

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Кирнац Владислав Іванович

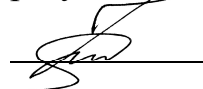
УДК 621.436:629.128.6

ДИСЕРТАЦІЯ КОМПЛЕКСНА ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ПАРАМЕТРИЧНА ДІАГНОСТИКА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


В.І. Кирнац

Науковий керівник: Варбанець Роман Анатолійович, д.т.н., професор

АНОТАЦІЯ

Кирнац В.І. Комплексна експлуатаційна параметрична діагностика робочого процесу транспортних дизелів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». – Одеський національний морський університет, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена дослідженню і розробці методів параметричної діагностики робочого процесу транспортних дизелів, експлуатація яких пов'язана з частими змінами навантаження і тривалою роботою на часткових режимах. Такі режими експлуатації призводять до інтенсивного зносу циліндропоршневої групи, паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу разом з системою турбонаддуву. Відомо, що робота транспортних дизелів в першу чергу залежить від технічного стану паливної апаратури високого тиску і системи наддуву. Нерівномірність потужностей, викликана експлуатаційними дефектами паливної апаратури, призводить до перевантаження окремих циліндрів і підвищеної вібрації двигуна. Як наслідок, відбувається обмеження потужності всього двигуна і його робота відбувається в зоні підвищеного питомої витрати палива. Підвищується ймовірність аварійної зупинки двигуна. Ефективна експлуатація двигуна базується на постійному контролі основних, найбільш значущих параметрів робочого процесу.

Математичне моделювання робочого процесу транспортних дизелів в середовищі AVL BOOST дозволило зробити верифікацію методів діагностичного контролю, що застосовуються в експлуатації. У AVL BOOST використана модифікована модель закону професора Семенова В.С. - двофазна модель тепловиділення, яка дозволила спростити аналіз індикаторних показників при збереженні високої якості моделювання на часткових навантажувальних режимах. Максимальна відносна похибка при моделюванні транспортних дизелів на режимах 25%, 50%, 100% і 110% не перевищувала 3%.

Для вирішення завдання синхронізації розроблений і застосований комбінований аналітичний метод синхронізації даних моніторингу параметрів робочого процесу транспортних дизелів, який об'єднує переваги методу аналізу першої похідної кривої тиску в циліндрі і моделювання кривої стиснення-розширення за допомогою функції Аньезі. В умовах реостатних випробувань і скороченого часу перед- і післяремонтної діагностики дизелів новий метод дозволив на 50-80% зменшити похибки синхронізації і подальшого розрахунку індикаторних параметрів робочого процесу. Розроблений метод актуальний у зв'язку з тим, що більша частина транспортних дизелів працюють з ранніми кутами випередження подачі палива (від 12 і до 27° повороту колінчастого вала до верхньої мертвої точки поршня). У цьому випадку застосування тільки одного з аналітичних методів неефективно і призводить до помилок синхронізації. Комбінація двох методів вирішила цю проблему, скоротивши число помилкових розрахунків при діагностуванні.

Отримав подальший розвиток метод контролю робочого процесу транспортного двигуна, що включає віброакустичний контроль подачі палива і газорозподілу за рахунок контролю фаз. Удосконалено метод аналізу спектра віброакустичних сигналів компресора газотурбонагнітача, в зв'язку з чим стала можливою вібродіагностика газотурбонагнітача.

Розроблені методи комплексної параметричної діагностики можуть бути широко впроваджені в практику експлуатації транспортних дизелів. Комплексний підхід, що полягає в діагностиці технічного стану циліндропоршневої групи, паливної апаратури високого тиску, механізму газорозподілу і газотурбонагнітача, в поєднанні з оперативністю отримання діагностичної інформації, значно підвищує ефективність і якість ремонтних робіт. Застосування розроблених методів сприяє загальному зниженню експлуатаційних витрат на 25-30% протягом всього життєвого циклу транспортних дизелів.

Ключові слова: транспортні дизелі, моделювання, параметри робочого процесу, газотурбонагнітач, спектральний аналіз, параметрична діагностика.

ANNOTATION

Kyrnats V.I. Complex operational parametrical diagnostics of the working process of transport diesel engines. – Manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.20 «Operation and repair of vehicles». - Odessa National Maritime University, Odessa, 2018.

The thesis is devoted to the research and development of methods for parametric diagnostics of the working process of transport diesel engines, the operation of which is associated with frequent changes in load and prolonged operation in shared modes. Such operating modes lead to intensive wear of the cylinder-piston group, high-pressure fuel equipment and the timing mechanism together with the turbo system. It is known that the work of transport diesel engines primarily depends on the technical condition of the high-pressure fuel equipment and the boost system. The unevenness of capacity caused by operational defects in fuel equipment leads to overloading of individual cylinders and increased vibration of the engine. As a consequence, the power of the entire engine is limited and its operation takes place in the zone of increased specific fuel consumption. Increases the probability of an emergency engine stop. Effective operation of the engine is based on constant monitoring of the main, most significant parameters of the working process.

Mathematical modeling of the working process of transport diesel engines in the AVL BOOST environment made it possible to verify the diagnostic control methods used in operation. In AVL BOOST the modified model of the law of professor Semenov VS is used. - a two-phase model of heat release, which made it possible to simplify the analysis of indicator indicators while maintaining high quality of modeling on shared load regimes. The maximum relative error in modeling of transport diesels at the modes 25%, 50%, 100% and 110% not exceeded 3%, accepted in engineering practice and the corresponding errors in the data provided in the technical documentation of transport diesels.

To solve the synchronization problem, a combined analytical method for synchronizing the monitoring data of the working parameters of the transport diesels

was developed and applied, which combines the advantages of the method of analyzing the first derivative of the pressure curve in the cylinder and the simulation of the compression-expansion curve using the function of Anyesi. In the conditions of reduced time of pre- and post-repair diagnostics of diesel engines, the new method allowed reducing errors of synchronization and subsequent calculation of the indicator parameters of the working process by 50-80%. The developed method is actual in connection with the fact that the majority of transport diesels work with early angles of advancing fuel delivery (from 12 and up to 27 ° rotation of the crankshaft to the top dead point of the piston). In this case, the use of only one of the analytical methods is inefficient and leads to synchronization errors. The combination of the two methods solved this problem by reducing the number of erroneous calculations in the diagnosis.

The method of monitoring the working process of the transport engine has been further developed, including a vibro-acoustic control of fuel supply and gas distribution due to phase control. The method for analyzing the spectrum of vibro-acoustic signals of the gas turbocharger compressor has been improved, and therefore the vibration turbine diagnostics of the gas turbocharger became possible.

The developed methods of complex parametric diagnostics can be widely introduced into the practice of operating transport diesels. The complex approach, which consists in diagnosing the technical condition of the cylinder-piston group, high-pressure fuel equipment, gas distribution mechanism and gas turbocharger, in combination with the speed of obtaining diagnostic information, significantly improves the efficiency and quality of repair work. The application of the developed methods contributes to a general reduction in operating costs by 25-30% during the whole life cycle of transport diesel engines.

Key words: transport diesels, modeling, working process parameters, gas turbocharger, spectral analysis, parametric diagnostics.

Список публікацій:

1. Варбанець Р.А. Спектральний аналіз в задачах діагностики систем турбонаддуву суднових дизелів / Р.А. Варбанець, В.Г. Івановський, Л.В. Кошарська, Ю.Н. Кучеренко, В.І. Кирнац // Збірник наукових праць Донецького інституту

залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. Науково-технічний журнал. Донецьк. 2013. – №34. – С. 141–145. (Наукометрична база *Google Scholar*).

2. Варбанець Р.А. Аналіз можливості вібродіагностики технічного стану суднових дизелів / Р.А. Варбанець, Ю.Н. Кучеренко, В.І. Кирнац // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Науково-технічний журнал. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. Н.Є. Жуковського «ХАІ» - 2014. – № 6 (113). – С. 75–79. (Наукометричні бази: *eLIBRARY.RU*, *Index Copernicus*, *CiteFactor*, *AcademicKeys*, *Infobase Index*, *WordCat*, *Google Scholar*).

3. Варбанець Р.А. Моніторинг робочого процесу і параметрична діагностика середньообертового тепловозного дизеля К6S310DR / Р.А. Варбанець, В.С. Губін, В.І. Кирнац, О.А. Россомаха, Н.І. Александровська // Вісник АГТУ. Сер.: Морська техніка і технологія. – 2014. – № 2. – С. 108. (Наукометричні бази: *Ulrich's Periodicals Directory*, *DOAJ(Швеція)*, *Academic Search Research & Development*, *EBSCO Publishing(США)*, *РИНЦ*)

4. Варбанець Р.А. Визначення параметрів робочого процесу та діагностика головних середньообертових дизелів т/х «GREIFSWALD» / Р.А. Варбанець, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.І. Кирнац // Двигуни внутрішнього згоряння. Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПИ». – 2015. – №1. – С. 92. (Наукометричні бази: *Ulrich's Periodicals Directory(USA)*, *Google Scholar*, *WorldCat*, *DOAJ*, *BASE(Германія)*, *DRIVER*)

5. Варбанець Р.А. Технологічні карти наукових досліджень в задачах моніторингу та параметричної діагностики суднових дизелів / Р.А. Варбанець, Ю.Н. Кучеренко, В.І. Кирнац, Е.І. Жолтіков // Вісник Астраханського державного технічного університету. Серія: Морська техніка і технологія. Астрахань. - 2016. – № 1. – С. 47–59. (Наукометричні бази: *Ulrich's Periodicals Directory*, *DOAJ(Швеція)*, *Academic Search Research & Development*, *EBSCO Publishing(США)*, *РИНЦ*)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	10
ВСТУП	11
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ, ПРИСВЯЧЕНИХ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДІАГНОСТИЧНОГО КОНТРОЛЮ	17
1.1 Дослідження систем діагностичного контролю робочого процесу дизелів	17
1.2 Аналіз особливостей планових ремонтів транспортних дизелів, з використанням діагностичного контролю робочого процесу	29
1.3 Аналітичний огляд робіт, присвячених розрахунку робочого процесу дизеля	37
1.3.1 Огляд робіт за розрахунками тепловиділення в процесі згоряння палива	38
1.3.2 Порівняння результатів розрахунку робочого процесу при різних способах розрахунку тепловиділення	42
1.4 Комплексна параметрична діагностика, як основне завдання підвищення ефективності експлуатації та ремонту транспортних дизелів	45
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА СИНХРОНІЗАЦІЯ ДАНИХ	50
2.1 Аналіз робочого процесу дизеля K6S310DR	50
2.1.1 Вплив температур T_p , $T_{кр}$ і $T_{ст}$ на параметри робочого процесу	50
2.1.2 Вплив залишкових газів на параметри робочого процесу	52
2.1.3 Вплив ступеня підігріву повітря о стінки циліндра на параметри робочого процесу	54
2.1.4 Вплив формули, прийнятої для розрахунку періоду затримки самозаймання, на розрахункові параметри робочого процесу	55

2.1.5 Вплив формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки циліндра на розрахункові параметри робочого процесу	56
2.1.6 Вплив ступеня стиснення на параметри робочого процесу	57
2.1.7 Вплив кута випередження впорскування палива на розрахункові параметри робочого процесу	58
2.1.8 Вплив тривалості впорскування палива на параметри робочого процесу	58
2.2 Синхронізація даних робочого процесу на базі рішення рівняння $p'(\varphi) = 0$	59
2.3 Синхронізація даних робочого процесу на базі дослідження моделі процесу стиснення-розширення в циліндрі	67

РОЗДІЛ 3 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR

3.1 Розробка математичної моделі транспортного дизеля K6S310DR	75
3.2 Визначення основних діагностичних величин тисків і кутів	99
3.3 Аналіз вібродіаграм паливної апаратури	107
3.4 Визначення фаз подачі палива і затримки самозаймання палива	113

РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНОЇ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

4.1 Діагностування тепловозів типу «ЧМЕЗ» і модифікація програмного забезпечення комплексу D4.0H	117
4.1.1 Модифікація програмного забезпечення комплексу D4.0H	117
4.1.2 Діагностування дизелів K6S310DR маневрових тепловозів ЧМЕЗ	132
4.1.3 Комплекс практичних заходів по регулюванню паливної апаратури і механізму газорозподілу	140
4.2 Визначення параметрів робочого процесу і діагностика головних середньооборотних дизелів т/х "Greifswald"	143

4.2.1	Визначення основних параметрів робочого процесу	144
4.2.2	Визначення затримки самозаймання палива	146
4.2.3	Результати діагностування ГД т/х "Greifswald"	148
	ВИСНОВКИ	152
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	154
	ДОДАТКИ	168

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ЦПГ – циліндропоршнева група;
- ПА – паливна апаратура;
- МГР – механізм газорозподілу;
- ГТН – газотурбінний наддув;
- ТД – транспортний дизель;
- ПКВ – поворот колінчастого валу;
- ВМТ – верхня мертва точка;
- МНК – метод найменших квадратів;
- КШМ – кривошипно-шатунний механізм;
- ПНВТ – паливний насос високого тиску;
- ГД – головний двигун;
- ДГ – дизель-генератор;
- ЧМЕЗ – чехословацький маневровий електровоз.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Експлуатація транспортних дизелів пов'язана з частими змінами зовнішнього навантаження і тривалою роботою на часткових режимах. Це призводить до інтенсивного зносу циліндропоршневої групи (ЦПГ), паливної апаратури (ПА) високого тиску, механізму газорозподілу (МГР) і газотурбонагнітача (ГТН). При цьому відомо, що потужність і питома витрата палива в значній мірі залежить від технічного стану ПА високого тиску, МГР і ГТН, які необхідно діагностувати в процесі експлуатації з метою визначення технічного стану механізмів і запобігання аварійних ситуацій.

Моніторинг робочого процесу в умовах експлуатації і визначення індикаторних параметрів транспортних дизелів (ТД) дозволяє виконувати ефективну діагностику ПА, МГР і ЦПГ в разі аналізу даних щодо кутів повороту колінчастого вала. Відомі методи діагностування супроводжуються тимчасовим виведенням транспортного засобу з експлуатації. У зв'язку з цим, актуальним стає використання аналітичного рішення задачі синхронізації даних моніторингу робочого процесу, що дозволить виконувати діагностику ТД в процесі експлуатації.

Одним з основних дефектів, що виникають в умовах експлуатації транспортного дизеля на часткових режимах, є підвищена вібрація ротора ГТН, що виникає внаслідок нерівномірного відкладення сажі в проточній частині та на лопатках робочого колеса. Дефекти підшипників, що зароджуються також викликають підвищену вібрацію ротора ГТН. Незалежно від причини виникнення, підвищена вібрація ротора ГТН може призвести до виходу з ладу систему нагнітання повітря, різкого падіння потужності двигуна і навіть до аварійної ситуації. Тому актуальною є задача розвитку та вдосконалення доступних і зручних в експлуатації ТД методів вібродіагностики ГТН за допомогою спектрального аналізу віброакустичних сигналів.

У зв'язку з викладеним, комплексне параметричне діагностування транспортних дизелів є актуальною науково-практичною задачею, і визначає значимість дисертаційного дослідження для транспортної галузі.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розробка методів комплексного діагностичного контролю транспортних дизелів з урахуванням умов експлуатації.

Для досягнення мети в роботі поставлені такі основні завдання:

- аналіз існуючих методів експлуатаційної параметричної діагностики транспортних дизелів для оцінки ефективності їх застосування в експлуатації;
- розробка комбінованого методу синхронізації даних моніторингу параметрів робочого процесу дизелів з урахуванням умов експлуатації транспортних дизелів;
- удосконалення методу вібродіагностики газотурбонагнітача ТД за допомогою спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора;
- розробка комплексного методу контролю робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації;
- вдосконалення системи параметричної діагностики робочого процесу транспортних дизелів відповідно до умов експлуатації;
- експериментальне підтвердження методів комплексного діагностичного контролю ТД в умовах експлуатації та планових ремонтів.

Об'єктом дослідження є робочий процес транспортних дизелів в умовах експлуатації.

Предметом дослідження є методи комплексної параметричної діагностики робочого процесу ТД на базі аналітичної синхронізації даних з використанням віброакустичного контролю вузлів паливної апаратури, механізму газорозподілу і газотурбонагнітача.

Методи дослідження. Дослідження базується на основних положеннях теорії двигунів внутрішнього згоряння. Для моделювання і розрахунку параметрів робочого циклу використовувалося середовище «AVL BOOST (C)».

Тепловиділення в циліндрі розраховувалося за допомогою методів І.І. Вібе і В.С. Семенова. Крім того використовувалися:

- метод аналітичної синхронізації даних моніторингу параметрів робочого процесу ТД;
- методи цифрової фільтрації на базі дискретного перетворення Фур'є в задачах моніторингу параметрів робочого процесу ТД;
- методи спектрального аналізу вібраційних характеристик газотурбонагнітача ТД;
- методи статистичної обробки експериментальних даних.

В експериментальних дослідженнях використовувалась система параметричної діагностики ТД «D4.0H». Інтерфейс розрахункових програм був розроблений за допомогою програмного середовища «Delphi» і математичних бібліотек «NumericToolbox». Для аналізу спектрів вібрації був використаний пакет «RightMarkAudioAnalyzer». Для візуалізації даних і побудови моделей використовувалася середовище «Grapher».

Достовірність наукових положень дисертаційної роботи підтверджується відповідністю результатів математичного моделювання з експериментальними даними, отриманими при експлуатації ТД, а також експериментальною перевіркою достовірності діагностичних висновків.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше розроблено і застосовано комбінований аналітичний метод синхронізації даних моніторингу параметрів робочого процесу транспортних дизелів, який дозволив підвищити якість розрахунку робочого процесу при випробуваннях дизелів в умовах експлуатації;
- вдосконалено модель закону тепловиділення в циліндрі, що дозволяє підвищити якість моделювання робочого процесу транспортних дизелів на часткових режимах експлуатації (за базову - взята модель В.С. Семенова);
- отримав подальший розвиток метод контролю робочого процесу транспортного двигуна, що включає віброакустичний контроль подачі палива і газорозподілу;

- отримав подальший розвиток і вдосконалено метод вібродіагностики газотурбонагнітача транспортного дизеля за допомогою спектрального аналізу віброакустичних сигналів повітряного компресора.

Особистий внесок здобувача. Всі положення, винесені на захист, отримані автором особисто. Дисертація є самостійним дослідженням і оформлена у вигляді рукописної монографії, що написана автором особисто. У спільній роботі [1] здобувач брав участь у постановці і проведенні експерименту, обробці даних діагностування та формуванні висновків. У статті [2] здобувач здійснював експериментальну перевірку розроблених ним методів комплексного діагностичного контролю робочого процесу транспортних дизелів, виконував аналіз і добірку методів вібродіагностики двигунів. У спільній роботі [3] внесок дисертанта – методологія комплексного діагностичного контролю дизеля тепловоза, включаючи систему газотурбінного наддуву. У спільній роботі [4] дисертант виконав математичне моделювання робочого процесу дизеля в середовищі AVL BOOST та зробив аналіз результатів діагностування. У статті [5] здобувачем розроблена і проаналізована технологічна карта наукових досліджень.

