного охолодження) порожнину, де розташований кривошипно-шатунний механізм. На корпусних деталях зазвичай кріплять різні елементи механізму газорозподілу, передач, і навіть різні агрегати двигуна. Корпусні деталі визначають зовнішній вигляд двигуна. У сучасних форсованих двигунах на корпусні деталі діють високі навантаження від сил інерції та тиску газів у циліндрах. Крім того, ряд деталей працює в умовах підвищених температур та

значних температурних напружень. Деталі корпусу є опорами багатьох рухомих з’єднань двигуна, зокрема підшипникових вузлів. Тому деталі корпусу поряд з міцністю повинні мати високу жорсткість, останнє відноситься і до корпусу в цілому. Важливими вимогами є зручність монтажу та обслуговування, а також простота, технологічність та можливо менша металомісткість конструкції. На корпусні деталі припадає 25...70 % всієї маси двигуна, що свідчить про значний резерв зниження металомісткості двигуна у результаті полегшення цих деталей.

Висновки до розділу 1

1. Розглянуто та проаналізовано схеми механізмів, які використовуються в енергетичних установках тепловозів.

2. Наведено конструктивні особливості основних елементів енергетичної установки GEVO тепловоза ТЕ33, а саме: корпус, поршневу групу, шатун і колінчастий вал.

3. Відзначено, що енергетична установка тепловоза в період експлуатації працює в різних умовах та навантаженнях, що ускладнює отримання найкращих економічних характеристик.

2 ТЕОРІЯ ТА РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 Робочі і термодинамічні цикли ДВЗ

Циклом двигуна називають замкнуту послідовність термодинамічних процесів, у яких теплота перетворюється на роботу. Робочим циклом двигуна вважають такий, в якому є хоча б один незворотний термодинамічний процес. У вивченні робочих циклів двигунів методами термодинаміки з усього різноманіття властивостей фізичних процесів виділяють область властивостей, які досить характеризують вид термодинамічних процесів, стан і кількість робочого тіла в межах аналізованої термодинамічної системи. У задачах термодинаміки визначають теплоту та роботу, масу та енергію робочого тіла, якими термодинамічна система обмінюється з навколишнім середовищем та суміжними системами. У цьому сенсі до термодинамічних процесів відносять такі фізичні процеси, у яких важливе значення мають теплота і робота.

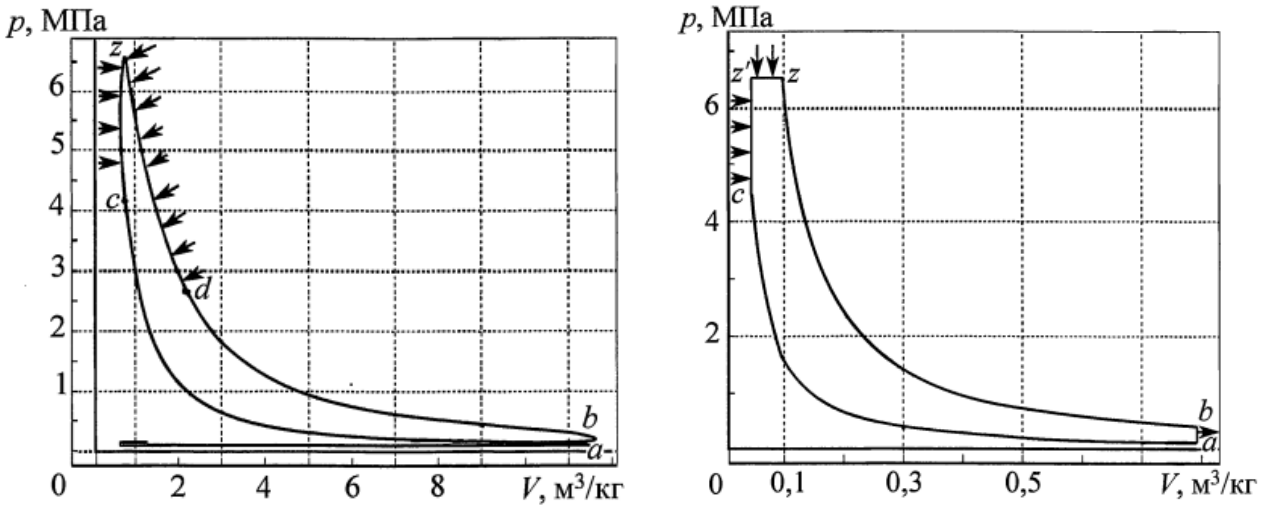
Цикли чотиритактного двигуна із запалення від стиснення (далі – ЗВС). Такі двигуни відрізняються способом займання та згоряння палива. Невелика доза дизельного палива вприскується в циліндр двигуна в кінці процесу стиснення з випередженням відносно верхньої мертвої точки (далі – ВМТ) і запалюється від теплоти стиснення.

У двигунах із ЗВС вприскування палива в циліндр починається наприкінці процесу стиснення з випередженням відносно ВМТ на кут $\varphi_{\text{вип}} = 10...30° \varphi_{\text{п.к.в.}}$ (рис. 2.1, *а*). Запалення палива стає можливим після того, як частина крапель палива випарується і утворюється суміш парів палива з повітрям. Від початку вприскування до займання палива потрібен деякий час. Запалення палива відбувається, як правило, до ВМТ. Температура займання дизельного палива знаходиться в межах 250...400 °С; вона залежить від тиску робочої газової суміші (далі – РГС), а також від властивостей палива та умов теплообміну в камері згоряння двигуна, і не є фізичною константою. Температура РГС в циліндрі дизеля без наддуву на початку вприскування

палива становить 850...950 К, вона вища за температуру самозаймання палива на 150...450 К (умова, необхідна для того, щоб тривалість затримки займання і згоряння палива вкладалася в необхідні інтервали часу). Щоб забезпечити такі умови займання та згоряння, потрібен високий рівень стиснення та паливо з відносно низькою температурою самозаймання.

Згоряння палива в двигуні відбувається в умовах гетерогенної суміші: у факелі палива, що горить, знаходяться краплі палива, що ще не випарувалося, пари палива, повітря і продукти згоряння палива. Згоряння палива здійснюється при випаровуванні його крапель і після утворення суміші парів палива з повітрям. Швидкості утворення паливоповітряної суміші і згоряння помітно зменшуються в другій частині процесу, у міру того, як збільшується об'єм продуктів згоряння у факелі, а об'єм повітря, що залишився поблизу зони горіння. Загальна тривалість згоряння в дизелі становить 50...70° $\varphi_{\text{п.к.в.}}$ і більше; частина палива згоряє на початковій ділянці *zd* процесу розширення. Прийнятна тривалість згоряння палива забезпечується розпилюванням палива на дрібні краплі при високому тиску вприскування. Максимальний тиск палива в процесі вприскування в циліндр становить 50...200 МПа та більше, а середній діаметр крапель палива – 30...45 мкм.