Автором особисто проведена робота по організації наукових досліджень та проведення діагностичного контролю тепловозних дизелів на станції реостатних випробувань в локомотивному депо № 1, Одеса-Сортувальна за госпдоговірною роботою № 07/13 від 20.07.2013г., між ДП «Одеська залізниця» та ОНМУ, в якій автор був відповідальним виконавцем.

Апробація матеріалів дисертації. Всі положення, винесені на захист, отримані автором особисто. Дисертація є самостійним дослідженням і оформлена у вигляді рукописної монографії, що написана автором особисто. У спільній роботі [1] здобувач брав участь у постановці і проведенні експерименту, обробці даних діагностування та формуванні висновків. У статті [2] здобувач здійснював експериментальну перевірку розроблених ним методів комплексного діагностичного контролю робочого процесу транспортних дизелів, виконував аналіз і добірку методів вібродіагностики двигунів. У спільній роботі [3] внесок дисертанта – методологія комплексного діагностичного контролю дизеля

тепловоза, включаючи систему газотурбінного наддуву. У спільній роботі [4] дисертант виконав математичне моделювання робочого процесу дизеля в середовищі AVL BOOST та зробив аналіз результатів діагностування. У статті [5] здобувачем розроблена і проаналізована технологічна карта наукових досліджень.

Автором особисто проведена робота по організації наукових досліджень та проведення діагностичного контролю тепловозних дизелів на станції реостатних випробувань в локомотивному депо № 1, Одеса-Сортувальна за госпдоговірною роботою № 07/13 від 20.07.2013г., між ДП «Одеська залізниця» та ОНМУ, в якій автор був відповідальним виконавцем.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Загальний обсяг роботи становить 171 стор., в тому числі 25 рисунків 12 таблиць. Список використаних джерел становить 132 найменувань на 14 сторінках. У додатку наведені акти впровадження результатів дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами. Дисертаційна робота відповідає пріоритетним напрямкам наукових досліджень в області "Енергетика та енергоефективність. Технології енергетичного машинобудування", затверджених Постановою Кабінету Міністрів України №942 від 7 вересня 2011 р. Дисертаційна робота пов'язана з науково-дослідною тематикою кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету. Наукові результати, що представлені в дисертації, використані: в держбюджетних НДР «Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок» ДР № 0214U007088 від 17.01.2013, ДР № 0215U004492 від 05.03.2014, ДР № 0216U000617 від 29.12.2015 (автор - виконавець); в хоздоговірній роботі «Розробка і впровадження методів параметричної діагностики дизелів тепловозів для зниження витрат на паливо і ремонт» за договором № 07/13 від 20.07.2013р., між ДП «Одеська залізниця» і Одеським національним морським університетом ОНМУ (автор - відповідальний виконавець).

Практичне значення отриманих результатів. На підставі проведених розрахунково-аналітичних і експериментальних досліджень удосконалено програмно-апаратний комплекс «D4.0H», призначений для параметричної діагностики транспортних дизелів в умовах експлуатації та планових ремонтів. Також вдосконалено програмне забезпечення аналітичної синхронізації даних і отримали подальший розвиток методи віброакустичної діагностики технічного стану ПА високого тиску, МГР і ГТН в умовах експлуатації.

Результати дисертації впроваджені на транспортних засобах:

- маневрових тепловозах ЧМЭ-3 в системі «Одеська залізниця» (акти впровадження за 2013-2014 рр);
- на т/х «Greifswald» ГСК «УКРФЕРРИ» (Україна, м. Одеса, акт впровадження за 2017р.).

Результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес Одеського національного морського університету і використовуються при читанні дисциплін «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок» і «Системи діагностування».

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ, ПРИСВЯЧЕНИХ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДІАГНОСТИЧНОГО КОНТРОЛЮ

1.1 Дослідження систем діагностичного контролю робочого процесу транспортних дизелів

Завдання отримання в реальному часі діаграми тиску газів в циліндрі протягом робочого циклу вирішують сучасні комп'ютерні системи діагностування транспортних дизелів. Для вирішення цього завдання в складі діагностичних систем використовуються датчики тиску з високим ступенем температурної стабілізації параметрів; модулі аналого-цифрового перетворення та спеціальне програмне забезпечення. Більшість датчиків розраховане на вимір максимального тиску до 20 МПа, при цьому лінійність вихідної характеристики забезпечується при нагріванні чутливого елемента до температури 400-450°С. Для того, щоб забезпечити якісну передачу картини зміни тиску газів і максимально точно відобразити високочастотні процеси, що виникають під час згоряння палива, використовуються модулі аналого-цифрового перетворення з частотою дискретизації не менше 100 КГц і розрядністю 12-16 біт.

Комп'ютерні системи діагностики транспортних дизелів, або системи контролю параметрів робочого процесу допомагають вирішувати багато проблем, які виникають в процесі експлуатації двигунів. Візуальний контроль і розрахунок термодинамічних процесів в циліндрі дизеля дозволяють здійснювати точне регулювання паливної апаратури, контролювати режими навантаження і, як наслідок, економити паливо, планувати ремонти і збільшувати термін нормальної експлуатації двигуна. За допомогою систем діагностування проводиться детальний аналіз основних параметрів робочого процесу: середнього індикаторного тиску, максимального тиску стиснення і згорання в кожному циліндрі і багатьох інших параметрів. Це означає можливість контролю потужності в кожному циліндрі, динамічних характеристик робочого процесу, що дозволяє прогнозувати технічний стан на тривалий період. Системи

визначають найважливіші параметри роботи паливної апаратури - тиск палива в паливній системі високого тиску, кути випередження і тривалість вприскування палива в циліндри. Таким чином, можна здійснювати регулювання кутів випередження вприскування палива - одну з найбільш важливих завдань, що виникає в процесі експлуатації при зміні технічного стану двигуна або при переході на інший вид палива.

У зв'язку з тим, що ефективність використання діагностичної системи залежить від суб'єктивної оцінки ситуації людиною або групою фахівців, цікаво привести думки з цього приводу різних фірм-розробників систем діагностики ДВЗ по параметрах робочого процесу:

«Система дає можливість інженеру зменшити витрату палива і витрати на технічне обслуговування СЕУ» (Mip-Calculator NK-100, Autronica)

«Система дає можливість відобразити робочий процес в темпі роботи двигуна і, таким чином, візуально контролювати його стійкість і інші динамічні характеристики. Система потрібна для поточної роботи обслуговуючого і вахтового персоналу дизельної установки, так як забезпечує вибір оптимального для тривалої експлуатації режиму роботи дизеля, ..., виявлення відхилень і виявлення несправностей на ранніх стадіях » (Diesel Master 2000, Transas Marine Overseas Limited). Цю цитату можна прокоментувати власною думкою про те, що витрати на усунення будь-якої серйозної аварії можуть багаторазово перевищувати вартість діагностичного обладнання, за допомогою якого можна було б не допустити виникнення аварії.

«Застосування системи діагностики зробить експлуатацію Ваших двигунів надійної і безпечної» (СДД, Diesel Intellect).

«Система діагностики дозволить економити витрати і час на обслуговування дизельної СЕУ » (Индископ 647, AVL).

«Ефективний і надійний контроль технічного стану дизеля дозволить знизити експлуатаційні витрати на паливо і масло, на технічне обслуговування і ремонт, запобігати серйозні відмови і аварії» (МКСД-24, МКС).

«... крім того, система виробляє обробку даних з видачею на екран (друк) узагальнених таблиць і графіків, які дозволяють досвідченому механіку самостійно

аналізувати технічний стан дизеля, позбавляючи його від трудомістких рутинних розрахунків» (СКАН, ТЕХДИАГСЕРВИС, ЦНИИМФ).

Аналіз характеристик сучасних систем моніторингу робочого процесу і діагностики ДВЗ показує, що фірми частіше застосовують нестандартні ідеї при проектуванні систем. Так, багато фірм використовують датчики віброімпульсів не тільки для частотного аналізу шумів різних вузлів двигуна, але і для непрямого визначення параметрів упорскування палива і фаз газорозподілу. Часто застосовується алгоритм безфазової синхронізації, при використанні якого можна обійтися без установки датчика синхронізації на маховику двигуна. Всі системи забезпечені оригінальним програмним забезпеченням і майже всі адаптовані для роботи на комп'ютерах на базі процесорів Intel, AMD.

Більшість сучасних систем моніторингу використовують датчики тиску без примусового охолодження. Датчики охолодженого типу вимагають додаткових пристроїв для охолодження і незручні в практичному застосуванні. Як уже згадувалося, датчик працює в умовах нагріву чутливого елемента до 450°C в діапазоні вимірюваного тиску від 0 до 15-20 МПа, при цьому відчуває значні динамічні навантаження.

Розрахунок параметрів робочого процесу здійснюється в результаті аналізу кривої тиску газів в циліндрі дизеля. Власні шуми датчика і інші похибки у вимірюваннях, пов'язані з нелінійністю його характеристики, можуть істотно спотворювати розрахункову потужність і основні діагностичні параметри, необхідні для прийняття рішення про регулювання або ремонті двигуна. У зв'язку з цим основною вимогою до датчика є точність вимірювання широкосмугового сигналу при роботі у великому діапазоні температур. Крім того, процес діагностування ДВЗ завжди відбувається в умовах підвищеної вібрації і температури, забруднення датчика паливом або маслом і велику ймовірність механічних пошкоджень. Тому дуже важливим також є вимога до надійності конструкції датчика.

До недавнього часу в складі більшості систем діагностики ДВЗ в основному використовувалися датчики тиску GT-20, GT-21 виробництва фірми Autronica, SC350 фірми Mega System (США) і датчики фірми Kistler. Наприклад, система K748, яка перебувала в експлуатації на судах BLASCO, комплектувалася датчиками GT-20. В

даний час багато фірм вважають за краще використовувати датчики тиску вітчизняного виробництва. Фірма Diesel Intellect застосовує п'єзокерамічні датчики ПДР 1018, розроблені центром мікроелектроніки. Transas Marine в системах ДМ-1000 і ДМ-2000 використовує тензорезистивний датчик власної розробки. Судячи по заявлених в рекламах характеристикам, датчики мають достатню точність і термостабільність.

У складі системи DEPAS використовується датчик тиску ємкісного типу PS-16. За допомогою ряду конструктивних рішень вдалося виключити недоліки, зберігши при цьому всі переваги даного типу вимірювань. Ретельні випробування в лабораторії кафедри СЕУ і ТЕ (ОНМУ) показали, що датчик має широкий частотний діапазон з малим рівнем шумів і зберігає лінійність характеристики в робочому діапазоні температур від 20°C до 400°C. При паралельному індиціюванні і аналізі робочого процесу двигуна 6ЧН25 / 34 датчиками PS-16 і GT-20 з'ясувалося, що PS-16 володіє більшою точністю при вимірюванні тиску в районі ВМТ поршня. Відомо, що точність вимірювання тиску в районі ВМТ робить істотний вплив на розрахункову потужність циліндра. Крім того, низький рівень власних шумів датчика забезпечує якісні виміри процесів початку стиснення в циліндрі. Саме цією властивістю датчика PS-16 пояснюється принципова можливість використання алгоритму безфазової синхронізації параметрів (синхронізація діаграми без використання датчика кута повороту колінчастого вала).

Програмне забезпечення діагностичних систем заслуговує на особливу увагу. З точки зору користувача системи - механіка, що експлуатує СДУ, програмне забезпечення повинно бути легким в управлінні. Використання функціонально зрозумілого графічного інтерфейсу, очевидно, найбільш прийнятне. Наприклад, програмне забезпечення системи NK-100 (Autronica) написано в середовищі Windows. В умовах експлуатації стаціонарного варіанту системи перспективним, на думку автора, є використання сенсорного екрану, що передає координати натискання пальцем програмного драйверу (т.зв. екрану типу Touchscreen). Спеціальне програмне забезпечення діагностичної системи разом з екраном Touchscreen дозволить здійснити повну імітацію роботи з багатофункціональною панеллю приладів, що значно спростить управління системою. Технологія виготовлення таких екранів орієнтована на

їх індустріальне застосування. Наприклад, фірма Advantech (США) виробляє сенсорні екрани, які відповідають вимогам стандарту ISO-9001, вони стійкі до стирання і «не бояться» масляних плям.

Наведемо опис деяких фірм і їх розробок в області систем моніторингу та комп'ютерної діагностики робочого процесу, які, безумовно, заслуговують першочергової уваги.

Фірма Autronica AS / section: Autronica Marine Norway. Початок діяльності фірми - 1960 г. За цей час за даними [30] фірмою обладнано понад 9000 об'єктів, серед яких суда, суднобудівні заводи і верфі. Серед найбільш поширених систем моніторингу та розрахунку робочого процесу відомі так звані MIP (mean indicated pressure) - Calculators серії NK-2, NK-3, NK-5, NK-8 і NK-100. Для вимірювання тиску газів в циліндрі використовуються датчики тиску GT-20, GT-21, GT-20A. Для вимірювання тиску палива в трубопроводі високого тиску використовуються датчики GT-30, GT-30A. У системах передбачено вимірювання тиску наддувочного повітря, для чого в останніх системах застосовується датчик GT-205. Всі системи використовують апаратну синхронізацію параметрів за допомогою фазового датчика на маховику дизеля. В даний час застосовується фазовий датчик типу GF-1, при цьому маховик розбивається штифтами на 12 рівнокутних сегментів і встановлюється додатковий 13-й штифт, службовець для визначення напрямку обертання і відліку ВМТ циліндрів. Крім того, у всіх перерахованих системах передбачена можливість діагностики стану поршневих кілець. Діаграми тиску газів можуть бути представлені у вигляді розгорнутих індикаторних діаграм (в координатах тиск-кут повороту колінчастого вала) або у вигляді згорнутих діаграм (в координатах тиск-об'єм в циліндрі). У звітах систем, крім графіків діаграм, передбачена таблична форма подання розрахункових даних і бар-діаграми для порівняльного аналізу. У системах передбачена можливість періодичного (одним датчиком) і безперервного (датчики встановлені на всі циліндри двигуна) контролю параметрів робочого процесу дизеля. Остання розробка фірми - централізована система контролю стану судових дизельних двигунів Diesel Prof 100, де в якості центральної розрахункової системи використовується MIP-Calculator NK-100. Система може здійснювати діагностику до 8-и двигунів з максимальною частотою

обертання до 3000 об / хв. Система може працювати в локальній комп'ютерній мережі. NK-100 термінал може бути пов'язаний з MiTS мережею, чим забезпечується зв'язок з іншими системами. Фірма має тісну співпрацю з норвезьким інститутом технологій (Division of Marine Engineering at the Norwegian Institute of Technology).

Необхідно відзначити, що більшість систем контролю параметрів робочого процесу фірми Autronica виробляють тільки аналіз основних параметрів, що розраховуються по кривій тиску газів. Безпосереднє вимірювання тиску уприскування палива виробляється рідко, що пов'язано зі складністю впровадження вимірювальної апаратури в систему високого тиску.

Фірма Kistler. Заснована в 1955 році в г. Tonawanda (США) Уолтером Кистлер. Виробнича база знаходиться в Amherst (Буффало), Нью-Йорку і Winterthur (Швейцарія). Фірма є постачальником компонентів, підсистем і повних індустріальних систем для контролю параметрів різних технологічних процесів. Kistler має приблизно чотириста п'ятдесят службовців в усьому світі, включаючи філії в шести країнах, і дистрибуції з продажу в 31 країні [33].

В даний час фірма є провідним розробником п'єзокварцевих датчиків, а також низькочастотних ємнісних вимірювальних систем. Фірма має сертифікати якості ISP 9001, EN 29001 і ANSI / ASQC Q91. Принцип підсилювача навантаження був запатентований Уолтером Кистлер в 1950 і отримав практичне застосування в 1960-их роках. Високоізоляційні матеріали типу тефлон і кептон значно розширили область використання п'єзодатчиків у всіх областях сучасної промисловості. Фірма є лідером в області квазістатичних вимірювань стаціонарних сигналів. Як чутливий елемент використовується кристал кварцу, або п'єзокерамічні елементи. Кварцові перетворювачі Kistler мають наступні властивості:

- висока межа напруги, приблизно 20,000psi;
- температурний опір до 500°С;
- дуже висока жорсткість, висока лінійність і незначний гістерезис;
- постійна чутливість у широкому температурному діапазоні;

- високий опір ізоляції (більш ніж 1000 Ом);
- можливість вимірювання низькочастотних сигналів (<1 Hz).

Саме ці властивості датчиків тиску фірми Kistler дозволяють здійснювати точне індиціювання робочого процесу дизеля, при якому чутливий елемент датчика відчуває навантаження, близькі до вказаних.

Фірма "AVL LIST Ges.m.b.H", що знаходиться в приватній власності, - незалежна компанія. Один з напрямків діяльності компанії - розробка апаратури контролю і діагностики двигунів внутрішнього згорання. Фірма заснована в 1948 році професором Хансом Лістом. Значного розвитку фірма отримала в період керівництва сина професора Гельмута Ліста. Зараз це технічна організація зі штатом 1200 чоловік. Експортна квота становить 96%. Фірма здійснює тісну співпрацю з міжнародними університетами. AVL охоплює всі види діяльності: від удосконалення існуючих двигунів до проектування і випробування нових машин. Діяльність фірми спрямована на розвиток як самих двигунів, так і систем, їх обслуговують.

Фірма є розробником мікропроцесорної системи індиціювання дизельних двигунів "Індіскоп 647". Система являє собою компактний цифровий осцилограф з кнопочової панеллю керування. Система виводить на кольоровий екран індикаторні діаграми в координатах тиск-кут або тиск-об'єм і розрахунок основних параметрів робочого процесу. Розрахунок середнього індикаторного тиску проводиться в реальному масштабі часу. Крім того, в системі передбачено вимірювання тиску палива в системі високого тиску і, судячи з наведених діаграм, діаграма лінійного переміщення голки форсунки, особливості конструкції датчика при цьому не вказані. Система реалізує механізм швидкого перетворення Фур'є і може будувати спектральні характеристики вхідних сигналів. Додаткове програмне забезпечення дозволяє обчислювати миттєве значення температури газів в циліндрі, поточне значення коефіцієнта політропи, ступінь підвищення тиску і жорсткість роботи циліндра. Для друку діаграм, таблиць і бар-діаграм використовується 8-й кольоровий плоттер формату А4.

Система Kyma Diesel Analyzer [32] (Bergen, Norway)

Стационарна система моніторингу параметрів робочого процесу і подачі палива малооборотних і середньооборотних дизелів. Система може обслуговувати кілька двигунів. Датчик тиску наддувочного повітря і фазовий датчик встановлюються стаціонарно і з'єднуються кабелями з блоком збору даних. Датчики тиску газів і тиску палива в системі високого тиску - переносні. Установка і налагодження системи проводиться інженерами фірми.