У двигунах згоряння палива відбувається поблизу ВМТ, на початку процесу з високою швидкістю; на відрізку *cz* процесу до точки *z* максимального тиску p_z газів в циліндрі виділяється 30...50% теплоти. Потім процес уповільнюється і відбувається при відносно невеликій зміні тиску. У термодинамічному циклі приймають (рис. 2.1, *б*), що частина теплоти підводиться від гарячого джерела при постійному об'ємі, в процесі cz', а решта теплоти - при постійному тиску, в процесі $z'z$. Такий термодинамічний цикл називають циклом зі змішаним підведенням теплоти. Цикл складається з адіабатного процесу *ac* стиснення, ізохорного cz' і ізобарного $z'z$ процесів з підведенням теплоти від гарячого джерела, адіабатного процесу розширення *zb* і ізохорного процесу *ba* з відведенням теплоти холодному джерелу.



а) *б*)

Рисунок 2.1 – Термодинамічні цикли чотиритактного двигуна із запаленням від стиснення: *а*) – діаграма робочого циклу; *б*) – *p*-*V* – діаграма зворотного термодинамічного циклу зі змішаним підведенням теплоти

У сучасних дизелях розпилювання палива відбувається в результаті розпаду струменя рідкого палива, що виходить з отвору форсунки розпилювача зі швидкістю 200...450 м/с. За такого способу розпилювання палива здійснити процес згоряння при постійному тиску не вдається, хоча до цього спрямовані зусилля розробників дизелів. При мало помітному підвищенні тиску протікає згоряння в «компресорних» дизелях, що пішли в минуле, в яких розпилювання палива здійснювалося стислим повітрям. Зворотний термодинамічний цикл з підведенням теплоти від гарячого джерела при постійному тиску і відведенням теплоти холодному джерелу при постійному об’ємі (цикл Дизеля) має значення термодинамічного аналізу циклів поршневих двигунів (рис. 2.2).

Формулювання задачі при аналізі зворотних термодинамічних циклів. У термодинамічному циклі вид процесів наперед визначений. Цикл складається з елементарних термодинамічних процесів і рівняння цих процесів відомі. У зворотному термодинамічному циклі не враховують втрати теплоти та роботи всіх видів, за винятком відведення теплоти холодному джерелу, і всі термодинамічні процеси зворотні. У реальних двигунах робоче тіло є сумішшю газів, склад якої змінюється при згорянні палива в циліндрі: в процесі газообміну

змінюється і склад, і маса робочої газової суміші. У моделях зворотних термодинамічних циклів (і дійсних циклів) як робоче тіло приймають ідеальний газ, або газову суміш в ідеальному стані.

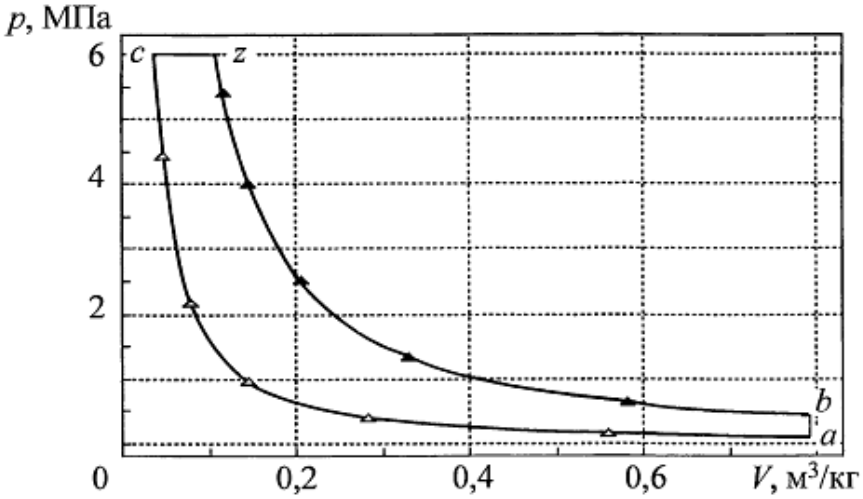


Рисунок 2.2 – Термодинамічний цикл двигуна з підведенням теплоти при постійному тиску

Рівняння термодинамічних процесів.

Із умови адіабатичного процесу стиснення запишемо два рівняння:

– рівняння адіабати:

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{v_a}{v_c}\right)^{k_1} = \varepsilon^{k_1}. \tag{2.1}$$

– рівняння зв’язку температури та об’єму в адіабатному процесі, яке справедливе у випадку, якщо робоче тіло – ідеальний газ,

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{v_a}{v_c}\right)^{k_1-1} = \varepsilon^{k_1-1}. \tag{2.2}$$

Показник адіабати у процесі стиснення $k_1 = c_p / c_v$. Із рівняння Майєра $k_1 = 1 + R / c_v$. У циклі із змінною теплоємністю показник адіабати та

теплоємність – середні в інтервалі температури для РГС відомого складу.

Рівняння ізохори *cz* із підведенням теплоти (рис. 2.3):

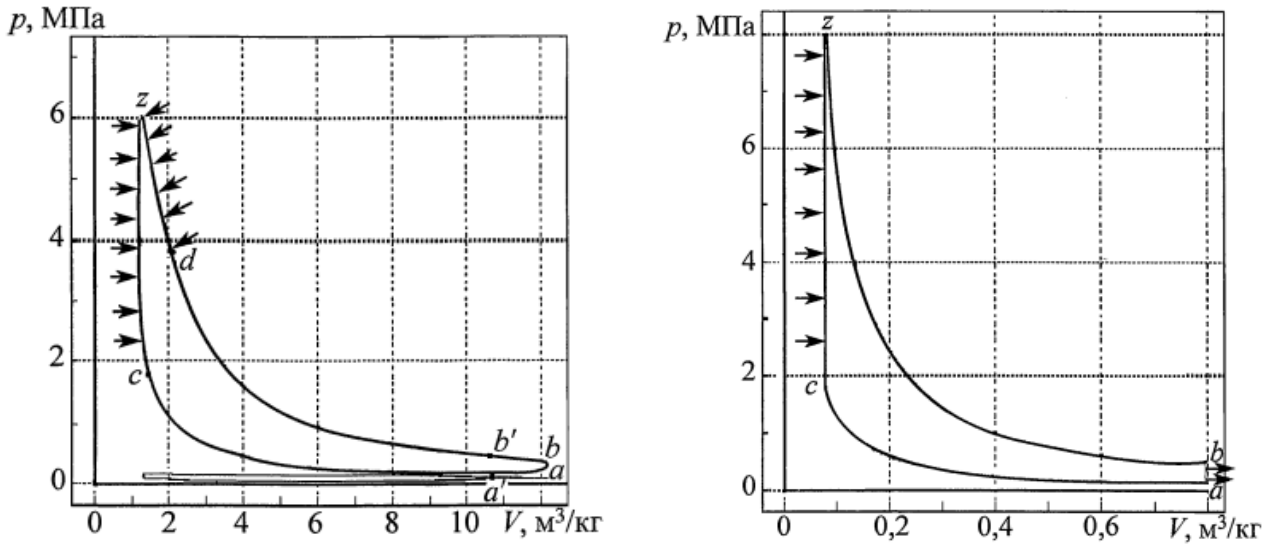
$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{T_z}{T_c}. \tag{2.3}$$

Рівняння ізобару $z'z$ для процесу підведення теплоти від гарячого джерела в циклі двигуна зі змішаним підведенням теплоти (див. рис. 2.1):

$$\frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{v_z}{v_c}. \tag{2.4}$$

Рівняння першого закону термодинаміки в інтегральній формі для закритої термодинамічної системи, маса робочої газової суміші якої є постійною:

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv. \tag{2.5}$$



а) *б*)

Рисунок 2.3 – Термодинамічні цикли чотиритактного двигуна із примусовим запаленням: *а*) – діаграма робочого циклу; *б*) – *p*-*V* – діаграма зворотного термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному об’ємі

Для циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі теплота, підведена від гарячого джерела в процесі *cz*, дорівнює збільшенню внутрішньої енергії (див. рис. 2.3, *б*):

$$q_1 = u_z - u_c \,. \tag{2.6}$$

Для циклу зі змішаним підведенням теплоти рівняння збереження енергії набуває наступного вигляду (див. рис. 2.1, *б*):

$$q_1 = \left(u_{z'} - u_c\right) + \left(i_z - i_{z'}\right). \tag{2.7}$$

Теплота, відведена холодному джерелу в ізохорному процесі *ba*:

$$q_2 = \left(u_b - u_a\right). \tag{2.8}$$

Для адіабатного процесу розширення запишемо:

$$\frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{k_2}. \tag{2.9}$$

Рівняння зв'язку температури та об'єму:

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{k_2 - 1}. \tag{2.10}$$

Вплив ступеня стиснення на ККД та середній тиск циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі.

Сумарне збільшення термічного ККД у разі підвищення ступеня стиснення від 7 до 13 становить 20,5 %. Робота та середній тиск циклу збільшуються при

рівній кількості підведеної теплоти пропорційно ККД циклу.

Позитивне збільшення ККД уповільнюється у міру підвищення ступеня стиснення, і при ступені стиснення $\varepsilon > 14$ воно менше 1,5% на одиницю ступеня стиснення, а максимальний тиск циклу p_z двигуна стає небажано високим (рис. 2.4).

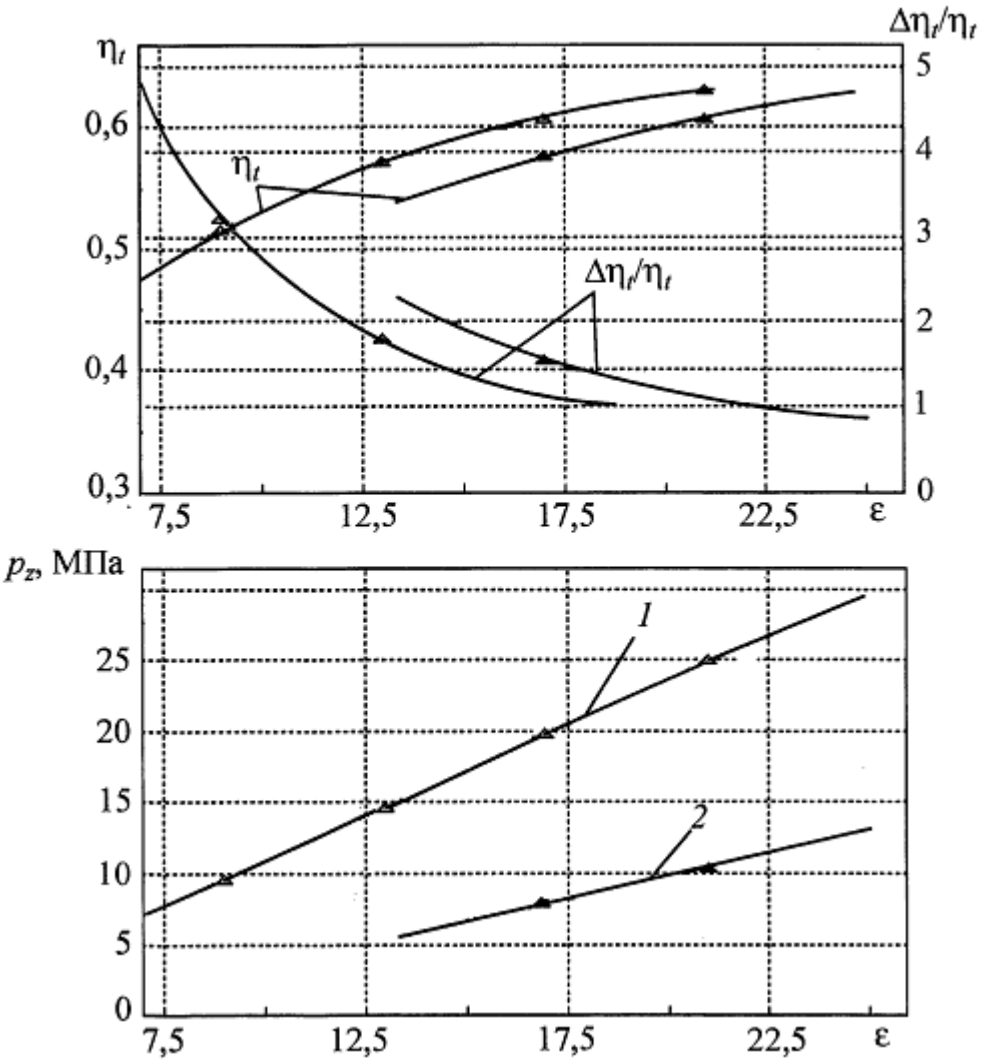


Рисунок 2.4 – Вплив ступеня стиснення для двох циклів поршневих двигунів: 1 – з підведенням теплоти при V = const; 2 – зі змішаним підведенням теплоти

Вплив ступеня стиснення у циклі двигуна зі змішаним підведенням теплоти. Збільшення ККД циклу зі змішаним підведенням теплоти (рис. 2.4) в області $\varepsilon > 23$ менше одного відсотка на одиницю ступеня стиснення свідчить про доцільність обмеження верхньої межі ступеня стиснення в двигунах з ЗВС. Не менше значення має зростання максимального p_z тиску газів у циліндрі: з підвищенням ступеня стиснення ε від 17 до 25 воно збільшується (при ступені

підвищення тиску $\lambda = 1{,}8 = \text{const}$ майже на 70%) до 13 МПа. Сучасні дизелі без наддуву мають ступінь стиснення $\varepsilon = 17...19$.