Використання системи дозволить:

- зменшити витрату палива
- провести балансування двигуна за потужностями циліндрів
- оптимально відрегулювати фази подачі палива
- захистити двигун від перевантажувальних режимів
- поліпшити якість технічного обслуговування
- зменшити потребу в запасних вузлах
- поліпшити екологічні властивості дизеля.

Функції системи:

- можлива інсталяція на головні і допоміжні дизелі;
- програмний запуск системи і можливість вибору на дисплеї двигуна і циліндра;
- автоматичний початок індиціювання при відкритті індикаторного крана;
- автоматична індикація початку і закінчення індиціювання червоною лампочкою на блоці збору даних;
- середні значення вимірних і розрахованих величин відображаються на комп'ютері і можуть бути збережені в базу даних і роздруковані.

Вихідна інформація про режими двигуна представляється в графічній і табличній формах. Програмне забезпечення має «зручний інтерфейс». В системі застосовується графічний кольоровий друк і бар-діаграми.

В аналізі застосовується метод порівняння з середніми і еталонними значеннями розрахункових параметрів, що дозволяє наочно продемонструвати недоліки в роботі окремих циліндрів. Інженер може внести свої коментарі безпосередньо в результати розрахунку параметрів робочого процесу за допомогою вбудованого в систему

спеціального редактора. Результати індиціювання, розрахункові параметри і коментарі до них виводяться на друк у вигляді «рапорту про технічний стан двигуна». Серед Report Wizard дозволяє змінювати зміст і вносити коригування в отриманий «рапорт».

Діаграми тиску виводяться у вигляді $P(\varphi)$ або $P(V)$ діаграм. Діаграма тиску газів може бути виведена разом з діаграмою тиску палива в системі високого тиску. Таким чином, може бути безпосередньо проаналізовано процес вприскування і самозаймання палива, несправність в роботі паливної апаратури виявлена і вжито відповідних заходів. Еталонні діаграми можуть бути виведені в рапорті разом з реальними діаграмами. Індикаторні діаграми окремих циліндрів можуть бути виведені на одному графіку. Для більш детального перегляду окремих ділянок діаграм застосовується масштабування будь-якої обранної області.

Список параметрів визначаються під час індиціювання:

- P_{mi} (Mean indicated pressure) – середній індикаторний тиск;
- P_{comp} (Compression pressure) – тиск в кінці стиснення в циліндрі;
- P_{max} (Maximum combustion pressure) – максимальний тиск згоряння;
- A_{rnax} (Crank angle at maximum combustion pressure) – кут, відповідний P_{max} ;
- P_{exp} (Expansion pressure at 40° after TDC) – тиск на лінії розширення 40° за ВМТ;
- P_{max-c} (Pressure rise due to combustion) – підвищення тиску при згорянні;
- A_{ign} (Ignition timing) – кут початку займання палива;
- P_{injmax} (Maximum fuel injection pressure) – максимальний тиск уприскування палива;
- A_{injmax} (Crank angle at max fuel injection pressure) – кут, відповідний P_{injmax} ;
- Power (Indicated power in cylinder) – індикаторна потужність циліндра;
- Rpm (Speed of engine during measurement) – частота обертання колінчастого вала;
- Scav (Scavenging air pressure) – тиск надувочного повітря.

Приклади основних звітних форм системи представлені в табл. 1.1, 1.1. Наведені матеріали взяті з інтернет-джерел фірми *Kuma Diesel Analyzer* і сайту *polarcom* [32].

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики системи Kuma Diesel Analyzer [32]

Датчик тиску газів в циліндрі	Kistler 7613C п'єзокварцевий з адаптером «Thomson». Встановлюється на стандартний індикаторний кран діапазон вимірів: 0 -250 bar Похибка вимірювання: $\leq 0,3$ % FSO Робоча температура: ≤ 350 °C
Датчик тиску уприскування палива	Тензометричного типу діапазон вимірів: 0 -1400 bar Похибка вимірювання: $\leq \pm 0,4$ % FSO Робоча температура: ≤ 90 °C Вихідний сигнал: 4-20 mA
Датчик тиску надувочного повітря	Тензометричного типу діапазон вимірів: 0 -4 bar Робоча температура: ≤ 65 °C Вихідний сигнал: 4 -20 mA
Датчик кута повороту колінчастого вала	датчик магнітного типу Робоча температура: ≤ 65 °C
Блок збору даних	Напруга живлення: 85- 250 VAC, 50- 60 Hz Споживання: 10 W Вихідний сигнал: RS-232 порт з оптичною ізоляцією
Мінімальний вимоги до системного комп'ютера:	Pentium processor, 16 MB RAM (32 MB або більше рекомендується), 15" monitor, розширення 800x600 pixels or higher, CD-ROM drive. Windows 95, 98 or NT. Один вільний RS-232 порт.

Система LEMAG PREMET online® (LEHMANN & MICHELS GmbH Co.) [34]

Система призначена для автоматизованого аналізу якості процесу згоряння в циліндрах ДВЗ. Основні характеристики системи:

- стаціонарна установка на двигуні
- контроль головних і допоміжних дизелів
- контроль робочого процесу дизельних і газових двигунів
- Максимальна кількість циліндрів двигуна - до 20-и
- Діапазон вимірювання тиску газів 0-250 бар.

LEMAG PREMETS online [®] - система стаціонарного виконання для дизельних або газових двигунів. В системі передбачено обладнання кожного циліндра фірмовим датчиком тиску «type 250/2 / IC / 1AA», що встановлюються на індикаторний кран (табл. 1.1). Інформація від всіх датчиків одночасно надходить через центральний блок на комп'ютер для аналізу в програмному середовищі «PREMETonline software». Можлива установка датчиків безпосередньо в канал індикаторного крана (в цьому випадку необхідна додаткова консультація з фахівцями фірми).

Для вимірювання кута повороту колінчастого вала використовується фірмовий фазовий датчик - LEMAG Multiscan Sensor (MS-Sensor), що виготовляється фірмою стосовно конструкції конкретного маховика. Фазовий датчик MS-Sensor генерує 360 імпульсів за один оборот колінчастого вала. Дозвіл в 1° повороту колінчастого вала дає можливість компенсувати зміну кутової швидкості під час роботи двигуна. Миттєві значення тисків газів по циліндрах передаються в центральний модуль (LEMAG Engine Information Sampling Unit). У центральному модулі проводиться аналіз і виключення грубих похибок вимірювань і встановлюється відповідність значень тиску з кутом повороту колінчастого вала. З Центрального блоку дані надходять в комп'ютер, де проводиться розрахунок і видача на екран наступних параметрів робочого процесу в циліндрах:

- середній індикаторний тиск;
- максимальний тиск згоряння;
- циліндрові індикаторні потужності;
- миттєва кутова швидкість колінчастого вала;
- тиск на лініях розширення;
- тимчасові тренди основних параметрів.

Програмне забезпечення дозволяє отримувати $P(\varphi), P(V)$ індикаторні діаграми, бар-діаграми і таблиці, що визначають розрахункові параметри; здійснювати необхідний аналіз і розпізнавати різні дефекти паливної апаратури і циліндропоршневої групи перш, ніж вони завдають шкоди. Дефекти викликають дорогий ремонт або зупинку і виведення двигуна з експлуатації. Інженер може швидко з'ясувати причину, по якій двигун або частина циліндрів працюють з меншою потужністю.

Фазовий датчик PREMET Multiscan Sensor Wheel.

Датчик генерує сигнали з похибкою в 1° ПКВ. Ця інформація в подальшому аналізується програмним забезпеченням центрального блоку і комп'ютера. Інтерполяція кутової швидкості між проходженням зубів маховика дозволяє краще врахувати нерівномірність обертання колінчастого вала. При установці датчика не треба свердлити маховик двигуна.

Система DEPAS розроблена в період з 1993 по 1997 р Алгоритми і методи розрахунку робочого процесу, покладені в основу системи, наведені в дисертації. Програмне забезпечення системи DEPAS написано в об'єктно-орієнтованому стилі із застосуванням графічного інтерфейсу для управління процесом діагностування, роботи з базою даних і налаштувань системи. Екран комп'ютера імітує багатофункціональну приладову панель з кнопками, що фіксують свої стани за допомогою індикатора. Такий підхід дозволяє швидко розібратися в логіці роботи програми і полегшити процес діагностування. За допомогою настроювальних параметрів можна регулювати обсяг інформації, що відображається на екрані інформації, масштаб діаграм, а також змінювати палітру екрану, задавати кольори і товщину діаграм тиску газів і вібродіаграм уприскування і фаз газорозподілу. Використання в складі DEPAS бази даних, що зберігає основні характеристики діагностованих ДВЗ, дозволяє швидко налаштуватися на необхідний тип двигуна. Для управління базами даних в системі використовується математика фірми Novell, що забезпечує достатню компактність зберігання даних, швидкість доступу і надійний захист інформації в випадках збоїв живлення. Крім того, програмне забезпечення налаштовує центральний процесор на роботу в захищеному режимі (DPMI), що забезпечує виділення більшого обсягу пам'яті для оперативної обробки та зберігання даних, а також якісний захист від вірусів. Для здійснення безфазової синхронізації параметрів робочого процесу застосовується перевірена в лабораторних і практичних умовах методика, що базується на аналітичному рішенні задачі моделювання реального процесу стиснення в циліндрі. Швидкість синхронізації параметрів, в деяких випадках достатня для застосування цієї методики в режимі реального часу. У будь-якому випадку тимчасові затримки, пов'язані з синхронізацією і розрахунком параметрів, невеликі і при установці DEPAS

на базі комп'ютера типу 386DX40 не перевищують тривалості одного циклу середньооборотних ДВЗ. Для комплектації системи в 1997 р були обрані комп'ютери на базі процесора Intel Pentium 166 MHz.

1.2 Аналіз особливостей планових ремонтів транспортних дизелів, з використанням діагностичного контролю робочого процесу

Реостатні випробування тепловоза ведуться на типових водяних реостатних установках, що забезпечують реалізацію максимальної потужності дизель-генератора, роботу у всіх точках зовнішньої характеристики тягового генератора, можливість вимірювання необхідних параметрів для налаштування дизеля і електричної схеми. Така установка розташовується поблизу ділянки залізничної колії, на якому встановлюють відремонтований тепловоз для випробування. Пластини кожної групи мають електричне з'єднання. Різнойменні пластини надійно ізолювані один від одного. Дотримання постійної полярності оберігає пластини реостата від руйнування електролізом.



Рис. 1.1 - Тепловоз ЧМЭЗ

Технічні характеристики

Запаси експлуатаційних матеріалів:

Дизельне паливо - 6000 л.

Масло для змащення дизеля - 600 л.

Вода в системі охолодження - 1100 л.

Пісок - 1500 кг.

Масло для дизеля в запасному бачку - 100 л.

Швидкість - 95 км / год.

дизель K6S310DR

Потужність - 1350 л. с. при 750 об / хв

Діапазон робочих обертів - 350-750 об / хв.

Діаметр циліндрів - 310 мм.

Хід поршня - 360 мм.

Ступінь стиснення - 13.

Середня швидкість поршня - 9 м / сек при 750 об / хв.

Послідовність роботи циліндрів - 1-3-5-6-4-2 (нумерація циліндрів з боку, протилежного генератору).

Середній ефективний тиск - 9,95 кг / см.

Тиск стиснення - 55 кг / см.

Тиск згоряння - 85 кг / см (+5 -7).

Питома витрата палива - 162 г / л. с.

На заводі реостатні випробування тепловоза дозволяють перевірити якість монтажу взаємопов'язаних складових частин його устаткування, відрегулювати і довести електричну схему для отримання необхідних потужних характеристик тягового генератора при одночасній перевірці роботи дизель-генераторної і холодильної установок і інших складальних одиниць, розміщених на рамі тепловоза. У депо на реостатних випробуваннях проводиться обкатка, доведення, регулювання дизель-генераторної установки під навантаженням, регулювання та доведення електричної схеми з одночасною перевіркою якості монтажу і роботи всіх складальних одиниць, розміщених на рамі тепловоза.

На кожен циліндр припадає чотири клапана верхнього розташування і одна форсунка, привід клапанів - через роликові штовхачі. На дизелі встановлені три насоси, шестеренний масляний і два водяних, перший працює в основному контурі охолодження, вода якого омиває блок циліндрів, а другий у допоміжному

контурі, вода якого охолоджує водомасляний теплообмінник, в якому охолоджується масло дизеля, і охолоджувач наддувочного повітря.

Регулятор потужності - відцентровий з гідравлічним мультиплікатором і компенсатором потужності, з плавним регулюванням ступенів потужності. Деталі регулятора дизеля СМД - двигун регулятора - 85 Вт, 4,5 об/хв, ОВ - крайовий вимикач - 8 контактів, ЕМОД - блок-магніт - ПО В, RJ1М - регулювальний реостат. Запуск дизеля від ГГ. Захист: • на х. / Оборотах зупинка дизеля при тиску масла менше 1 кг / см, • з 5-8 позицію обороти на х / х при тиску. масла менше 1 кг / см. Захист від підвищення - стоп-регулятор числа обертів дизеля при 825-845 об / хв. Турбоповітродувки з повітряним холодильником.

Охолодження дизеля й повітродувки. Тип - водяне з примусовою циркуляцією. Насоси - відцентрові. Продуктивність насосів при 750 об/хв. ∴ • охолодження дизеля - 37 л/сек, • охолодження турбоповітродувки - 9 л/сек.

Водяний холодильник дизеля Тип - ребристі секції з плоскими трубками: 165 1. Кількість секцій для турбоповітродувки - 8. 2. Кількість секцій для дизеля - 16. Розташування секцій вертикальне. 1. секцій дизеля - осьової - 1000-мм 11-лопатевої з гідро-механічним приводом. 2. секцій повітродувки - осьової - 630-мм 12-лопатевої з приводом від електродвигуна. Число оборотів вентилятора: 1. Діаметр 1000 мм - 1500 об / хв. 2. Діаметр 630 мм - 2150 об / хв. Потужність, що відбирається вентилятором: 1. Діаметр 1000 мм - 33 л. с. 2. Діаметр 630 мм - 9 л. с.

Охолоджувач масла дизеля. Тип - трубчастий теплообмінник, масло охолоджується водою (через трубки протікає вода, зовні трубок - масло).

Гальмо Тип - колодкове. Спосіб гальмування - стисненням повітрям і вручну. Гальмівний кран - ум. 394. Розподільник повітря - 270-002. Кількість гальмівних циліндрів - 8. Кількість гальмівних осей - 6. Ручне гальмо - 2 осі (5 і 6 кол. Пари лівого боку).

Компресор К-2 - один Продуктивність при х / оборотах дизеля 2000 л / хв. Продуктивність при 750 об / хв - 3900 л / хв. Робочий тиск - 9 кг / см. Потужність споживана - 43 л. с. Привід – гідравлічний, що виключається муфтою

Електрообладнання. Головний генератор ТД 802 постійного струму, з власним вентилятором. Номінальна потужність - 885 кВт. Номінальний струм - 2350 А. ТЕД ТІ - 006 - 4-полюсний з послідовним збудженням і примусовою вентиляцією. Потужність - 123/134 кВт.

Двомашинний агрегат:

- номінальна потужність - 162/4 кВт,
- номінальна напруга - 90/45 В,
- номінальний струм - 180/90 А,
- число оборотів - 2400/1280 об / хв. Допоміжний генератор (ВГ):
- номінальна потужність - 14,4 / 12 кВт,
- номінальна напруга - 115 В,
- номінальний струм - 125 А,
- число оборотів - 2400/1280.

Акумуляторна батарея АБ - лужна, ємність - 150 А-ч, +4 напруга зарядки - 115 ~ 2 В. Мвх - двигун вентилятора 7,5 кВт при ПО В.

Системи тепловоза. Водяна система. Застосовується вода в системі охолодження, яку підготовлюють в спеціальному відділенні депо з конденсату, отриманого в парових або електричних дистилляторах, до якого додають відповідні присадки. На 1 м³ води додають 350 г каустичної соди, 500 г тринатрійфосфату і 4 кг нітриту натрію. Використання каустичної соди в якості присадки сприяє зменшенню утворення накипу, яка, володіючи низькою теплопровідністю, перешкоджає передачі тепла від нагрітих деталей дизеля, охолоджуючої води. Крім того, накип знижує пропускну здатність секцій радіатора. Нітрит натрію є антикорозійною присадкою, а тринатрійфосфат виконує одночасно антинакипін та антикорозійні функції. Водяну систему тепловоза заправляють гарячою водою (температура..80 ~ 90 ° С) в кількості 1100 л, що подається під тиском через загальний для двох контурів трубопровід 42. При заправці водою для видалення повітря з системи відкривають кран у верхній частині корпусу охолоджувача наддувочного корпусу повітря і закривають його після того як вода почне, витікати з крана. Крім того, повинні бути відкриті

вентилі 400, 401, 403, 404, 405, 406, 409, а кран 402 і вентилі 407 і 408 повинні бути закриті. Забір води ведуть до тих пір, поки вона не почне витікати з сигнальної труби 32. Викид води і пара через цю трубу під час експлуатації тепловоза є наслідком перегріву води. Воду з системи охолодження зливають перед постановкою тепловоза на планові ремонти ТР-2 і ТР-3, при необхідності зміни води, забракованої з результатами аналізів, а також перед постановкою тепловоза в тривалий відстій. На тепловозі застосована двоконтурна система охолодження, основний - для охолодження води дизеля, допоміжний - для охолодження масла і наддувочного повітря. Для охолодження основного контуру використовується 16, а допоміжного 8 водяних секцій. Циркуляцію води в системі здійснюють вод. насоси - основний (37 л / с при частоті обертання робочого колеса 1935 об/хв) допоміжний - подача насоса (9л / с при частоті обертання робочого колеса 2200 об/хв).