2.2 Робоче тіло і його властивості

Реакції згоряння та продукти згоряння. Робочим тілом називають речовину, з якої здійснюється дійсний цикл двигуна. У ДВЗ робоче тіло складається з окислювача, палива та продуктів його згоряння. Для більшості двигунів окислювачем служить атмосферне повітря, що містить 21 % кисню (за об'ємом), інше – інертні гази, переважно азот. Можливе застосування окислювачів з більшим вмістом кисню, ніж його міститься у повітрі.

При здійсненні дійсного циклу робоче тіло не залишається постійним, а зазнає фізичні і хімічні зміни. При наповненні циліндра в залежності від типу двигуна в циліндр надходить окислювач або свіжа суміш (суміш горючих газів з окислювачем або парів рідкого палива та його дрібних крапель з окислювачем). Окислювач або свіжа суміш, що надходять в циліндр за один робочий цикл і залишаються в циліндрі до початку стиснення, називають свіжим зарядом

У процесі стиснення робочим тілом є робоча суміш, що є сумішшю окислювача або свіжої суміші з залишковими газами, тобто з продуктами згоряння, що залишилися в циліндрі після завершення попереднього циклу.

У процесах розширення та випуску робочим тілом є продукти згоряння палива. При здійсненні циклу теплові властивості робочого тіла змінюються в залежності від температури і складу, що враховується при розрахунку дійсного робочого циклу. Для проведення теплового розрахунку циклу двигуна необхідно також знати нижчу питому теплоту згоряння палива, яка залежить від кількості горючих сполук у паливі та співвідношення елементів, що становлять його горючу частину.

Повне згоряння палива при $\alpha > 1$. Кількість повітря, яке теоретично необхідне для згоряння палива масою 1 кг та складу $C + H - O = 1$, виражають стехіометричним співвідношенням у кіломолях:

$$L_0 = \frac{1}{0,21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right). \qquad (2.11)$$

Кількість повітря L, що знаходиться в циліндрі, може бути більшою або меншою за стехіометричну кількість L_0. В обох випадках (при $L \le L_0$) відношення дійсної кількості повітря L до стехіометричного L_0 називають коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = L/L_0 . \qquad (2.12)$$

При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$ у дійсному процесі згоряння все паливо зазвичай може бути спалено до кінцевих продуктів окислення. Це відбувається внаслідок неможливості отримання такої досконалої суміші палива з теоретично необхідною кількістю повітря, в якій кожна частка повітря була б забезпечена необхідною для її згоряння кількістю кисню.

Повне згоряння палива практично можливе лише при $\alpha > 1$. Згоряння, коли всі горючі частини палива перетворюються на кінцеві продукти окислення, називають повним згорянням палива. Якщо за повного згоряння палива у продуктах згоряння відсутній кисень, таке згоряння називають досконалим. Воно теоретично можливе при $\alpha = 1$.

У двигунах із внутрішнім сумішоутворенням та займанням, стисненням об’єму рідкого палива можна знехтувати порівняно з об’ємом повітря. Тому для двигунів такого типу кількість горючої суміші в кмоль на 1 кг палива знаходиться:

$$M_1 = \alpha L_0 . \qquad (2.13)$$

Продукти згоряння палива при різних значеннях α можна розглядати як суміш однієї й тієї ж кількості продуктів згоряння при $\alpha = 1$ з тією чи іншою кількістю надлишкового повітря.

2.3 Процеси запалення і горіння

Окислювальні процеси є процесами переміщення електронів з орбіт атомів або іонів речовини, що окислюється, на орбіти атомів або іонів окислювача. Для такого переміщення електронів необхідна енергія, яка підводиться до молекул на початку реакції у вигляді кінетичної енергії при їх зіткненнях. Число зіткнень та їх енергія залежать від концентрації реагентів у суміші та температури і можуть бути визначені для гетерогенних сумішей із законів молекулярної фізики.

Розвитку теорії окислення вуглеводнів започаткувала перекисна теорія окислення, за якою окислення відбувається через проміжні утворення перекисів, що мають більшу окислювальну здатність, ніж молекулярний кисень. Для початку горіння потрібна початкова кількість енергії, якою є теплота стисненого заряду або енергія електричного розряду.

Залежно від умов у зоні реакції може розвиватися нерозгалужена або розгалужена ланцюгова реакція. У першому випадку замість одного активного центру утворюється один новий, і реакція йде до тих пір, поки не витратиться реагенти або реакція не обірветься в результаті місцевих несприятливих умов.

У другому випадку в результаті реакції в одному активному центрі можуть утворитися два або більше нових активних центрів, а отже, реакція окислення саморозганяється незважаючи на те, що концентрації реагентів починають зменшуватися. Процес прискорюється, оскільки зростають енергія зіткнень і (внаслідок дроблення молекул) число центрів реакцій.

При розгалуженій ланцюговій реакції швидкість згоряння могла швидко збільшитися до нескінченності. Однак цього не відбувається, оскільки частина відгалужень реакції обривається (головним чином біля стінок камери згоряння), а кількість частинок, що вступають в реакцію, зменшується в міру витрачання суміші. Досягнувши максимальної величини, швидкість реакції починає знижуватися.

Після вступу в реакцію досить великої кількості молекул відведення теплоти від заряду в стінки і на випаровування палива буде компенсуватися теплотою окислення, що виділяється (момент теплової рівноваги), і в камері

встановлюється критична температура $T_{кр}$, або температура займання суміші, після досягнення якої починається швидке загальне підвищення температури і тиску. Момент теплової рівноваги можна встановити, якщо індикатором тиску записати спочатку зміну тиску в камері без вприскування палива, а потім при вприскуванні.

При записі тисків досить чутливим датчиком можна зафіксувати, що після точки *1* (рис. 2.5), в якій почалося вприскування палива, лінія тисків *p* спочатку проходить нижче лінії стиснення p_c без вприскування палива, а потім у точці *2* перетне лінію стиснення і почне підніматися.

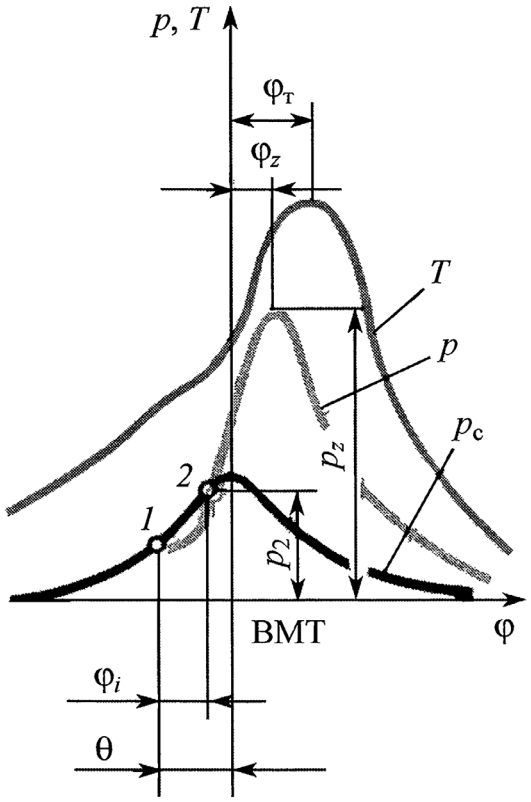


Рисунок 2.5 – Діаграми тиску *p* і температури *T* при запаленні палива в камері згоряння

Відставання лінії тиску на початку вприскування пояснюється витратою теплоти на прогрівання та випаровування крапель уприсненого палива. Якщо датчик тиску не дуже чутливий, то різниця тиску в камері при вприскуванні палива і без нього може бути не зафіксована. Однак у певний момент часу, що відповідає точці *2*, лінії розійдуться.

Отже, можна відзначити існування прихованого періоду окисних процесів між точками *1* і *2*, коли згоряння відсутнє або запізнюється в порівнянні з подачею палива. Цей період називають періодом затримки займання палива, і позначають φ_i (в °). Кут φ_i залежить від фізико-хімічних властивостей палива та умов розвитку окисних процесів у камері.

Більш глибоке вивчення процесів у період самозаймання палива з використанням хімічних, оптичних та іонних методів дозволило встановити, що в ланцюгово-тепловій теорії займання за різних умов можуть переважати ланцюгові чи теплові процеси.

На даний час висунуто дві гіпотези займання палив: низькотемпературне та високотемпературне займання.

Відповідно до теорії низькотемпературного займання в камері спочатку розвиваються передполум'яні окислювальні процеси з утворенням проміжних продуктів у досить великому об'ємі суміші. Кількість теплоти, що виділяється при цьому, недостатньо для різкого прискорення реакцій окислення; крім того, перетворення відбуваються при багатоступінчастому процесі з накопиченням в результаті нестачі кисню спочатку спиртів, альдегідів, оксиду вуглецю, а потім перекисів. Внаслідок таких процесів у камері згоряння виникає холодне полум'я, яке є результатом оптичного збудження молекул формальдегіду.

У цей період часу τ_1 (крива *7*, рис. 2.6) тиск у камері не збільшується і навіть знижується; а температура становить 440...670 К. У другому періоді τ_2 йде процес окислення альдегідів та утворення перекисів нового типу, хімічно активніших; стає помітним збільшення тиску внаслідок підвищення температури холодного полум'я.

Надалі з'являється вторинне, інтенсивніше світіння; накопичення активних перекисів та атомів призводить до теплового місцевого вибуху в кінці періоду τ_i та утворення вогнища згоряння. Такі процеси в період затримки самозаймання палива з характерною перевагою в них ланцюгових багатоступінчастих хімічних перетворень мають місце за відносно низьких температур і мало залежать від температури; при цьому період з підвищенням температури скорочується і мало

залежить від тиску, а період τ_2 навпаки збільшується з підвищенням температури і зменшується зі зростанням тиску.

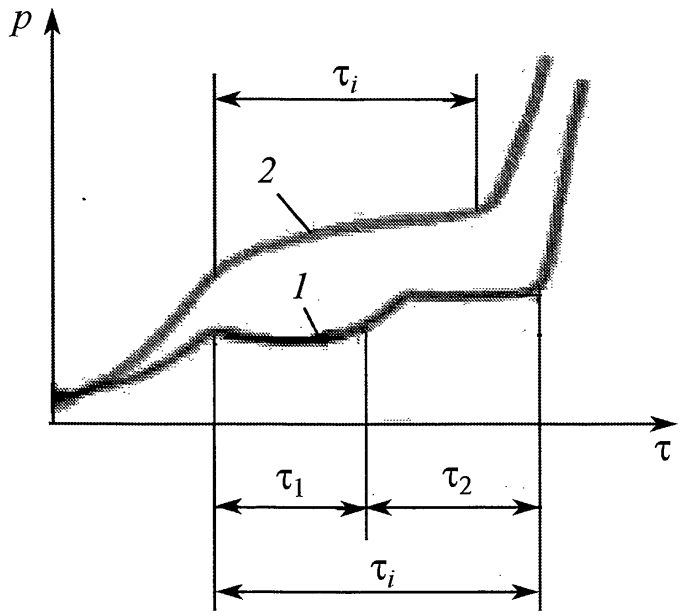


Рисунок 2.6 – Залежність тиску *p* при самозайманні однорідної стиснутої суміші від періоду τ

Низькотемпературне багатоступінчасте займання має місце у дизелях. При цьому чим вище цетанове число палива, тим коротший період τ_i.

Тривалість τ_i і число вогнищів згоряння, як показують експерименти, мало залежать від розпилювання палива, так як навіть при дуже грубому розпилюванні це є достатнім для запалення кількість дрібних крапель. Таких вогнищ може утворитися в камері кілька, в точках, де створюються найбільш сприятливі для цього умови – поєднання температури, тиску.

Висновки до розділу 2

1. На основі аналізу термодинамічних циклів чотиритактної енергетичної установки із запаленням від стиснення встановлено, що температура займання палива в основному залежить від тиску робочої суміші і її температури.

2. Наведено основні рівняння термодинамічних процесів, включаючи умови адіабатичного стиснення і розширення.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ У ВПУСКНОМУ КОЛЕКТОРІ ДИЗЕЛЯ GEVO

3.1 Параметри ефективності згоряння робочої суміші

Як відомо температура повітря на впуску в камеру згоряння починає помітно впливати на паливну економічність при температурі вище +10˚С. Підвищення степеня стиснення ε ($\varepsilon = V_h / V_k$, де V_h – повний об'єм циліндра, V_k – об'єм камери згоряння) до 14–17 призводить до незначного підвищення температури в кінці такту стиснення, але майже не відбивається на економічних показниках двигунів [4]. Ефективність згоряння робочої суміші безпосередньо залежить від інтенсивності підігріву повітря, що надходить у циліндр двигуна. Підвищення температури повітря веде як до економії палива, так і до зменшення викидів вуглеводнів СН до 3–5 %.