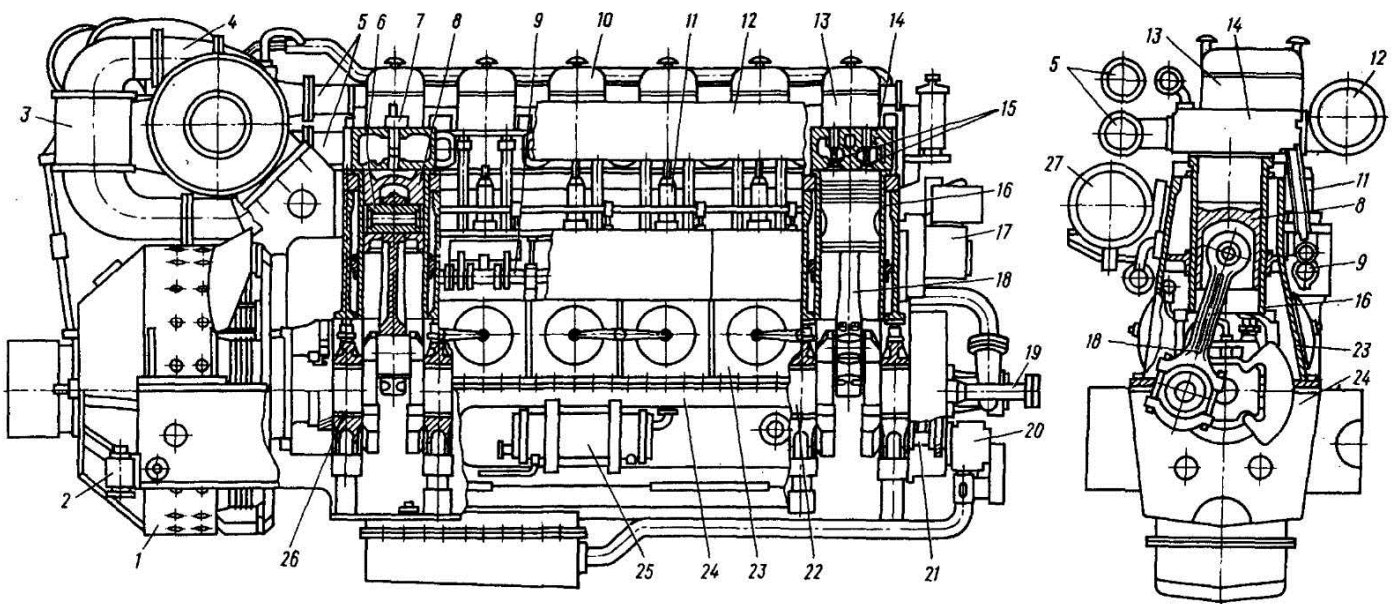


Рис. 1.2 – Розріз двигуна К6S310DR

В процесі експлуатації тепловоза локомотивна бригада періодично контролює роботу водяної системи, перевіряючи температуру охолоджуючої води і її кількість в системі, герметичність трубопроводів, роботу насосів і вентиляторів. Перед пуском дизеля температура води повинна бути не нижче

20°C, а перед зрушенням тепловоза з місця не нижче 40 ° С. Кількість води контролюють за допомогою водомірного скла 27 розширювального бака. Червона позначка на корпусі водомірного скла вказує гранично допустимий рівень води в системі. Правильність показань водомірного скла перевіряють за допомогою краника, встановленого на склі. Цей же краник використовують ДЛЯ відбору води на аналіз. При працюючому дизелі оглядають водяні насоси, звертаючи увагу на рівномірність їх шуму і краплепадіння води через сальники Гетца (вважається нормальним, якщо просочування води не перевищує 10 крапель за 1 хв.).

Масляна система. В системі застосовуються дизельні масла марок М14Б або М14В2. Буква М вказує, що масло відноситься до класу моторних, число 14 характеризує кінематичну в'язкість масла в сантистоксах при температурі 1000 ° С, літери Б і В означають, що масла мають відповідні присадки для роботи в дизелях малої і середньої форсировки, а індекс 2 - що масло призначене для дизелів. Температура спалаху масел марок М14Б і М14В2 (т. Е. Температура займання масляної пари при наближенні полум'я) дорівнює відповідно 200 і 210 ° С, а щільність 0,905 г / см³ (при температурі 20 °С). Для зливу масла відкривають вентиль 35 на трубі 36, попередньо відвернувши пробку на кінці труби. Додатково зливають масло з водомасляного теплообмінника через спеціальний кран, встановлений на його корпусі. Перед пуском перевіряють наявність масла в рамі дизеля масломірною рейкою, (рівень масла повинен бути не вище верхньої і не нижче нижньої риски). При цьому слід звернути увагу, чи немає ознак потрапляння в масло води або палива. У першому випадку рейка матиме емульсійне покриття (суміш масла з водою), а в другому - специфічний запах. Попадання води в масло небезпечно тим, що в воді присадки масла розчиняються і випадають в осад, різко погіршуючи тим самим властивості масла. Розрідження масла паливом призводить до зниження його в'язкості, т. Е. До зменшення тиску в системі. Крім того, знижується температура спалаху, що може призвести до вибуху в картері.

При появі в маслі води або палива необхідно встановити причину і зробити відповідний запис у журналі технічного стану тепловоза (форма ТУ-152). 1 - всмоктувальна труба; 2 - фільтр грубого очищення; 3, 14, 16, 19, 23, 26, 27 - трубопроводи; 4, 29, 35 вентилі; 5 - нагнітальна труба; 6 - масляний насос; 7 - маслопрокачуючий насос; 8, 10 - зворотні клапани; 9 - маслорозподільна коробка; 11 - фільтр об'єднаного регулятора дизеля (ОРД); 12 - реле тиску (РДМ); 13 - об'єднаний регулятор дизеля (ОРД); 15 - відцентровий фільтр; 17 - фільтр тонкого очищення; 18 - перепускний клапан; 20 - термореле (РТМ); 21 - розподільний вал; 22, 28 - верхній і нижній масляні колектори; 24 - корпус штовхачів; 25 - запасний бак; 30-кришка корінного підшипника; 31 - водомасляний теплообмінник; 32 - розвантажувальний клапан; 33 масляний бак; 34 - сітчастий фільтр; 36 - зливна труба; а - болт; б - контргайка; в - кран. При непрацюючому дизелі необхідно повернути рукоятки фільтрів грубої очистки на 2 - 3 оберти за годинниковою стрілкою. Під час пуску звертають увагу на вихід рейок паливних насосів високого тиску. Одна з причин уповільненого виходу рейок - засмічення масляного фільтра 11 об'єднаного регулятора дизеля. В цьому випадку потрібна заміна фільтра або промивка його фільтруючого елемента. Крім того, звертають увагу на стан всіх дюритових рукавів. Деформація будь-якого рукава вимагає постановки тимчасового хомута, що запобігає розрив дюритових з'єднань. Перед постановкою тепловоза на поточний ремонт беруть масло на аналіз. Відбір проводять при працюючому двигуні. На трубопроводі 19 відкривають кран в, викручуючи болт а. Після відбору масла болт а ввертають і фіксують контргайкою б. Перед пуском дизеля необхідно переконатися в тому, що в вентиль 4 на трубопроводі 3, що з'єднує фільтр грубої очистки масла 2 з гідромеханічним редуктором, відкритий. Причинами зниження тиску масла в системі є: 1) засмічення масляних фільтрів грубої очистки; 2) недостатня кількість масла в масляному баку; 3) засмічення сітчастого фільтра 34; 4) збільшення зазорів, "на масло" через підвищений зношування підшипників колінчастого і розподільного валів; 5) знос шестерень масляного насоса або зависання, запобіжного клапана

насоса; 6) підсмоктування повітря масляним насосом; 7) перегрів і розрідження масла через потрапляння палива.

Паливна система. При прийманні тепловоза перевіряють наявність палива в баку по паливомірному склу. Якщо тепловоз знаходиться на оглядовій канаві, то треба при непрацюючому дизелі видалити конденсат разом з механічними домішками з відстійників і збірник бруду паливного бака (набір палива повинен проводитися тільки після обов'язкового зливу відстою). При непрацюючому дизелі періодично повертають на 2 - 3 оберти за годинниковою стрілкою рукоятку фільтра грубої очистки, очищаючи його пластини від бруду. Перед пуском дизеля необхідно переконатися, що всі насоси високого тиску увімкнені, перевірити вільність ходу рейок і готовність граничного регулятора до роботи, для чого рукоятку вала управління рейками відтягують на себе до упору і відпускають. При невеликому зусиллі всі рейки повинні переміститися на максимальну величину. Якщо рейка якогось насоса не переміщується, то можна спробувати "Витрати" її, попередньо змастивши дизельним маслом. Насос з заклиненою рейкою відключають. Перевіряють стан вентиля 6, який повинен бути закритий. Таку перевірку слід проводити періодично, так як в експлуатації мали місце випадки самодовільного відкриття вентиля внаслідок вібрації, які викликали перебої в роботі дизеля і навіть його зупинку через недостатню кількість палива в колекторі. При огляді тепловоза звертають увагу, чи немає течі палива по пробкам паливного бака 1. У зв'язку з відсутністю на тепловозах манометра, що вказує тиск в паливному колекторі, треба перед пуском дизеля прокачати паливо ручним насосом 17 і, відкривши кран 15, переконатися, що в системі немає повітря (паливо тече суцільним струменем). Якщо не вдається повністю видалити повітря з системи, то відкривають пробки на кришках фільтрів тонкого очищення і корпусах паливних насосів високого тиску. Якщо через несправність регулятора дизеля або засмічення його масляного фільтра рейки паливних насосів в період прокачування масла не зсунуться (або пересуваються недостатньо то для прискорення і полегшення пуску необхідно пересунути рейки вручну, потягнувши рукоятку вала управління на себе повністю. Слід мати на

увазі, що цю рукоятку треба відпустити відразу ж після пуску дизеля, щоб запобігти спрацювання граничного регулятора 1 - паливний бак; 2, 3 - зливні труби; 4, 9 - зливні колектори; 5 - паливний насос високого тиску; 6 - вентиль; 7-перепускний клапан, 8 - паливний колектор; 10 - форсунка; 11 - фільтр тонкого очищення; 12 - тарілка під фільтрами; 13 - запобіжний клапан; 14, 20 - зворотні клапани; 15, 16 - крани; 17 - ручний насос; 18 – паливопідкачуючий насос; 19 - фільтр грубого очищення; 21 - усмоктувальна труба; 22 - збірник бруду; 23 – підігрівач палива

В процесі роботи дизеля періодично контролюють (при зупиненому тепловозі) стан паливної системи. При цьому звертають увагу на краплепадіння з зливних трубок форсунок, вільність ходу рейок насосів і переконуються у відсутності течі палива в трубопроводах. Безбарвний випуск газів свідчить про нормальну роботу паливної апаратури. Причини, які призводять до зниження тиску палива в системі (а, отже, нестійку роботу дизеля):

- 1) засмічення штуцера, що з'єднує всмоктувальну трубу 21 з паливним баком 1;
- 2) засмічення, паливних фільтрів грубої 19 і тонкої 11 очистки;
- 3) знос сальників паливо підкачуючого насоса 18, а також витік палива між кришками насоса і його корпусом (ці несправності можна визначити візуально);
- 4) заїдання перепускного 7 або запобіжного 13 клапана через потрапляння в систему води або механічних домішок.

Підвищена димність випускних газів вказує на несправність однієї з форсунок. Почерговим відключенням паливних насосів високого тиску можна визначити, яка з форсунок працює незадовільно. Основними несправностями форсунок є: зависання голки, засмічення соплових отворів, засмічення щілинного фільтра форсунки внаслідок потрапляння металевих частинок через злам пружини або нагнітального клапана паливного насоса.

1.3 Аналітичний огляд робіт, присвячених розрахунку робочого процесу дизеля

Характер протікання робочого процесу визначає більшість економічних, динамічних і експлуатаційних показників роботи дизеля. У зв'язку з цим

розрахунку робочого процесу завжди приділялося і буде приділятися велика увага дослідників. Вивчення робочого процесу здійснюється двома шляхами: експериментальним і теоретичним, причому кожен з них доповнює інший і безперервно удосконалюється.

Широке застосування сучасної комп'ютерної техніки в процесі моделювання і вивчення характеристик дизелів забезпечує значну економію матеріальних витрат в порівнянні з експериментальними дослідженнями. Крім того, комп'ютерне моделювання дозволяє глибше вивчати процеси, що відбуваються в циліндрі дизеля протягом робочого циклу. Однак теоретичні дослідження заслуговують на увагу лише в разі, коли чисельний експеримент ґрунтується на математичній моделі, що забезпечує високу ступінь достовірності розрахункових параметрів, а їх похибки не перевищують похибки експериментальних досліджень.

Більшість сучасних методів розрахунку робочого процесу базуються на першому законі термодинаміки. При цьому безперервно удосконалюються методи розрахунку тепловиділення в період згоряння палива, розрахунку періоду затримки самозаймання і коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки циліндра.

1.3.1 Огляд робіт за розрахунками тепловиділення в процесі згоряння палива

До основних методів розрахунку тепловиділення можна віднести: емпіричні рівняння згоряння, бімолекулярні рівняння швидкості згоряння, рівняння ланцюгових процесів, розрахунок процесу згоряння з урахуванням закону подачі палива, розрахунок процесу згоряння з використанням теорії подібності.

Серед експериментальних рівнянь згоряння можна відмітити такі :

К.Неймана [57]

$$x = \left(2 - \frac{\varphi}{\varphi_{zB}}\right) \frac{\varphi}{\varphi_{zB}}; \quad (1.1)$$

Б.М.Гончара

$$x = 1 - \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_C}\right) * \exp\left(-\frac{\varphi}{\varphi_C}\right); \quad (1.2)$$

Е.П.Самсонова [66]

$$x = \frac{2a}{b^3} - \frac{2a}{b^2} * \exp(-b\varphi) * \left(\frac{b}{2}\varphi^2 + \varphi + \frac{1}{b}\right), \quad (1.3)$$

де x - частина згорілого палива;

φ - поточний кут повороту колінчастого вала, в градусах, (°ПКВ);

$\varphi_{ЗБ}$ - тривалість процесу згоряння;

φ_C - кут, при якому швидкість згоряння досягає максимального значення;

a, b - емпіричні коефіцієнти, рівні: $a = \frac{1}{A} \varphi_C^3, b = \frac{1}{B} \varphi_C$;

A і B - постійні.

Всі три рівняння, як показала їх експериментальна перевірка, є непридатні для розробки достовірної математичної моделі робочого процесу. У рівнянні (1.1) не враховано інтенсивність процесу згоряння палива і невідомо, як визначати кут тривалості процесу згоряння $\varphi_{ЗБ}$. У рівнянні (1.2) невідомий кут φ_C , який залежить не тільки від типу двигуна, а й від режиму його роботи. У рівнянні (1.3) значення залежить від підбору коефіцієнтів A і B . Детальний аналіз рівнянь (1.1) - (1.3) проведено І.І.Вібе, який показав незастосовність їх для розрахунків тепловиділення в циліндрі дизеля.

Способи використання молекулярних рівнянь швидкості згоряння для розрахунку робочого процесу дизеля були впроваджені К.Нейманом [57], М.В. Іноземцевим [9,10], М.М. Глаголевим [11] та іншими авторами. В даному випадку процес згоряння розглядається як оборотна реакція, яка має ланцюговий характер, тобто за основу розрахунку процесу згоряння прийнято рівняння бімолекулярної реакції. Однак слід визнати, що в розрахункових рівняннях, запропонованих в роботах [8,9,10,11], використовуються емпіричні коефіцієнти, справедливі лише

для конкретних випадків і при значних припущеннях. У зв'язку з цим методики, запропоновані авторами, не знайшли широкого практичного застосування.

Значного розвитку в розрахунку тепловиділення отримали методи, засновані на ланцюгових реакціях. М.С.Акулов [12] використовував теорію ланцюгових процесів, по якій швидкість реакції залежить не тільки від концентрації різних речовин, але і від характеру розвитку процесу в часі. Диференціальне рівняння процесу згоряння М.С.Акулова записано так:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{x(1-x)}{\tau - t(1-x)}, \quad (1.4)$$

де x - частка речовини до моменту часу t ;

τ - час автогенезису або тривалість індукційного періоду.

Реакція починається тільки при $t = \tau$ і швидкість реакції досягає кінцевого значення. Розрахунок характеристик згоряння за методикою М.С.Акулова, наведений І.І.Вібе [7], і порівняння з експериментальними кривими згоряння показали значні розбіжності. У зв'язку з цим функції М.С.Акулова виявилися недостатньо придатними для опису процесів згоряння в дизелях. Теорія автогенезису М.С.Акулова зазнала значної критики академіка М.М.Семенова [13].

Подальший розвиток методу ланцюгових хімічних реакцій для розрахунку процесу згоряння палива отримало розвиток в роботах І.І.Вібе, при цьому кінцеве рівняння (1.5) - формула Вібе - після ряду перетворень [29] має такий вигляд:

$$x = 1 - \exp\left[-6.908\left(\frac{\varphi - \varphi_{H.CF}}{\varphi_{Z.B}}\right)^{m+1}\right], \quad (1.5)$$

де $\varphi_{H.CF}$ - кут, відповідний активному тепловиділенню (початку згоряння), °ПКВ;

$\varphi_{Z.B}$ - умовна тривалість процесу тепловиділення, °ПКВ;

m - показник характеру згоряння;

Достовірність розрахунку робочого процесу, виконаного з використанням формули (1.5), залежить від вдалого вибору значень $\varphi_{Z.B}$ і m . Тим не менш, до цих пір не розроблена загальна методика їх визначення для довільного дизеля, коли відсутня експериментальна крива тиску газів в робочому циліндрі. зазвичай

значення $\varphi_{z.B}$ і m підбирають таким чином, щоб розрахункова крива $p_{ц} = f(\varphi)$ задовільно збігалася з дійсною, отриманої експериментальним шляхом. Таким чином, необхідна осциллограма робочого процесу хоча б на номінальному режимі тому, що для прогнозування тепловиділення на інших режимах Г.Вошні [15] запропонував наступні емпіричні залежності для обчислення $\varphi_{z.B}$ і m :

$$\begin{aligned}\varphi_{z.B} = \varphi_{z.B.H} &= \left(\frac{\alpha_H}{\alpha}\right)^{0.6} \left(\frac{n}{n_H}\right)^{0.5}; \\ m &= m_H \left(\frac{\varphi_{iH}}{\varphi_i}\right)^{0.5} \left(\frac{\alpha_{BC}}{\alpha_{BC.H}}\right) \left(\frac{n_H}{n}\right)^{0.8},\end{aligned}\tag{1.6}$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря;

φ_i - період затримки самозаймання палива, °ПКВ;

$q_{ц}$ - індекс циклової подачі палива.

Індекс "н" відноситься до параметрів номінального режиму.

Таким чином, формула (1.5) не може забезпечити необхідної достовірності розрахунку робочого процесу знову спроектованого дизеля. У цьому основний недолік залежності І.І.Вібе. Однак зазначений недолік не означає, що формула не повинна взагалі використовуватися. У методиці І.І.Вібе є серйозні переваги: відсутність залежності від сорту палива та режиму роботи дизеля. Необхідно визнати, що формула І.І.Вібе набула широкого поширення в різноманітних методах розрахунку робочого процесу як в державах СНД, так і за кордоном. При наявності експериментальної кривої $p = f(\varphi)$ формула І.І.Вібе дозволяє глибоко проаналізувати реальний робочий процес дизеля.