За будь-яких технічних розрахунків інженери використовують параметри сухого повітря. Поправки на вологість вносять лише при розрахунках паливної економічності двигунів. Для підвищення паливної економічності необхідний також підігрів повітря на впуску на часткових режимах роботи двигунів, так як це дозволяє підвищити гомогенізацію паливоповітряної суміші, що помітно покращує і токсичні показники двигунів.

Основними компонентами горючої суміші є повітря та вуглеводні. Повітря є механічною сумішшю азоту, кисню (за обсягом відповідно 78 і 21 відсоток) та інших газів (вуглекислий газ, аргон та ін.). Азот також є ще й внутрішнім баластом палива і його вміст у різних частинах палива знаходиться в межах 0,5-1,5 %. Сумарно лише вміст азоту в паливі та повітрі скорочує вміст кисню в циліндрах двигуна на 1–3 %, що збільшує викид шкідливих речовин в атмосферу.

3.2 Розрахунок впливу коефіцієнта наповнення повітря на потужність двигуна

Велика кількість повітря надходить у камеру згоряння за рахунок об'єму

залишкових газів. За умови підвищення швидкості повітря у впускному колекторі, середній тиск впуску $P_а$ в двигунах без турбонаддуву завжди менший за атмосферний P_0 через опір впускного трубопроводу $\Delta T_{ктр}$. Опір впускного трубопроводу визначається за формулою:

$$\Delta T_{ктр} = p_0 - p_a - p_к, \tag{3.1}$$

де p_0 – атмосферний тиск;

$p_к$ – тиск витрачено на збільшення кінетичної енергії повітря;

p_a – тиск у кінці впуску.

За рахунок конструкції впускного колектора і клапанів тиск впуску може коливатися у вузькому інтервалі від 0,9–0,95 кг/см^2. Особливо це актуально для роботи дизельних двигунів, оскільки всі дизелі працюють де коефіцієнт надлишку повітря не нижче 1,3 (тобто його на 30 % більше, ніж необхідно для повного згоряння палива в ідеальних умовах). До таких самих результатів призводить і підвищення ступеня стиснення у дизелів до ε = 16–17, оскільки в цьому разі до циліндрів двигуна надходить більша кількість повітря, а, отже, і кисню. Таким чином, ступінь стиснення, а, отже, густина, температура і тиск залежать від умов експлуатації двигуна і його конструкційних особливостей. Двигуни, що працюють за низьких температур довкілля, повинні мати вищу температуру повітря на впуску, що скорочує період між початком вприскування палива та його займанням і забезпечує м’яку роботу двигуна, а також надійний пуск холодного двигуна [5].

Щільність заряду повітря $\rho_п$ можна збільшити, тільки підвищуючи тиск повітря, що надходить. Пропорційно щільності заряду $\rho_п$ зростає і тиск впуску $P_а$, а як наслідок літрова потужність двигуна. Кількість теплоти, що виділяється паливом у циліндрі двигуна, так само зростає в міру підвищення густини, а отже, кількість кисню, що надходить у двигун.

Доведено, що за постійного коефіцієнта надлишку повітря, кількість

палива, що вводиться, може зростати тільки пропорційно збільшенню масового заряду, тобто підвищенню щільності повітря, що нагнітається в циліндр.

Тиск (розрідження) під час руху впускним колектором змінюється. Тиск і перемішування палива з повітрям найбільш інтенсивно відбувається при вихровому русі повітря в камері згоряння. Частинки повітря в цьому випадку рухаються від стінок циліндра двигуна в радіальному напрямку.

Це дуже важливий фактор, тому що під час зменшення відстані між головкою циліндра та поршнем менше повітря залишається в зазорах, унаслідок чого відбувається більш повне його використання, що призводить до зменшення коефіцієнта надлишку повітря, необхідного для повного згоряння вуглеводнів, які вприскуються в камеру згоряння.

3.3 Розрахунок впливу корекції густини повітря на потужність двигуна

Густину повітря можна підвищити, підвищуючи тиск повітря, що надходить до циліндрів двигуна, тому що пропорційно до тиску P_e зростає густина повітря $\rho_п$, а, отже, і літрова потужність двигуна. Але кількість теплоти, що виділяється паливом, зростає і внаслідок гарного перемішування повітря з паливом та його випаровування в камері згоряння внаслідок його підігріву у впускному колекторі. Підтверджено, що робота, що витрачається на стиснення й отримується під час розширення газу, пропорційна його початковій температурі. Повітря надходить до нагрівального елементу за відносно низької температури, нагрівається, розширюється при високій температурі, потрапляючи в камеру згоряння, воно знову розширюється при високій температурі та виконує більшу роботу, ніж та, що була витрачена на розігрівання та стиснення.

Підвищення номінальної потужності двигунів можна досягти так само за рахунок корекції густини повітря, яка регулює коефіцієнт надлишку повітря α. У сучасних швидкохідних двигунах у процесі впуску утворюється коливальні рухи повітря, що призводять до виникнення хвилі тиску, це явище широко використовується для збільшення густини повітря $\rho_п$, що надходить у циліндри сучасних двигунів, яка визначається за формулою:

$$\rho_{п} = \frac{P_{тр.}}{R_{п} \cdot T_{тр.}}, \tag{3.2}$$

де $R_{п}$ – універсальна газова стала повітря, для сухого повітря 287 Дж/(кг·К), для повітря з відносною вологістю 80% – 289 Дж/(кг·К);

$P_{тр.}$ і $T_{тр.}$ – тиск і температура повітря у впускному трубопроводі.

У разі збільшення вологості повітря зменшується густина повітря, що надходить у циліндри двигуна, і збільшується об'єм, а, отже, і об'ємний вміст кисню, особливо в дизельних двигунах, на 15-30 % більше, ніж необхідно для згоряння палива. Усе вищевикладене призводить до кращого перемішування палива з повітрям, повнішого згоряння останнього і підвищення потужності, екологічності ДВЗ. Під час підвищення температури від 0˚С до 100˚С масова теплоємність повітря та об'ємна теплоємність збільшуються незначно, за постійного тиску відповідно на 0,25%, а за постійного об'єму на 0,4%. Кисень, що міститься в повітрі, під час підвищення температури від 0 до 100˚С збільшує масову теплоємність за постійного тиску на 1 % та постійного об'єму на 1,39 %. Тобто збільшується кількість теплоти, що виділяється під час згоряння палива. При цьому густина повітря у впускному трубопроводі змінюється так само залежно від числа обертів двигуна.