У розглянутих вище методах розрахунку робочого процесу не використовувався закон подачі палива в циліндр, хоча ще в роботах В.Ф.Грози [15] і І.В.Астахова [16] приведена сутність впливу закону подачі палива в циліндр на процес згоряння. У роботах В.І.Ліня, наприклад [17], наведені результати ретельних досліджень залежності між характеристиками тепловиділення і законом подачі палива. Автор зробив першу спробу дати аналітичну залежність між цими двома процесами. Розглянутий метод знайшов подальший розвиток в роботах Б.А.Крука [18] і особливо в роботах В.П.Жукова [19], який побудував

порційно-послідовну модель зв'язку процесів впорскування палива і тепловиділення, яка базується на розбитті процесу впорскування на послідовні порції, при згорянні яких і відбувається виділення тепла.

Розрахунок тепловиділення з використанням теорії подібності вперше був запропонований В.С.Кукісом [129]. Математичний опис процесів згорання представлено у вигляді системи рівнянь, що описують кінетику горіння як енергію рухомих мас. При обробці цих рівнянь методом теорії подібності отримана система 12-и значущих критеріїв. Однак слід визнати, що рівняння формальної кінетики, покладені В.С.Кукісом в основу опису процесів згорання, придатні лише для гомогенних реакцій, що відбуваються в елементарних обсягах, що не відповідає умовам горіння палива в реальних умовах в циліндрі дизеля. Іншим головним недоліком методу В.С.Кукісом є те, що запропонована методика справедлива лише для того дизеля, для якого проводилися експериментальні дослідження. Найбільш науково обґрунтована методика розрахунку тепловиділення в дизелях розроблена В.І.Квятковскім і В.С.Семеновим [131] і потім дороблена В.С.Семеновим [131]. Зазначена методика прийнята в якості основної при розрахунках тепловиділення в робочому циліндрі.

Питанням розрахунку періоду затримки самозаймання присвячені чисельні дослідження. Оскільки обчислення оформлено у вигляді окремої процедури, то без яких би то не було труднощів для цього розрахунку можна перевірити будь-яку формулу. Не меншу увагу приділено багатьма дослідниками і визначенню коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки циліндра. Одинадцять формул для визначення різних авторів наведено в роботі, в якій огляд формул завершено 1962р. Надалі уточнення цих формул тривало. обчислення α_r також оформлено у вигляді окремої процедури, що дозволяє використовувати різні формули, не змінюючи тіла основної програми.

1.3.2 Порівняння результатів розрахунку робочого процесу при різних способах розрахунку тепловиділення

У математичних моделях, описаних вище, були розглянуті два способи розрахунку тепловиділення: за допомогою критеріальних залежностей В.І.Квятковського-В.С.Семенова, які отримали подальший розвиток у працях В.С.Семенова, і за допомогою формули І.І.Вібе . Далі, з метою скорочення запису, позначимо перший "спосіб Семенова", другий - "спосіб Вібе".

Дослідження проведено для двигуна K6S310DR, для якого в роботі наведено порівняння результатів осцилографування з розрахунковими даними по залежності "Семенова". Порівняння результатів показало хороший збіг розрахункових даних з експериментальними. У зв'язку з цим в якості базового був прийнятий розрахунок по "Семенову", в результаті чого було визначено кут, відповідний кінця активного тепловиділення $\varphi_{z.B}$. Після цього розрахунок проводився за "Вібе" з використанням розрахункового кута і тих же вхідних даних.

Таблиця 1.2 – Параметри дизеля K6S310DR на номінальному режимі

Параметр	Семенов	Вібе
Середній індикаторний тиск, МПа	0.918	0.924
Індикаторна потужність (кВт)	942	935
Індикаторне ефективне споживання палива, г/(кВт*ч)	204.5	210.4
Індикаторний ККД	0.4736	0.4766
Відносні втрати тепла в стінках циліндра	0.1513	0.1532
Максимальна швидкість підвищення тиску, МПа/°ПКВ	0.1424	0.1442
Максимальний тиск згорання, МПа	8.34	7.83
Кут, якому відповідає максимальний тиск згорання, °ПКВ	375.0	374.0
Ступінь збільшення тиску під час запису	1.4358	1.4212
Температура газів в кінці розширення, К	915.0	919.5
Співвідношення	0.91	0.91
Максимальна температура газів, $T_{z.max}$, К	1860.7	1683.6
Відповідний кут до $T_{z.max}$, °ПКВ	390	390
Швидкість горіння процесу за «Вібе»	-	0.9489

Показник (формула "Вібе") визначається в розрахунку автоматично так, щоб забезпечити максимальний тиск згоряння таким же, з деякою заданою похибкою, як і при розрахунках за "Семенову".

Основні параметри робочого процесу розраховані на номінальному режимі $n=500$ об/хв. Розрахунки виконані при циклової подачі палива $q_{ц} = 0.7735$ г., абсолютному тиску наддувочного повітря $p_s=0.142$ МПа, дійсному куті випередження впорскування палива $\varphi_{оп} = 10$ °ПКВ до ВМТ.

Порівняння значень, наведених у таблиці 1.1, параметрів робочого процесу, отриманих двома способами розрахунку тепловиділення, показало хороший збіг між собою розрахункових параметрів. Дійсно, різниця в значеннях середнього індикаторного тиску, як і індикаторної потужності вийшла всього $\Delta p_i = 0.65\%$, а шуканого індикаторного витрати палива $\Delta b_i=0.61\%$. Незначна різниця в помилках Δp_i і Δb_i пояснюється похибкою округлення на ПЕОМ. Особливо слід відзначити незначно малу похибку обчислення максимальної температури згоряння $\Delta T_z=0.17\%$. Кути, відповідні максимальному тиску згоряння, розрізняються на 1° ПКВ, а кут, відповідний максимальній температурі згоряння φT_z , залишився незмінним.. Особливий інтерес викликає аналогічне порівняння результатів розрахунку параметрів дизеля на режимі малого навантаження, тобто при $q_{ц}=0.25$ г, $n=250$ об/хв, $p_s=0.015$ МПа. Результати розрахунків наведені в таблиці 1.2.

Навіть на режимі малого навантаження отримано хороше співпадіння результатів розрахунку, отриманих обома методами розрахунку тепловиділення. Дійсно, тиск p_i , потужність N_i і витрата b_i розрізняються за все на 1%.

Аналогічні порівняння були виконані і для інших типів дизелів на різних режимах. Численні розрахунки були проведені для двигунів марки T112c-S фірми SEP і марки SBV 6M628 фірми "Дейтц". Результати порівняння вийшли аналогічними, а різниця в розрахунках за двома методами "Семенову" і "Вібе" виявилася незначна.

Таким чином, при наявності експериментальної кривої - осцилограми формула І.І.Вібе забезпечує таку ж достовірність розрахункових значень параметрів робочого процесу, що і розрахунок по "Семенову", при цьому тиск p_z і кут початку згоряння φ_{HCT} визначаються по експериментальній кривій $p=f(\varphi)$. А кут φ_z обчислюється при розрахунку тепловиділення для даної кривої.

Слід визнати, що розрахунок за формулою І.І.Вібе не залежить від сорту палива, на якому працює дизель. У цьому полягає серйозна перевага даного методу.

Таблиця 1.3 – Параметри дизеля K6S310DR на режимі малого навантаження

Параметр	Семенов	Вібе
Середній індикаторний тиск, МПа	0.246	0.248
Індикаторна потужність (кВт)	472	480
Індикаторне ефективне споживання палива, г/(кВт*ч)	180.1	184.7
Індикаторний ККД	0.4900	0.4953
Відносні втрати тепла в стінках циліндра	0.1455	0.1462
Максимальна швидкість підвищення тиску, МПа/°ПКВ	0.0606	0.0607
Максимальний тиск згоряння, МПа	7.55	7.8
Кут, якому відповідає максимальний тиск згоряння, °ПКВ	367.0	368.0
Ступінь тиску збільшити під час записування	1.1803	1.1749
Температура газів в кінці розширення, К	538.5	536.3
Співвідношення	0.94	0.94
Максимальна температура газів, $T_{z.max}$, К	1111.5	1136.7
Відповідний кут до на $T_{z.max}$, °ПКВ	381	381
Швидкість горіння процесу за «Вібе»	-	

1.4 Комплексна параметрична діагностика, як основне завдання підвищення ефективності експлуатації та ремонту транспортних дизелів

Недостатність поширення стаціонарних систем пов'язана в першу чергу з їх високою вартістю. Технічному персоналу часто надаються дані одноразового

виміру параметрів. На профілактичні роботи за результатами моніторингу робочого процесу потрібен певний час, і повторний контроль часто не проводиться. У той же час практикою доведено, що максимальна ефективність роботи дизеля досягається при періодичному контролі (моніторингу) параметрів робочого процесу і своєчасному прийнятті необхідних заходів для його коригування. Це підтверджує актуальність експлуатаційної параметричної діагностики.

Ефективна і безаварійна експлуатація тепловозних дизелів можлива за умови періодичного контролю основних параметрів робочого процесу, подачі палива і газорозподілу (рис.1.2). Тепловозні дизелі обладнані індикаторними кранами, що дозволяє застосовувати спеціальні неохолоджувані датчики для запису тиску газів в циліндрах. Серед найбільш відомих можна виділити: тензометричні датчики GT-20 (20A, 21) норвезької фірми Autronica; п'єзокварцові датчики Kistler; оптичні датчики Optrand; ємнісні датчики PS-16 DEPAS. Основною відмінною властивістю таких датчиків є широкий діапазон робочих температур: від температури в машинному відділенні до температури 400 ° С. Типовий робочий діапазон вимірюваних тисків - до 200-250 бар.

Для аналізу процесу упорскування палива застосовують датчики тиску, розраховані на роботу при високих імпульсних навантаженнях з максимальними тиском до 2000-3000 бар. Робочий температурний діапазон датчиків тиску палива помірний - до 150°С. Датчики встановлюються в систему високого тиску через спеціальні клапани, розраховані на імпульсний тиску до 2000-3500 бар.

Широко використовуються на судах "максиметри" визначають тільки пікові значення тисків по циліндрах (P_z) і тиску в кінці стиснення (P_c) при відключеною подачі палива. Однак крім P_z і P_c існує цілий ряд інших параметрів, моніторинг яких під час експлуатації дає можливість здійснювати більш якісний контроль робочого процесу дизеля і здійснювати точне регулювання окремих вузлів. Так, наприклад, контроль середнього індикаторного тиску (P_i) дозволяє визначити перевантаження окремих циліндрів і рівномірно розподілити потужність по всіх циліндрах дизеля. Контроль максимальної швидкості підвищення тиску при

згорянні палива (жорсткості $\Delta p/\Delta\varphi$) дозволяє обмежити ударні навантаження на підшипники окремих циліндрів і виявляти недоліки в роботі паливної апаратури (ПА).

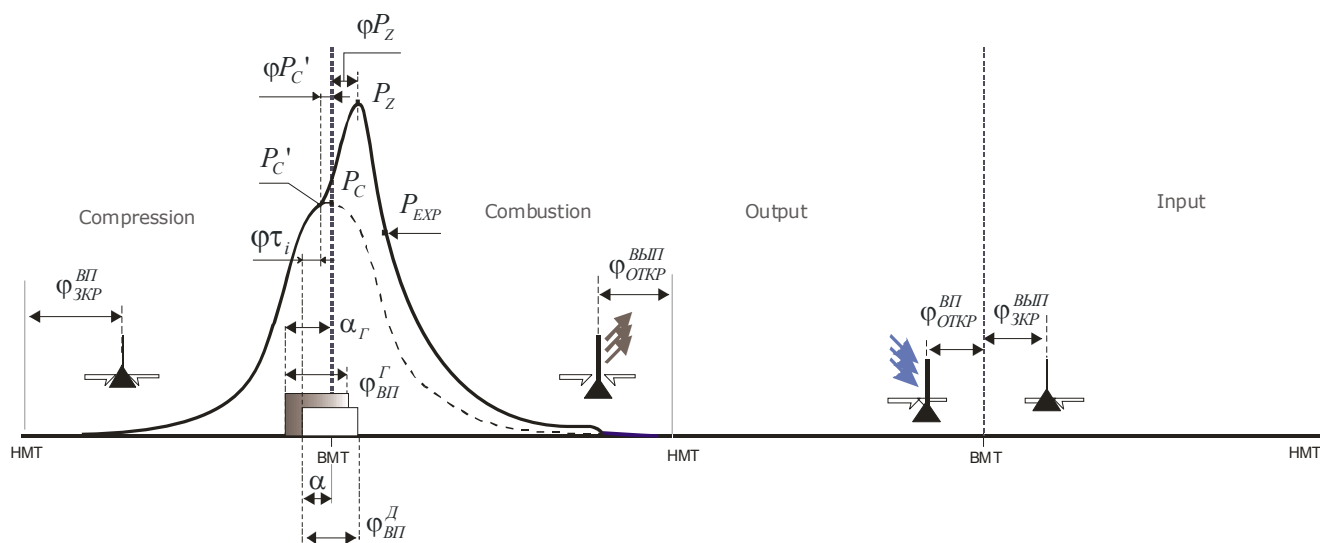


Рис.1.3 – Параметри робочого процесу, подачі палива і газорозподілу, що визначаються системами діагностики робочого процесу дизелів тепловозів

Таблиця 1.4 – Індикаторні параметри робочого процесу

Позначення		Параметр
p_i	MIP	Середній індикаторний тиск
N_i	$iPower$	Індикаторна потужність циліндра
n	rpm	Частота обертання колінчастого вала, xv^{-1}
$p_C', \varphi_{p_C'}$	p_{IGN}, φ_{IGN}^P	Тиск і кут початку самозаймання палива
p_Z, φ_{p_Z}	p_{MAX}, φ_{MAX}^P	Максимальний тиск згоряння палива і відповідний кут повороту колінчастого вала ($^{\circ}$ ПКВ) за (ВМТ)
p_C	p_{COMP}	Максимальний тиск стиснення в циліндрі
v_m, λ	v_m, λ	Максимальна швидкість і ступінь підвищення тиску газів при згорянні палива
p_{36}	p_{exp}	Тиск на лінії розширення (36° ПКВ за ВМТ)

За допомогою контролю геометричних і дійсних фаз подачі палива виробляється комплексна оцінка технічного стану паливної апаратури. Контроль

фаз газорозподілу під час роботи дизеля дозволяє оперативно оцінити технічний стан газорозподільного механізму і підтримувати паспортні значення кутів закриття і відкриття клапанів. Крім перерахованих вище, існує ще цілий ряд параметрів робочого процесу, моніторинг яких під час реостатних випробувань в значній мірі допоможе обслуговуючому персоналу підтримувати нормальний технічний стан дизеля.

В даний час в депо не застосовуються системи комп'ютерної діагностики ДВЗ, що реалізують метод «розділеного моніторингу». У переносних системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналогової периферією і достатнім обсягом оперативної і незалежній flash-пам'яттю. У системах передбачена передача даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. Істотно (в порівнянні зі стаціонарними системами) знижена вартість переносних систем. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних, яка використовує фазові датчики, встановлені на маховику двигуна.

Таблиця 1.5 – Параметри подачі палива і газорозподілу

Позначення		Параметр
α, φ_{inj}	$\alpha F_{Pop}, G$	Дійсні - кут випередження і кут впорскування палива
$\alpha^{\tilde{A}}, \varphi^{\tilde{A}}_{\tilde{A}\tilde{I}}$	$\alpha^G, \varphi^G_{inj}$	Геометричні - кути випередження і кут впорскування палива
$\varphi\tau_i, \tau_i$	$\varphi_{DEL}, iDel$	Кут і час затримки самозаймання палива
$\varphi^{\tilde{A}\tilde{I}}_{\tilde{I}\tilde{O}\tilde{E}\tilde{D}}, \varphi^{\tilde{A}\tilde{I}}_{\tilde{C}\tilde{E}\tilde{D}}$	$\varphi^{in}_{opn}, \varphi^{in}_{cl}$	Кути відкриття і закриття впускного клапана *
$\varphi^{\tilde{A}\tilde{O}\tilde{I}}_{\tilde{I}\tilde{O}\tilde{E}\tilde{D}}, \varphi^{\tilde{A}\tilde{O}\tilde{I}}_{\tilde{C}\tilde{E}\tilde{D}}$	$\varphi^{exh}_{opn}, \varphi^{exh}_{cl}$	Кути відкриття і закриття випускного клапана

* для чотиритактних дизелів

У переносних системах використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчики на маховику і отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля.

Наведені на рис. 1.2 і перераховані в табл. 1.1 і 1.2 параметри робочого процесу ДВЗ характеризують технічний стан ЦПГ, паливної апаратури та механізму газорозподілу. Їх поточний контроль дозволяє домогтися якісного регулювання двигуна і рівномірного розподілу потужностей по циліндрах. Використання систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів направлено на підвищення їх економічності, збільшення ресурсних характеристик і продовження міжремонтного періоду їх експлуатації. Техніко-економічна ефективність застосування систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів повинна бути підтверджена:

- зниженням витрат на технічне обслуговування;
- зниженням витрат на ремонт за рахунок виявлення потенційних відмов на ранній стадії їх виникнення;
- скороченням витрати палива шляхом своєчасного виявлення і усунення дефектів і порушень в налаштуванні паливної апаратури.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА СИНХРОНІЗАЦІЯ ДАНИХ

2.1. Аналіз робочого процесу дизеля K6S310DR

Серед вихідних даних в розрахунку робочого процесу дизеля є такі, які практично неможливо задати. До таких даних можна віднести: температуру днища поршня T_p , днища кришки циліндра $T_{кр}$, середню товщину стінки втулки циліндра $T_{ст}$, коефіцієнта залишкових газів γ_r , температуру залишкових газів T_g , ступінь підігріву повітря від стінки циліндра ΔT . Істотний вплив на результати розрахунку може надати і вибір формули для розрахунку періоду затримки самозаймання τ_i і коефіцієнта тепловіддачі α_r від газів до стінки циліндра. Найчастіше орієнтовно оцінюють дійсну ступінь стиснення ε і кут випередження впорскування палива $\varphi_{оп}$.

У зв'язку з вищесказаним необхідно провести оцінку впливу похибки завдання окремих вихідних даних на результати розрахунку робочого процесу. У всіх розрахунках, наведених нижче, тепловиділення вважається за методикою "Семенова" [131].

2.1.1 Вплив температур T_p , $T_{кр}$ і $T_{ст}$ на параметри робочого процесу

Результати розрахунку робочого процесу на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) наведені в табл.2.1. В якості базового варіанту був прийнятий варіант при $T_p=600$ °К, $T_{кр}=550$ °К, $T_{ст}=430$ °К. Ці температури були обчислені за рівнянням теплових потоків крізь днище поршня, днище кришки і втулку циліндра. Розрахунки виконані при широкому зміні температур, охоплюючи весь діапазон їх можливих змін.

Аналіз даних табл. 2.1 дозволяє зробити висновок про те, що помилка у визначенні середнього індикаторного тиску p_i , як і індикаторної потужності N_i , а

також питомої індикаторної витрати палива b_i і максимального тиску згорання p_z може досягати $\pm(1\div 1.5\%)$. Такий же рівень похибки характерний і для максимальної температури згорання T_z і температури газів в кінці розширення T_B . Максимальна швидкість наростання тиску газів при згоранні $(dp/d\varphi)_{MAX}$ змінюється в ще більш вузькому діапазоні (менш ніж 1%).

Таблиця 2.1 – Параметри дизеля K6S310DR на режимі малого навантаження ($n=750$ об/хв, $q_u=0.2$ г)

Параметр, одиниця виміру	Базовий варіант:	Тп=450 °К	Тп=620 °К
		Ткр=400 °К	Ткр=570 °К
	Ткр=405 °К	Тст=350 °К	Тст=430 °К
	Тст=370 °К		
p_i , МПа	0.2244	0.2250 (+0.29%)	0.2366 (+5.46%)
b_i , г/(кВт*год)	192.1	191.6 (-0.26%)	182.2 (-5.15%)
$(dp/d\varphi)_{MAX}$, МПа/° ПКВ	0.0648	0.0648 (0%)	0.0677 (+4.48%)
p_z , МПа	6.9954	6.9934 (-0.05%)	7.1301 (-3.37%)
T_z , К	937.4	936.9 (-0.05%)	965.3 (+2.98%)
T_B , К	654.4	653.8 (-0.09%)	667.9 (+2.06%)

Результати розрахунку робочого процесу на режимі малого навантаження (при частоті обертання $n=750$ об/хв і циклової подачі $q_u=0.2$ г) представлені в табл.2.2. Аналіз табл.2.2 дозволяє зробити висновок про значну зміну розрахункових параметрів (до 5.5%) при зміні температури в прийнятому діапазоні. У зв'язку з цим в програмі розрахунку необхідно ввести послідовне наближення по температурі Тп, а у вхідних даних прийняти Тп=620 °К, Ткр=570 °К, Тст=430 °К. У цьому випадку автоматично станеться і уточнення температури Ткр. Результати розрахунків робочого процесу на

режимі номінального навантаження ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) при $T_{п}=620$ °К и $T_{кр}=570$ °К, але при різній температурі внутрішньої стінки втулки циліндра $T_{ст}$ приведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.2 – Параметри дизеля K6S310DR при різній температурі $T_{ст}$

Параметр, одиниця виміру	Базовий варіант: $T_{ст}=430$ °К	$T_{ст}=460$ °К	$T_{ст}=400$ °К
p_i , МПа	0.89588	0.8962 (+0.04%)	0.8956 (-0.03%)
b_i , г/(кВт*год)	186.1	186.0 (-0.05%)	186.2 (+0.05%)
$(dp/d\varphi)_{MAX}$, МПа/°ПКВ	0.1394	0.1395 (+0.07%)	0.1393 (-0.07%)
p_z , МПа	7.7279	7.7383 (+0.18%)	7.7138 (-0.28%)
T_z , К	1713.2	1715.4 (+0.13%)	1711.1 (+2.98%)
T_B , К	870.4	872.6 (+0.25%)	868.1 (-0.26%)

При широкому зміні середньої температури втулки (від 127°С до 187°С) основні параметри робочого процесу змінилися однаково незначно і у вхідних даних можна прийняти $T_{ст}=430$ °К.

2.1.2 Вплив залишкових газів на параметри робочого процесу

Дослідження впливу похибки завдання коефіцієнта залишкових газів γ_r на параметри робочого процесу дизеля K6S310DR було проведено на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) при $T_{п}=607$ °К, $T_{кр}=351$ °К, $T_{ст}=440$ °К.

При цьому γ_r змінювалося послідовно 0.02, 0.05, 0.08 - характерним чином для сучасних двотактних і чотиритактних дизелів. Результати розрахунку наведені в табл. 2.4. В якості базового розрахунку був прийнятий розрахунок, де $\gamma_r=0.02$. З табл. 2.4

видно, що γ_r , який змінювався від 0.02 до 0.08, значно впливає на показники робочого процесу, оскільки різко знижується коефіцієнт надлишку повітря α (на 12.3%). Беручи, що для сучасних 4-х тактних дизелів, а також для 2-х тактних дизелів з прямоточно-клапанної продувкою коефіцієнт γ_r за даними багатьох досліджень змінюється в діапазоні від 0.03 до 0.05, приймаємо $\gamma_r=0.04$ для розрахунків на всіх режимах роботи дизеля. В цьому випадку похибка обчислення p_i , а також b_i не перевищує 0.6%, оскільки при $\gamma_r=0.04$ отримано $p_i=0.89588$ МПа, а $b_i=186.4$ г/(кВт*год).

Таблиця 2.3 – Параметри дизеля K6S310DR при різних значеннях коефіцієнта залишкових газів

Параметр, одиниця виміру	$\gamma_r = 0.02$	$\gamma_r = 0.05$	$\gamma_r = 0.08$
p_i , МПа	0.9035	0.8910 (-1.38%)	0.8793 (-2.68%)
b_i , г/(кВт*год)	184.5	187.1 (+1.41%)	189.6 (+2.76%)
$(dp/d\varphi)_{MAX}$, МПа/° ПКВ	0.1412	0.1385 (-1.91%)	0.1361 (-3.61%)
p_Z , МПа	7.7578	7.7082 (-0.86%)	7.6603 (-1.69%)
T_Z , К	1681.7	1728.0 (+2.75%)	1770.3 (+5.27%)
T_B , К	862.7	874.1 (+1.32%)	884 (+2.47%)
α	2.19	2.05 (-6.39%)	1.92 (-12.33%)

Дослідження впливу похибки завдання температури залишкових газів T_r на параметри робочого процесу дизеля K6S310DR було виконано на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{II} = 0.7735$ г) і режимі малого навантаження ($n=750$ об/хв, $q_{II} = 0.2$ г). Результати розрахунків наведені в табл. 2.5. В якості базового варіанту прийнятий розрахунок при $n=750$ об/хв, $q_{II} = 0.7735$ г и $T_r=900$ °К.

Аналіз табл. 2.5 показує, що при зміні температури T_r в допустимих діапазонах відбуваються значні зміни основних показників робочого процесу. У зв'язку з цим

необхідно знайти наближену залежність між очікуваною температурою залишкових газів і режимом роботи дизеля по гвинтовій і навантажувальній характеристиці.

2.1.3 Вплив ступеня підігріву повітря о стінки циліндра на параметри робочого процесу дизеля

Дослідження впливу похибки завдання ступеня підігріву повітря об стінки циліндра до початку стиснення на параметри робочого процесу дизеля К6S310DR, було виконано на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{II} = 0.7735$ г). Результати розрахунків наведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.4 – Параметри дизеля К6S310DR при різного ступеня підігріву повітря об стінки циліндра до початку стиснення

Параметр, одиниця виміру	T = 0 °К	T = 10 °К	T = 20 °К
p_i , МПа	0.9033	0.8948 (-0.94%)	0.8864 (-1.87%)
b_i , г/(кВт*год)	184.6	186.3 (+0.92%)	188.1 (+1.90%)
$(dp/d\varphi)_{MAX}$, МПа/° ПКВ	0.1412	0.1393 (-1.35%)	0.1377 (-2.48%)
p_Z , МПа	7.7546	7.7242 (-0.53%)	7.6938 (-1.06%)
T_Z , К	1677.3	1712.1 (+2.07%)	1746.3 (+4.11%)
T_B , К	861.8	870.0 (+0.95%)	879.0 (+2.00%)
α	2.16	2.10 (-2.78%)	2.04 (-5.56%)

Вплив ΔT на розрахункові параметри істотно в зв'язку зі значною зміною коефіцієнта надлишку повітря при згорянні. завдання ΔT для будь-якого двигуна завжди буде дуже орієнтовним. А.А.Ваншейдт [45] на підставі останніх даних дає такі

рекомендації для дизелів: для 4-х тактних одно від 5 до 20 °К, а для 2-х тактних одно від 5 до 15К.

Таким чином, вибираємо $\Delta T=10$ °К для всіх досліджуваних дизелів.

2.1.4 Вплив формули, прийнятої для розрахунку періоду затримки самозаймання, на розрахункові параметри робочого процесу

Результати розрахунків робочого процесу, виконаних на номінальному режимі ($n=500$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г), наведені в табл. 2.7. Обчислення періоду затримки самозаймання τ_i здійснювалося за допомогою формули В.С.Семенова (змінна $KTI = 1$), О.Толстова ($KTI = 2$), Т.Ситке ($KTAI = 3$), О.Пишингера ($KTAI = 4$).

В якості базового прийнятий розрахунок при експериментальному значенні τ_i ($KTAI = 0$). Тому відхилення значень параметрів робочого процесу в процентах обчислені в залежності від значень обчисленого τ_i .

Як видно з табл. 2.7, отримані за різними формулами значення τ_i істотно відрізняються між собою (до 30%). Однак вплив обчислених значень періоду τ_i на певні параметри робочого процесу: середній індикаторний тиск p_i , питома індикаторна витрата палива b_i і індикаторний ККД - порівняно малий (не більше 2-х%). Для більшої достовірності результатів розрахунку робочого процесу при відсутності досвідчених значень τ_i рекомендується провести розрахунки за різними формулами для обчислення періоду затримки самозаймання τ_i , після чого усереднити отримані значення (взяти середнє арифметичне).

2.1.5 Вплив формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки циліндра на розрахункові параметри робочого процесу

Результати розрахунку робочого процесу на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) наведені в табл. 2.8. Обчислення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки циліндра дизеля α_r виконано за формулами В.С.Семенова [131] (змінна $KALG = 0$), Г.Хохеньберга ($KALG = 1$), Г.Эйхельберга ($KALG = 2$), Х.Цапфа ($KALG = 3$), Г.Вошни ($KALG = 4$). В якості базового прийнятий розрахунок по "Семенову".

Аналіз результатів показує, що вибір формули, перш за все, робить дуже великий вплив на сумарну відносну втрату теплоти через днище кришки, втулку циліндра і днище поршня. При розрахунку за формулою Г.Хохенберга і Г.Вошни втрата теплоти в порівнянні з формулами В.С.Семенова зменшилася на 8% від всієї теплоти, внесеної з паливом. Природно, це впливає на підвищення економічності двигуна, тобто збільшення його середнього індикаторного тиску p_i і зниження питомої витрати палива b_i . Однак, зміна p_i і b_i істотно менше, ніж зміна втрат теплоти (приблизно в чотири рази). Пояснюється це збільшенням втрат теплоти з відпрацьованими газами, що побічно підтверджується зростанням температури газів в кінці розширення T_B .

Вплив формули прийнятої для обчислення α_r на максимальний тиск згоряння p_Z , максимальну температуру газів при згорянні T_Z і максимальну швидкість підвищення тиску газів при згорянні $(dp/d\varphi)_{MAX}$ порівняно невелика. Тільки при використанні формули Г. Хохенберга отримано значне відхилення величини $(dp/d\varphi)_{MAX}$ від значень, отриманих при використанні інших формул для обчислення α_r .

Оскільки визначити, яка з формул для обчислення α_r при розрахунку робочого процесу дасть найбільшу достовірність, практично неможливо, тим більше при проектуванні нових двигунів, то в даному випадку рекомендується розрахунки виконати при використанні всіх п'яти формул і розрахункові параметри робочого процесу прийняти методом усереднення.

2.1.6 Вплив ступеня стиснення на параметри робочого процесу

Результати розрахунку робочого процесу на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) наведені в табл. 2.5 В якості базового, прийнятий варіант розрахунку при $\varepsilon = 12$.

Розрахунки підтвердили відоме положення, що при збільшенні ступеня стиснення підвищується економічність, тобто знижується питома індикаторна витрата палива b_i , а при постійній цикловій подачі це призводить до підвищення середнього індикаторного тиску p_i і, отже, індикаторної потужності N_i .

Слід зазначити суттєва зміна p_i і b_i при порівняно малій зміні ступеня стиснення. Так, при зміні ε від 12 до 14, p_i і b_i зменшилася на 3.5%. Таким чином, необхідно прагнути до максимально точному завданням ε в розрахунках робочого процесу.

Таблиця 2.5 – Параметри дизеля К6S310DR при різного ступеня стиснення

Параметр, одиниці виміру	$\varepsilon = 11$	$\varepsilon = 12$	$\varepsilon = 13$	$\varepsilon = 14$
p_i , МПа	0.874 (-1.8%)	0.8908	0.9094 (+2.1%)	0.9228 (+3.6%)
b_i , г/(кВт*год)	190.6 (+1.8%)	187.2	183.3 (-2.1%)	180.7 (-3.5%)
$(dp/d\varphi)_{MAX}$, МПа/° ПКВ	0.1248 (-1.8%)	0.1271	0.150 (+18.3%)	0.1735 (+36%)
p_Z , МПа	7.16 (-8.0%)	7.6059	8.242 (+11.3%)	8.795 (+21.2%)
T_Z , К	1693 (-0.6%)	1703	1711 (+0.5%)	1718 (+0.9%)
T_B , К	875 (+90.6%)	870	864 (-0.7%)	860 (-1.1%)

2.1.7 Вплив кута випередження впорскування палива на розрахункові параметри робочого процесу

Результати розрахунку робочого процесу на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г). В якості базового варіанту прийнятий розрахунок при куті випередження $\varphi_{оп} = 12^\circ$ ПКВ до ВМТ, при цьому період затримки самозаймання τ_i і коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки циліндра α_r обчислювалися за формулою "Семенова", а ступінь стиснення прийнята $\varepsilon = 12$.

При дослідженні дизеля при збільшеному куті випередження від 12 до 16° ПКВ до ВМТ отримана незначна зміна середнього індикаторного тиску p_i (і відповідно N_i) і питомої індикаторної витрати палива b_i і індикаторного ККД. Максимальне відхилення перерахованих параметрів $\pm 1.7\%$.

В середньому незначно (в тих же діапазонах) змінилася і максимальна температура випускних газів і температура газів в кінці розширення (початок випуску відпрацьованих газів з циліндра) T_B . Що стосується показників механічної напруженості: максимального тиску згоряння p_z і максимальної швидкості наростання тиску газів при згорянні $(dp/d\varphi)_{MAX}$, то при збільшенні кута $\varphi_{оп}$ відбувається істотне їх збільшення. Дійсно, при збільшенні кута $\varphi_{оп}$ від 12 до 16° ПКВ до ВМТ показник $(dp/d\varphi)_{MAX}$ зростає на 38% .

2.1.8 Вплив тривалості впорскування палива на параметри робочого процесу

Результати розрахунку робочого процесу на номінальному режимі ($n=750$ об/хв, $q_{ц} = 0.7735$ г) наведені в табл. 2.11. В якості базового варіанту прийнятий розрахунок при $\varphi_{вп} = 30^\circ$ ПКВ, при цьому період затримки самозаймання τ_i і коефіцієнт

тепловіддачі від газів до стінки циліндра α_r обчислені за формулами В.С.Семенова, а ступінь стиснення прийнята рівною 12, кут $\varphi_{оп} = 12^\circ$ ПКВ до ВМТ.

Як видно з табл. 2.11 зі зменшенням тривалості впорскування палива відбувається підвищення економічності (зменшується питома індикаторна витрата палива), що призводить до відповідного зменшення середнього індикаторного тиску p_i

При зменшенні кута $\varphi_{оп}$ с 30 до 24° ПКВ до ВМТ питома індикаторна витрата палива b_i зменшується на 2%.

Зі зменшенням кута $\varphi_{вп}$ підвищується інтенсивність процесу згоряння палива. Навіть при зменшенні кута $\varphi_{вп}$ всього на 2° ПКВ максимальний тиск згоряння p_z зростає на 3.8%, максимальна швидкість наростання тиску газів $(dp/d\varphi)_{MAX}$ - на 26.8 %. Природно, в розглянутому випадку зменшується втрата тепла з відпрацьованими газами, що підтверджується зменшенням температури газів в кінці розширення T_B .

2.2 Синхронізація даних робочого процесу на базі рішення рівняння

$$p'(\varphi) = 0$$

При вирішенні завдання синхронізації використовується метод мінімізації нелінійної n- параметричної функції без використання похідних (Powell-64) [76, 93]. Розрахунок значення ВМТ (рис. 2.1) проводиться виходячи з того, що при відсутності згоряння в циліндрі швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю

$$\frac{dp}{d\varphi_{ВМТ}} = 0$$

У процесі розрахунку алгоритм Powell-64 використовується двічі: спочатку для попередньої оцінки положення ВМТ і потім остаточний розрахунок шляхом моделювання швидкості зміни тиску $dp/d\varphi$.

Алгоритм методу синхронізації. Реальну індикаторну діаграму робочого процесу в циліндрі можна розбити на дві ділянки: ділянку чистого стиснення (до

початку самозаймання) - до точки Pc' і ділянку, що відображає зміну тиску при згорянні і подальше розширення - після точки Pc' .