Під час збільшення обертів двигуна зменшується тиск у впускному колекторі, отже, зменшується і густина повітря. Це означає, що густина повітря залежить від температури, оскільки його об'єм змінюється зі зміною температури.

$$T_{тр.} = \frac{P_{тр.}}{R_{п} \cdot \rho_{п}}, \tag{3.3}$$

Густину повітря у впускному колекторі $\rho_{п}$ визначаємо за формулою:

$$\rho_{п} = \rho_{0} \cdot \frac{1}{1 + \beta_{t}}, \tag{3.4}$$

де ρ_0 – щільність повітря при 0˚С;

β_t – коефіцієнт об’ємного розширення.

Таким чином, необхідну температуру повітря у впускному колекторі з урахуванням вологості $R_п$, температури T і тиску $P_{тр}$ можна знайти за формулою:

$$T_{тр.} = \frac{P_{тр.}}{R_п \cdot \rho_п} = \frac{P_{тр.} \cdot T}{273 \cdot \rho_0 \cdot R_п}, \quad (3.5)$$

де ρ_0 – щільність повітря при 0˚С.

Встановлено, що сумарно Δt в інтервалі температур від -60˚С до +100˚С збільшується на +35˚С.

Також, проведемо дослідження на основі прийнятої енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33А. На основі отриманих результатів за методикою [6] отримано залежності індикаторних та ефективних показників роботи енергетичної установки від температура повітря перед впускними органами (рис 3.1-3.4).

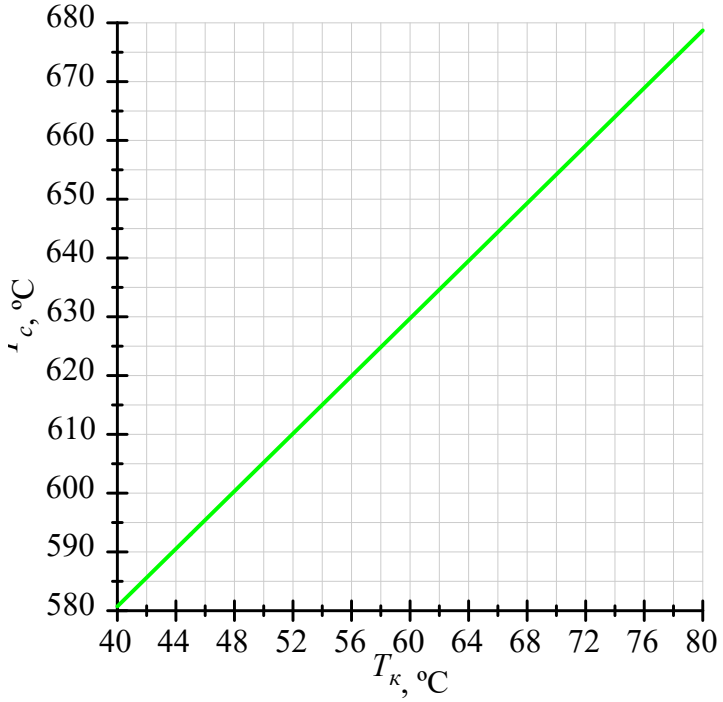


Рисунок 3.1 – Характер зміни температури робочого тіла в кінці процесу стиснення у залежності від температури повітря перед впускними органами

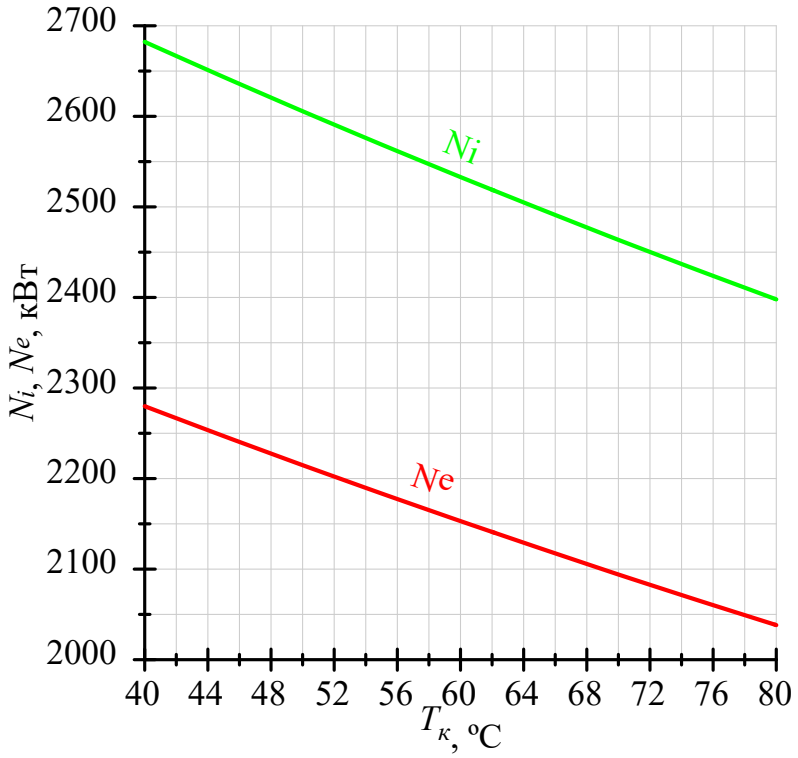


Рисунок 3.2 – Характер зміни індикаторної та ефективної потужності в залежності від температури повітря перед впускними органами

На основі проведених досліджень встановлено, що зменшення температури повітря перед впускними органами дизеля GEVO12 призводить до збільшення ефективної та індикаторної потужностей. Проте, для ефективної роботи дизеля діапазон у якому може змінюватись дана температура у впускному трубопроводі складає не більше 35˚С у бік збільшення.

Висновки до розділу 3

1. На основі методики визначення основних параметрів робочого процесу двигуна було отримано характер зміни температури робочого тіла в кінці процесу стиснення, а також індикаторної та ефективної потужності в залежності від температури повітря перед впускними органами.

2. Встановлено, що для ефективної роботи дизеля діапазон у якому може змінюватись дана температура у впускному трубопроводі складає не більше 35˚С у бік збільшення.

4 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ РЕМОНТІ І ВИПРОБУВАННІ ДИЗЕЛІВ

Перед початком роботи з ремонту дизеля без його зняття з тепловоза необхідно перевірити стійке положення плит настилу підлоги дизельного приміщення, переконатися у відсутності масла та палива на їхній поверхні.

До огляду і ремонту вузлів дизеля дозволяється приступити тільки після його зупинки. Відкривати люки біля картера допускається не менше ніж через 10 хвилин після зупинки дизеля [7]. Під час роботи в дизельному приміщенні слід передбачити подачу охолоджувального повітря від спеціальної установки.