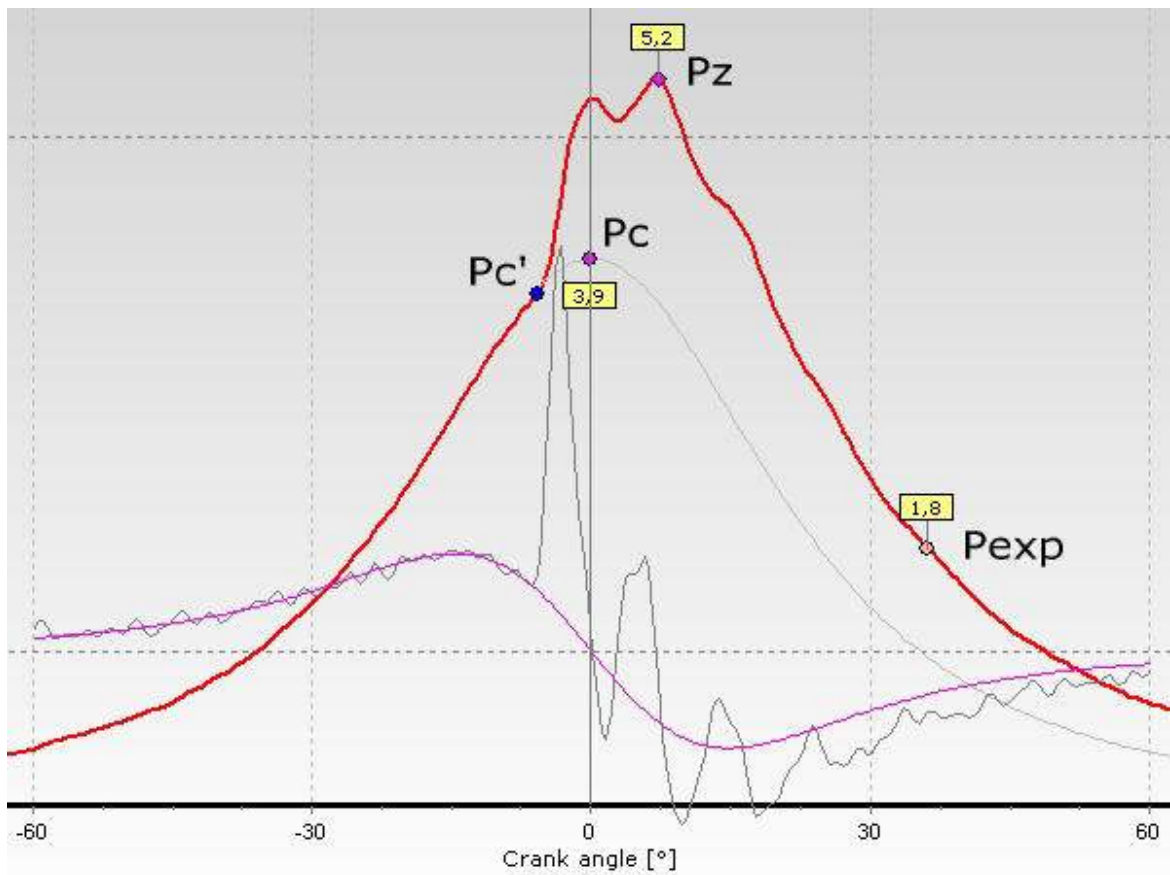


Рис. 2.1 – Моделювання $dp/d\varphi$ на ділянці стиснення

На ділянці стиснення зміна тиску підпорядковується відомому закону – $Pc = Pa \varepsilon^{n_1}$, де ε – ступінь стиснення в циліндрі і n_1 – показник політропи стиснення. Стосовно до поставленого завдання - визначення положення ВМТ - приймаємо значення n_1 постійним (згідно з рекомендаціями [78] для МОД і СОД n_1 приймаємо рівним 1.34-1.37). Подальший аналіз показав, що в задачі визначення ВМТ подібне допущення доречно і наближене середнє значення n_1 в зазначених межах не погіршує якість моделювання $dp/d\varphi$. Якість моделювання $dp/d\varphi$ в значній мірі залежить від рівня шумів на лінії стиснення і від точності визначення точки кінця стиснення Pc' – правої межі ділянки моделювання. Автором був проведений чисельний аналіз індикаторних діаграм, отриманих

різними системами моніторингу робочого процесу: PREMET XL (www.lemag.de), THE DOCTOR (www.denkra.com), MALIN 6000 (www.malin.co.uk). Аналіз показав, що в більшості випадків ставлення «корисний сигнал / шум» настільки велике, що моделювання $dp/d\varphi$ не уявляється можливим. Можна припустити, що саме з цієї причини методи «безфазової синхронізації» не знайшли широкого застосування в вищевказаних системах.

В системі D4.0H за рахунок коротких електричних зв'язків, автономного живлення з повною гальванічною ізоляцією і застосування високоточних АЦП фірми Analog Devices відношення «корисний сигнал / шум» в середньому в 2.5 рази вище, ніж в аналогічних системах. Це дає можливість проводити аналіз реальної кривої $dp/d\varphi$, з достатньою точністю визначати момент початку згоряння, тобто ділянку до P_c – закінчення процесу стиснення і моделювати $dp/d\varphi$ процесу чистого стиснення, базуючись на даних цієї ділянки.

Згідно [78], тиск газів на ділянці чистого стиснення

$$P = P_a \left(\frac{V_a}{V_\varphi} \right)^{n_1}, \quad (2.1)$$

де P_a – тиск на початку стиснення;

$$V_\varphi = V_c + 0.5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_{ш}} - \cos\varphi - \frac{1}{\lambda_{ш}} \sqrt{1 - (\lambda_{ш} \sin\varphi)^2} \right] \quad \text{– поточний обсяг циліндра};$$

$$V_s = V_d(\varepsilon - 1) \quad \text{– обсяг, описуваний повним ходом поршня};$$

$$V_c \quad \text{– обсяг камери стиснення};$$

$$\lambda_{ш} = R_{кр} / L_{ш} = S / 2L_{ш} \quad \text{– відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.}$$

На рис. 2.2 показаний графік швидкості зміни тиску, отриманий за допомогою методів чисельного диференціювання кривої $P(\varphi)$ [56].

Вираз для швидкості зміни тиску на ділянці стиснення можна записати

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot \frac{dV_\varphi}{d\varphi}. \quad (2.2)$$

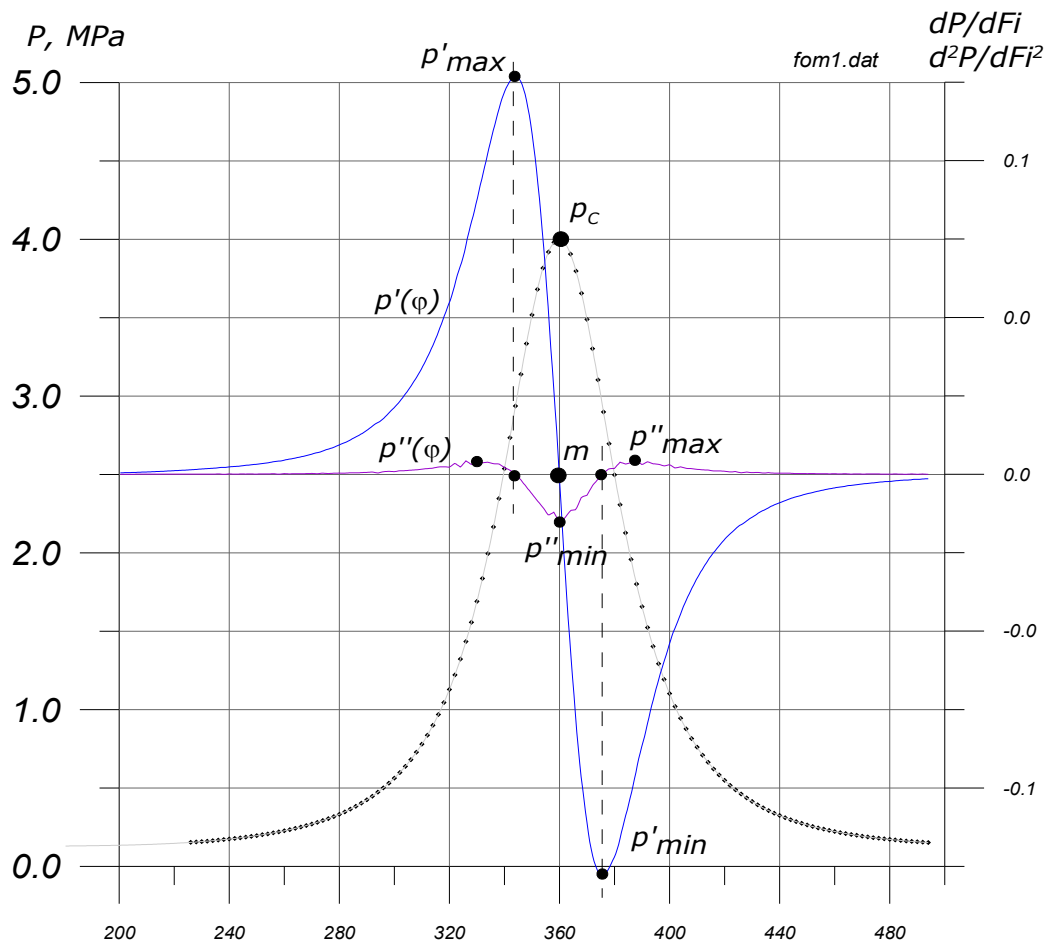


Рис. 2.2 – Графіки $p(\varphi), p'(\varphi), p''(\varphi)$ кривої стиснення-розширення K6S310DR

Після нескладних перетворень остаточно отримаємо

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot 0,5V_s \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_\varphi \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_\varphi^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (2.3)$$

Метод Powell-64 використовувався на етапі мінімізації функціоналу, записаного відповідно до вимог МНК

$$F = \sum_{j=1}^m \left(P'_j - \frac{dP_{comp}}{d\varphi_j} \right)^2 \mapsto \min, \quad (2.4)$$

де m – кількість точок на ділянці до Pc' .

На графіку другої похідної показані контрольні точки, що визначають положення ВМТ (точка m), а також граничні точки для побудови лінійної і синусної моделей. В окремих випадках, пошук коефіцієнтів моделі (3.15) зручніше проводити шляхом пошуку мінімуму другої похідної $P''(\varphi)$. Вираз для розрахунку другої похідної запишемо у вигляді

$$\frac{d^2 P_{comp}}{d\varphi^2} = \frac{d^2 P}{d\varphi^2} = -0.5 P_a V_a^{n_1} n_1 V_S \cdot \left[\frac{\sin \varphi}{V_\varphi^{n_1+1}} + \frac{\lambda_\varphi \sin \varphi \cos \varphi}{V_\varphi^{n_1+1} \sqrt{1 - \lambda_\varphi^2 \sin^2 \varphi}} \right]'. \quad (2.5)$$

Позначимо

$$(A) = 0.5 P_a V_a^{n_1} n_1 V_S = const,$$

$$(B) = \frac{\sin \varphi}{V_\varphi^{n_1+1}},$$

$$(C) = \frac{\lambda_{III} \sin \varphi \cos \varphi}{V_\varphi^{n_1+1} \sqrt{1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi}}.$$

Запишемо вирази для похідних

$$(B)' = \frac{\cos \varphi V_\varphi^{n_1+1} - \sin \varphi (n_1 + 1) V_\varphi^{n_1} [V_\varphi]'}{V_\varphi^{2(n_1+1)}}.$$

Квадрат обсягу $V_\varphi^{2(n_1+1)} > 0$, оскільки $\forall \varphi \in [0, 2\pi]$ обсяг позитивний.

$$(B)' = \frac{\cos \varphi V_\varphi^{n_1+1} - 0.5 V_S \sin \varphi (n_1 + 1) V_\varphi^{n_1} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda_{III} \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi}} \right]'}{V_\varphi^{2(n_1+1)}}.$$

Обмеження $1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi > 0$ враховується

$$\sin^2 \varphi < \frac{1}{\lambda_{III}^2} \Rightarrow \sin \varphi < \frac{1}{\lambda_{III}},$$

де $\lambda_{III} > 0$,

$$(C)' = \lambda_\varphi \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) [V_\varphi^{n_1+1} \sqrt{1 - \lambda_\varphi^2 \sin^2 \varphi}] - \sin \varphi \cos \varphi [V_\varphi^{n_1+1} \sqrt{1 - \lambda_\varphi^2 \sin^2 \varphi}]'}{V_\varphi^{2(n_1+1)} (1 - \lambda_\varphi^2 \sin^2 \varphi)}$$

Повинна бути виконана умова

$$V_{\varphi}^{2(n+1)}(1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi) \neq 0 \quad (2.6)$$

Оскільки обсяг в циліндрі завжди позитивний, нерівність можна скоротити

$$1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi \neq 0,$$

або

$$\lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi \neq 1 \Rightarrow \sin \varphi \neq \frac{1}{\sqrt{\lambda_{III}}} \quad (2.7)$$

Запишемо вираз в квадратних дужках для похідної (C)'

$$\left[V_{\varphi}^{n+1} \sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} \right]' = (n_1 + 1) V_{\varphi}^{n_1} \left[V_{\varphi} \right] \sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} - \lambda_{\varphi}^2 V_{\varphi}^{n+1} \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi}}.$$

З урахуванням похідної в квадратних дужках запишемо вираз для (C)' і

зробимо необхідні дії

$$(C)' = \lambda_{\varphi} \frac{V_{\varphi}^{n+1} \sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} \left(\cos 2\varphi - 0.5 \sin 2\varphi \left[\frac{(n_1 + 1) [V_{\varphi}]'}{V_{\varphi}} - \lambda_{\varphi}^2 \frac{0.5 \sin 2\varphi}{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} \right] \right)}{V_{\varphi}^{2(n+1)} (1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi)}$$

$$(C)' = \lambda_{\varphi} \frac{\cos 2\varphi - 0.5 \sin 2\varphi \left[\frac{(n_1 + 1) [V_{\varphi}]'}{V_{\varphi}} - \lambda_{\varphi}^2 \frac{0.5 \sin 2\varphi}{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} \right]}{V_{\varphi}^{n+1} \sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi}}$$

$$(C)' = \lambda_{\varphi} \frac{\cos 2\varphi - 0.5 \sin 2\varphi \left[0.5 V_s \frac{(n_1 + 1)}{V_{\varphi}} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda_{\varphi} 0.5 \sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi}} \right] - \lambda_{\varphi}^2 \frac{0.5 \sin 2\varphi}{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi} \right]}{V_{\varphi}^{n+1} \sqrt{1 - \lambda_{\varphi}^2 \sin^2 \varphi}}$$

Вираз для розрахунку другої похідної від тиску запишемо у вигляді

$$\frac{d^2 P}{d\varphi^2} = A(B' + C') \quad (2.8)$$

Для випадку аналізу довільного ряду значень тиску, де представлені кілька посліпль записаних в пам'ять робочих циклів, попередню оцінку значень ВМТ (точка m) кожного циклу зручніше проводити шляхом пошуку локальних

мінімумів $\frac{d^2 P}{d\varphi^2} \rightarrow \min$.

Крім того, при розрахунку попередньої синхронізації, в синусоїдальній і лінійній моделях використовуються координати точок В і С, де $B = P'_{MAX}$, а $C = P'_{MIN}$. Ці координати розраховуються як позитивні коріння нелінійного рівняння $\frac{d^2 P}{d\varphi^2} = 0$, де область визначення коренів

$$\varphi \in [2\pi - \Delta\varphi, 2\pi + \Delta\varphi], \quad (2.9)$$

де $\Delta\varphi \leq 20^\circ$ ПКВ.

Для визначення лівої межі в попередній синхронізації по синусоїдальній моделі використовується ліва координата максимуму другої похідної. У цьому випадку проводиться пошук локального максимуму $\frac{d^2 P}{d\varphi^2} \rightarrow \min$ на області визначення значень кутів φ

$$\varphi \in [2\pi - \Delta\varphi, 2\pi], \quad (2.10)$$

де $\Delta\varphi \leq 30^\circ$ ПКВ.

В кінцевому підсумку уточнювалися чисельні значення коефіцієнтів $\frac{dP_{comp}}{d\varphi}$, розраховані за записаним точкам ділянки кривої швидкості зміни тиску до початку згоряння і уточнювалося справжнє значення ВМТ як кут, при якому швидкість зміни тиску дорівнює нулю.

У всіх випадках, де проводився пошук локальних мінімумів і максимум нелінійних функцій від одного і більше змінних, використовувався метод мінімізації по зв'язаних напрямках, що не використовує похідні - метод Powell-64. Алгоритм методу Powell-64 виявився стійким, навіть для випадку 7% «зашумленість» даних (оцінка рівня шумів для даних, отриманих системою D4.0H «корисний сигнал / шум»). Незважаючи на те, що, по суті це метод пошуку з умовним закінченням ітерацій, вдалося сформулювати такі початкові умови, при яких загальний час виконання завдання синхронізації виявилось прийнятно малим (одиниці секунд) для більшості сучасних ПЕОМ.

Алгоритм програмно синхронізацією даних робочого процесу був розроблений і вперше застосований в переносних системах DEPAS 2.27 в 1996 році [58]. З цього часу PLS-алгоритм був модифікований і вдосконалений на основі аналізу великої кількості накопичених матеріалів і пройшов тривале тестування на різних типах дизелів. Остання модифікація алгоритму, описаного в даному розділі, отримала назву PLS-алгоритм («PhaseLess Synchronization algorithm»).

Накопичений автором досвід роботи в області моніторингу робочого процесу ДВЗ дозволяє стверджувати наступне: використання PLS-алгоритму при практичному індиціюванні ДВЗ більш переважно з таких міркувань:

1) автоматичний облік похибок визначення ВМТ

(Установка фазового датчика і маркування маховика виконуються на зупиненому двигуні. Під час роботи дизеля ВМТ зміщується через скручування колінчастого вала, пропорційно навантаженню збільшується на далеких від маховика циліндрах; через крутильні коливання; зазорів в КШМ і інших чинників, які неможливо врахувати в «статистиці»):

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив скручування колінчастого вала на навантаженому двигуні;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив невідповідності між справжнім станом ВМТ і маркування на маховику, що виникає внаслідок можливої не точною маркування маховика, впливу зазорів в деталях КШМ і інших експлуатаційних факторів;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);

2) можливість виконувати індиціювання без попередньої підготовки двигуна (під час роботи з системами моніторингу робочого процесу, що використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина налаштування системи - установка фазового датчика і маркування маховика).

- в разі застосування PLS-алгоритму відсутні тимчасові і фінансові витрати на установку фазових датчиків;
- застосування PLS-алгоритму дозволяє виконувати індиціювання дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації без примусової зміни режиму його роботи і без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних;
- PLS-алгоритм дозволяє створити універсальну переносну малогабаритну систему діагностичного контролю робочого процесу [77].

2.3 Синхронізація даних робочого процесу на базі дослідження моделі процесу стиснення-розширення в циліндрі

В першу чергу досліджено можливості синхронізації індикаторних діаграм, тобто переведення діаграм із функції часу до функції за кутом повороту колінчастого вала $p(t) \rightarrow p(\varphi)$. Звичайно, ця задача розв'язується за допомогою незалежних від робочого процесу сигналів від фазового датчика на маховику двигуна. Відомо, що точність “фазової” синхронізації змінюється в залежності від режимів роботи двигуна за рахунок скручування колінчастого вала, крутильних коливань і люфтів у вузлах кінематичного комплексу. Крім того, жорстка прив'язка до маховика виключає можливість оперативної діагностики робочого процесу довільного дизеля в умовах експлуатації.