Перед зняттям, постановкою і ремонтом циліндрових кришок у дизелів на даху тепловоза мають бути покладені настили, що мають борти, які унеможливлюють сповзання інструменту і деталей з настилу.

Підйом і транспортування дизеля, колінчастого валу та інших великих вузлів слід здійснювати під керівництвом майстра або бригадира. Перед зняттям вузлів повинні бути перевірені вантажозахватні пристрої на відповідність вантажопідйомності, правильність стропування і підготовленість вузла для зняття.

Під час транспортування мостовим краном дизель і колінчастий вал мають бути в горизонтальному положенні.

Перед транспортуванням шатунів необхідно зняти вкладиші нижньої головки шатуна.

Розбирання і складання вузлів дизелів має здійснюватися з використанням стендів, технологічних майданчиків, домкратів, кантувальників, стелажів, знімачів, напрямних втулок, спеціальних ключів та інших пристроїв, які забезпечують механізацію важких і трудомістких операцій і передбачені правилами ремонту, технологічними картами або інструкціями.

Перед початком зміни на технологічному майданчику потокової лінії з ремонту дизеля і допоміжного устаткування необхідно перевірити справність кабелю, що подає живлення на електричну таль, і кабелю кнопкового поста, а на кантувальнику блока дизеля – справність електрообладнання та кабелю, що

подає живлення на привід кантувальника.

Під час роботи в картері дизеля не дозволяється робити проворот колінчастого валу. Слюсарі, які виконують роботи в картері дизеля, повинні бути забезпечені підстилками або матами і переносними світильниками з лампами на напругу не вище 12 В. Миття картера дизеля має проводитися, як правило, за допомогою спеціальних пристроїв і на спеціалізованому місці.

Під час ремонту дизеля на поточній лінії установку для миття картерів слід розміщувати в канаві, що закривається зверху знімними щитами на одному рівні з підлогою цеху. Кожен дизель має бути з'єднаний з установкою окремим трубопроводом.

Розібрані деталі дизеля повинні бути перед ремонтом очищені від масла, смолистих відкладень і нагару. Очищення поршнів на позиції, а також на поточній лінії проводиться у ваннах або мийних машинах, які повинні бути закритими. Для видалення парів нафтопродуктів стенди і ванни обладнують місцевими відсмоктувачами.

Зняття і постановку паливних форсунок слід проводити на непрацюючому дизелі. Для транспортування форсунок повинні застосовуватися спеціальні візки або пристосування. Ремонт і випробування паливної апаратури необхідно виконувати на стенді.

Перед пуском дизеля має бути проведений його зовнішній огляд, прибрані всі зайві предмети, встановлені запобіжні огородження, кожухи і сітки, вихлопний колектор дизеля приєднаний до випускної системи цеху.

На тепловозі (дизель-поїзді) повинні перебувати тільки працівники, пов'язані з його обслуговуванням. У момент пуску необхідно подати попереджувальний сигнал свистком тепловоза (дизель-поїзда). Один із працівників повинен перебувати біля рукоятки ручного відключення дизеля, щоб у разі небезпеки негайно зупинити його. У разі появи нехарактерних шумів або стуків дизель має бути зупинений. Повторний пуск дизеля може бути проведений тільки після виявлення та усунення несправностей.

Після пуску дизеля необхідно за диференціальним манометром

контролювати ступінь розрідження в картері. У разі підвищення тиску дизель має бути негайно зупинений для з'ясування причин несправності. Повторний пуск дизеля може бути проведений тільки після усунення причин підвищення тиску в картері.

Реостатні випробування можна починати тільки після закінчення всіх ремонтних робіт. Тепловоз має бути обладнаний штатними засобами пожежогасіння. У кузові та кабіні машиніста має бути забезпечена примусова вентиляція.

Реостатні випробування повинна проводити спеціальна бригада у складі не менше двох осіб, очолювана майстром-регулювальником. Працівники, які проводять реостатні випробування, мають бути забезпечені засобами індивідуального захисту органів слуху.

Присутність на тепловозі або на реостатній станції осіб, не причетних до реостатних випробувань, не допускається.

Перед підключенням силового кола тепловоза до реостата мають бути роз’єднані розетки міжсекційних з’єднань. Роз’єднання розеток, приєднання кабелів реостата до силового кола тепловоза, під’єднання вимірювальних приладів слід здійснювати за непрацюючого дизеля і вимкненого рубильника акумуляторної батареї.

Під час реостатних випробувань у теплу пору року верхні люки тепловоза кузова слід відкрити для вільної циркуляції повітря в дизельному приміщенні. Всі проходи в дизельному приміщенні тепловоза мають бути вільними, а двері відчинятися без зайвих зусиль.

Після закінчення випробувань тепловоз повинен бути відключений від реостату, кабелі та проводи на тепловозі під’єднані та надійно закріплені, щитки опорів закриті та опломбовані.

Висновки до розділу 4

1. Розглянуто основні вимоги охорони праці при ремонті і випробуванні дизелів.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Розглянуто та проаналізовано схеми механізмів, які використовуються в енергетичних установках тепловозів.

2. Наведено конструктивні особливості основних елементів енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33А, а саме: корпус, поршневу групу, шатун і колінчастий вал.

3. Відзначено, що енергетична установка тепловоза в період експлуатації працює в різних умовах та навантаженнях, що ускладнює отримання найкращих економічних характеристик.

4. На основі аналізу термодинамічних циклів чотиритактної енергетичної установки із запаленням від стиснення встановлено, що температура займання палива в основному залежить від тиску робочої суміші і її температури.

5. Наведено основні рівняння термодинамічних процесів, включаючи умови адіабатичного стиснення і розширення.

6. На основі методики визначення основних параметрів робочого процесу двигуна було отримано характер зміни температури робочого тіла в кінці процесу стиснення, а також індикаторної та ефективної потужності в залежності від температури повітря перед впускними органами.

7. Встановлено, що для ефективної роботи дизеля діапазон у якому може змінюватись дана температура у впускному трубопроводі складає не більше 35˚С у бік збільшення.

8. Розглянуто основні вимоги охорони праці при ремонті і випробуванні дизелів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв: видавець Торубара В.В., 2018. – 152 с.

2. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с.

4. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 5: Екологізація ДВЗ / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцов; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – 2-ге вид. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – 348 с.

5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до курсового проектування. / Укладачі Б.Є. Боднар та інші. - Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2010.

7. Основні вимоги з охорони праці на залізничному транспорті: Навч. посібник / О.М. Даренський, С.В. Савченко, В.М. Сударський та ін.; Під заг. ред. В.І. Мороза. - Харків: УкрДАЗТ, 2010. - 227 с.