Для розв'язання проблеми синхронізації робочого процесу досліджено три моделі процесу стиснення-розширення в циліндрі:

$$1 - p(\varphi) = p_c / [1 + k(\varphi - m)^2] - \text{“локон Аньєзи”};$$

$$2 - p(\varphi) = p_c e^{-k(\varphi - m)^2} - \text{показова функція};$$

$$3 - p(\varphi) = A_1 [1 + k_1(\varphi - m)^2] + A_2 e^{-k_2(\varphi - m)^2} - \text{функція}.$$

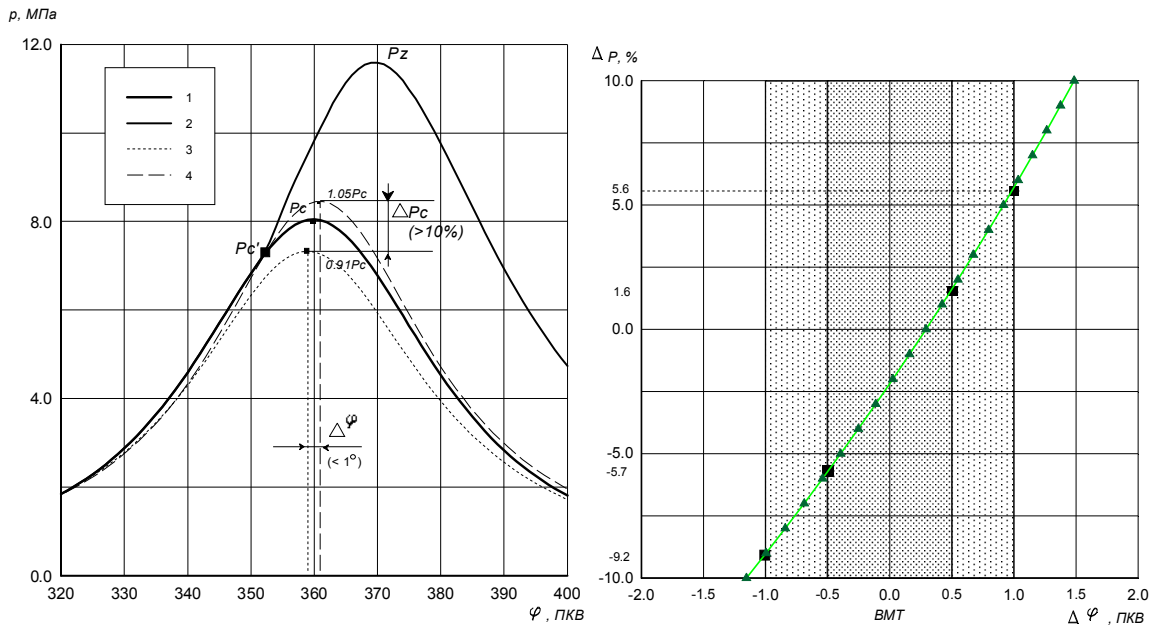


Рис. 2.3 – Алгоритм та аналіз погрішності визначення ВМТ.

Визначення коефіцієнтів моделей у загальному випадку здійснювалося за допомогою модифікованого методу Powell64. Для порівняння ефективності моделей оцінювалися такі показники: значення цільової функції у точці мінімуму, відхилення абсциси й ординати максимуму моделі від відповідних значень максимуму вхідного процесу, кількість ітерацій методу Powell64 і витрачений на це машинний час. З'ясувалося, що при загальних допущеннях про рівномірність робочого процесу модель №3 найбільш точно описує вихідний процес із погляду мінімуму цільової функції. Проте, якщо постановка задачі обмежується завданою точністю визначення абсциси максимуму (ВМТ) при мінімумі витраченого машинного часу, то в цьому випадку модель 1 є більш бажаною. Сформулювавши цільову функцію моделювання у вигляді

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^l \gamma_j \left[\frac{p_j}{P(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min, \text{ вдалося провести декілька етапів визначення}$$

коефіцієнтів моделі 1 в аналітичній формі, значно скоротивши тим самим необхідний для остаточного розрахунку машинний час. Остаточне рівняння від $m \rightarrow \text{ВМТ}$ розв'язується чисельним методом:

$$[cb]/[db]=[c]/[d], \tag{2.11}$$

$$\text{де } a_j = p_j / p_c; b_j = (\varphi_j - m); d_j = \bar{\gamma}_j a_j^2 b_j^3; c_j = \bar{\gamma}_j a_j b_j (1 - a_j).$$

Основна властивість моделі 1 полягає в тому, що розрахункове значення коефіцієнта m (координата ВМТ) дещо відрізняється від істинного ВМТ при завданні досить грубого (з погрішністю 5-8%) початкового значення величини P_c (рис. 2.3).

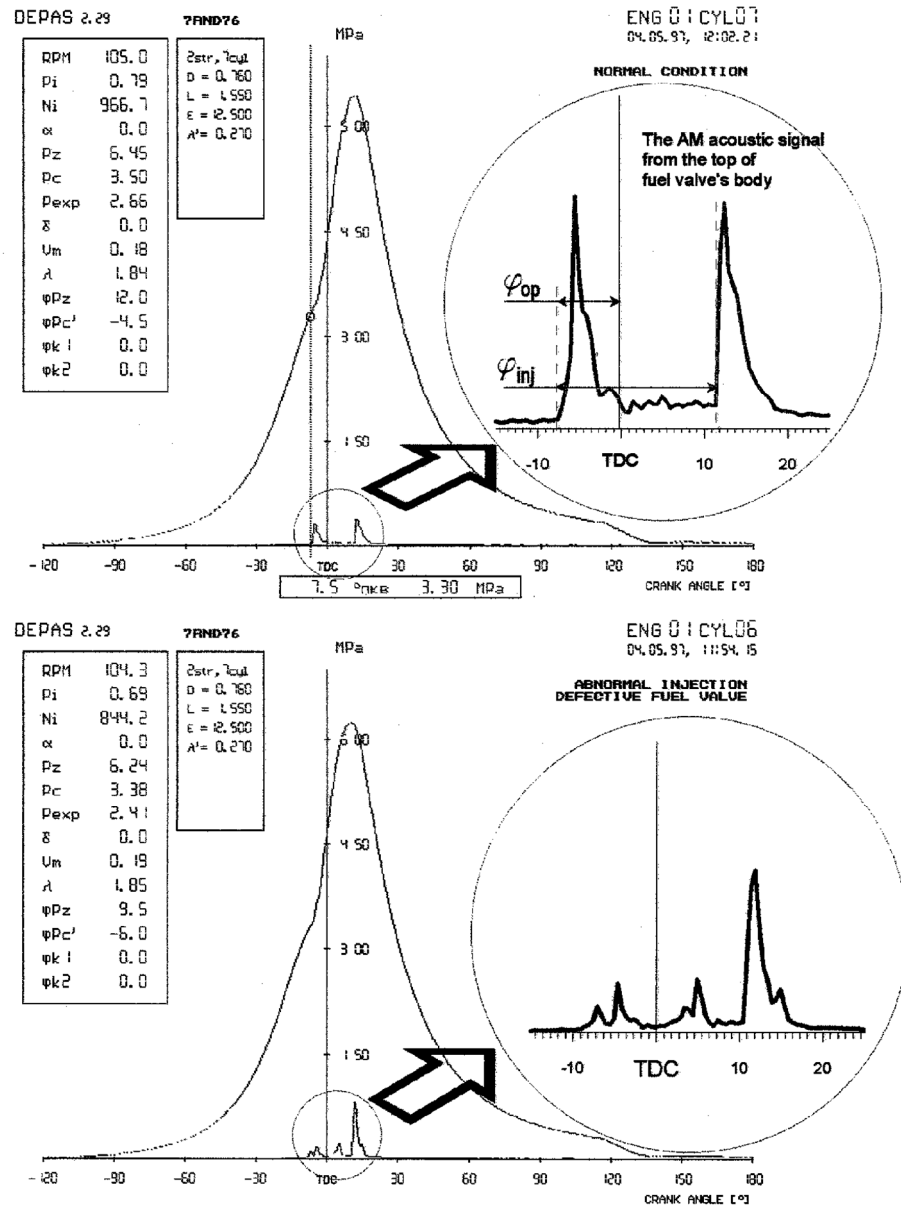
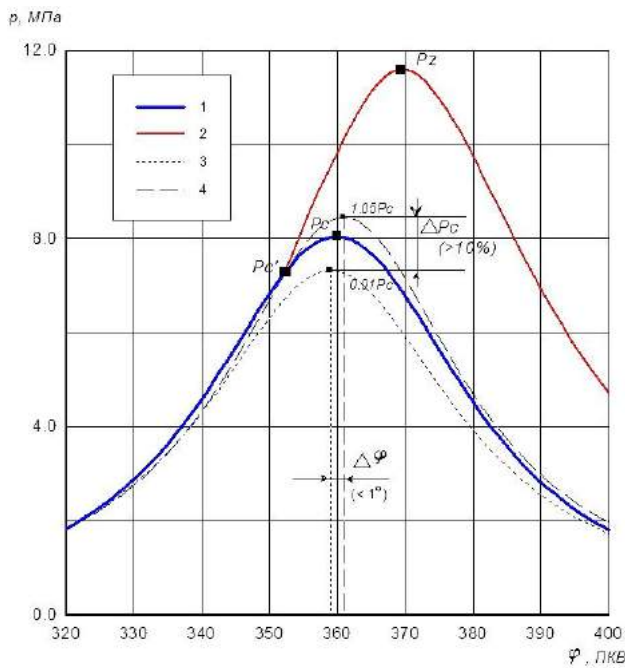


Рис. 2.4 – Фотографія протоколу роботи системи моніторингу робочого процесу дизеля K6S310DR. Приклад виявлення дефектної форсунки.

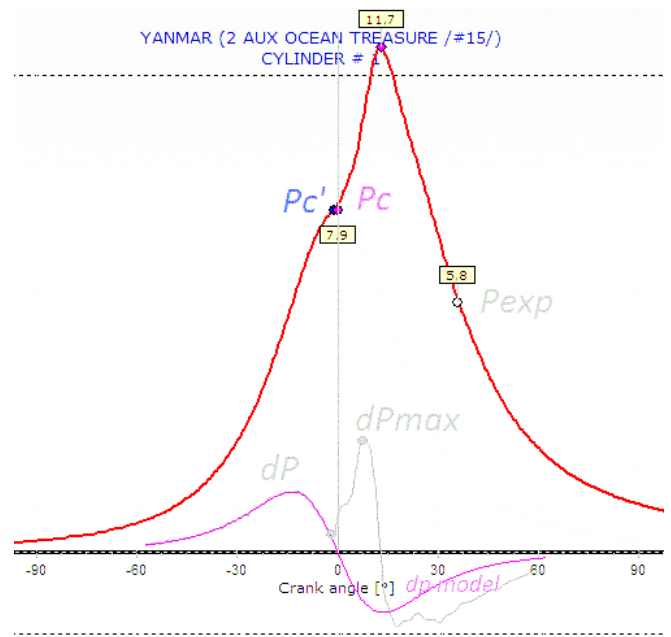
На підставі проведених досліджень розроблено алгоритми функціонування й програму системи моніторингу робочого процесу. Також розроблено спеціальний графічний інтерфейс системи. Для управління базами даних використано резидентний драйвер `btrieve record manager 6.1` і розроблено спеціальний модуль для управління драйвером у режимі `DOS PROTECTED MODE DPMI`, в якому функціонує система. Режим `DPMI` вибрано як основний режим роботи системи моніторингу робочого процесу, в зв'язку з необхідністю обробки великих масивів даних, зручністю налагодження програми і зняттям обмежень `DOS Real Mode` на розмір оперативної пам'яті комп'ютера.

На рис. 2.4 наведено протокол роботи системи моніторингу й розрахунку робочого процесу суднового малообертового дизеля. Оскільки система дозволяє здійснювати порівняння робочих режимів у довільному порядку (з бази даних, представленої в хронологічному порядку), можна наочно продемонструвати режим перевантаження двигуна за окремими циліндрами, визначити дефекти паливної апаратури й механізму газорозподілу.

Під час випробувань ТД, використання апаратної синхронізації даних важко, а часом і неможливо, у зв'язку з вимогами неруйнівного контролю і через брак часу. У зв'язку з цим в даній роботі використана модифікована методика аналітичної синхронізації, яка об'єднує переваги методу аналізу першої похідної кривої тиску в циліндрі від кута повороту колінчастого вала (ПКВ) $dp/d\varphi$ і моделювання кривої стиснення розширення за допомогою функції Аньезі.



a) модель "Аньєзі "



b) модель $dP/d\varphi = 0$

Рис. 2.5 – Дві моделі алгоритмічної синхронізації даних моніторингу ТД

Перший метод алгоритмічної синхронізації, заснований на моделюванні ділянки стиснення функцією типу «Аньєзі» (рис. 2.5а)

$$P(\varphi) = \frac{P_c}{1 + k(\varphi - m)^2}, \quad (2.12)$$

де k і m – коефіцієнти, які визначаються в результаті мінімізації функціоналу з незалежної змінної φ_j , де індекс j змінюється від 1 до l

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^l \left[\frac{P_j}{P(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min \quad (2.13)$$

Вводити ваговий коефіцієнт для посилення впливу точок, що знаходяться поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ) немає необхідності, тому що ця область буде більш значущою виходячи з характеру самої функції Аньєзі.

Мінімізація функціоналу \bar{F} здійснюється, виходячи з умови одночасної рівності нулю частинних похідних

$$\left\{ \frac{\partial F}{\partial k} = 0; \frac{\partial F}{\partial m} = 0; \frac{\partial F}{\partial P_c} = 0 \right\}$$

Система, де значення m - координата ВМТ поршня, вирішується до певного етапу в аналітичній формі. Остаточне рівняння від m є трансцендентним і вирішується чисельним методом. Суми від 1 до l позначимо квадратними дужками:

$$\left\{ \begin{array}{l} [cb]/[db]=[c]/[d] \\ p_c = \frac{[p_j^2 e_j^2]}{[p_j e_j]} \end{array} \right\}, \quad (A)$$

$$\text{де } a_j = p_j/p_c; b_j = (\varphi_j - m); d_j = a_j^2 b_j^3; c_j = a_j b_j (1 - a_j);$$

$$e_j = \bar{\gamma}_j (1 + k(\varphi_j - m)^2);$$

Основна властивість моделі "Аньезі" полягає в тому, що розрахункове значення коефіцієнта m (координата ВМТ) незначно відрізняється від істинного ВМТ при завданні початкового значення величини P_c з похибкою до 8% .

Метод алгоритмічної синхронізації, заснований на базі рішення рівняння $P'(\varphi) = 0$, проводиться виходячи з того, що за відсутності згоряння в циліндрі швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю (рис. 2.5b)

$$\frac{dP}{d\varphi_{\text{ВМТ}}} = 0.$$

У процесі розрахунку алгоритму мінімізації методом найменших квадратів (МНК) функціоналу використовується двічі: спочатку для попередньої оцінки положення ВМТ (лінійна або синусоїдальна модель) і згодом остаточний розрахунок шляхом моделювання швидкості зміни тиску $dp/d\varphi$ виходячи з рівняння стиснення:

$$\left\{ \begin{array}{l} P = P_a \varepsilon^{n_1} \\ V_\varphi = V_c + 0,5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_{III}} - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda_{III}} \sqrt{1 - (\lambda_{III} \sin \varphi)^2} \right] \end{array} \right\},$$

де P_a - тиск на початку стиснення; V_φ - поточний обсяг циліндра;
 $V_s = V_c (\varepsilon - 1)$ - обсяг, описуваний повним ходом поршня;

V_c – обсяг камери стиснення; $\lambda_{III} = R_{KP} / L_{III} = S / (2 \cdot L_{III})$ – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна.

Розрахункове вираження для швидкості зміни тиску на ділянці стиснення:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot 0,5 V_S \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{III} \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (B)$$

Система (А) і рівняння (В) вирішуються в ітераційному циклі, причому спочатку використовується властивість (А) незначного впливу першого наближення P_c на координату m (ВМТ).

Визначення глобального мінімуму можлива тільки після попереднього визначення ВМТ, яка використовується для завдання умови в процедурі мінімізації функціоналу \bar{F} . Без завдання точних початкових умов процедура мінімізації може закінчитися в локальному мінімумі функціоналу \bar{F} і при цьому не буде забезпечена необхідна якість моделювання (похибка визначення ВМТ складе від 3 до 5° ПКВ, що є неприпустимим).

Використання модифікованого алгоритму при діагностуванні ТД дозволяє визначати ВМТ з точністю до 0,5° ПКВ і переважно з таких міркувань:

1) автоматичний облік різнорідних похибок визначення ВМТ під навантаженням ТД (встановлення фазового датчика і маркування маховика виконуються на зупиненому двигуні. Під час роботи дизеля ВМТ зміщується через транспортну затримку сигналу тиску від центру циліндра до мембрани датчика по каналу індикаторного крана; скручування колінчастого вала, пропорційно навантаженню і збільшується на далеких від маховика циліндрах; через крутильні коливання; зазорів в КШМ і інших чинників, які неможливо врахувати в «статичі»):

2) можливість виконувати індиціювання без попередньої підготовки дизеля (під час діагностики дизеля в судових умовах або в умовах реостатних випробувань системами діагностування, що використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина налаштування системи - установка фазового датчика і маркування маховика).

Застосування вдосконаленого автором методу аналітичної синхронізації виключає часові та фінансові витрати на встановлення фазових датчиків. Розрахунковий метод дозволяє виконувати індиціювання дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації без примусової зміни режиму його роботи і без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних. Аналітична синхронізація дозволяє створити універсальну систему оперативного діагностичного контролю робочого процесу.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR

3.1 Розробка математичної моделі транспортного дизеля K6S310DR

У цьому розділі наведено відомості як створити і запустити модель 6-циліндрового дизельного двигуна з турбонагнітачем зі швидкістю 2500 об / хв.

Попередня структура проекту

Для подальшої обробки і, зокрема, для підтримки наборів і випадків на діаграмі IMPRESS, файли результатів повинні завантажуватися з певної структури проекту (в нижньому регістрі).

Спочатку створюємо каталог проекту, а потім каталог клієнта, в якому зберігається модель. Каталоги результатів і файли створюються автоматично.

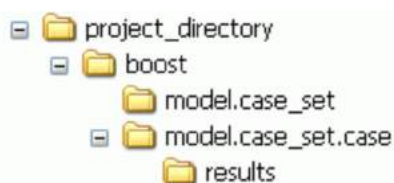


Рис. 3.1 – Структура проекту

Дизайн моделі

Модель може бути спроектована, спочатку поміщаючи елементи в робочу зону, а потім поєднуючи їх з трубами. В якості альтернативи елементи можуть бути розміщені в необхідному порядку.

Ця модель складається з наступних елементів:

- циліндри C
- двигун E
- турбонагнітач TC
- повітряний охолоджувач CO
- пленуму PL
- системні кордону SB

- інтервал моделювання
- кінець моделювання 10800 град.
- дискретизація просторових труб
- розмір кроку моделювання 1 град

Примітка. При включенні елемента двигуна додаток без двигуна відключається.

Налаштування класичних видів. Натисніть на папку підкатегорії «Класичний вид» і введіть наступні дані:

Стандартне паливо: дизельне паливо

Нижня теплотворна здатність: 42800 кДж / кг

Стехіометричне співвідношення П/П: 14,7

Властивості газу: за замовчуванням

Ініціалізація. Натисніть на папку підсистеми ініціалізації і виберіть коефіцієнт «A / F» для коефіцієнта. Виберіть «Додати набір» і введіть наступні дані в поля введення.

Таблиця 3.1

	Тиск (бар)	Температура газу (°C)	Пари палива	Продукти згорання	Співвідношення П/П
1	2,6	66,85	0	0	14,7
2	2,4	596,85	0	0,5413793	14,7

Перезапуск управління. Натисніть на папку підгрупи Restart Control для доступу до полів введення. Виберіть «Спеціальний інтервал» в спадному меню «Restart File Saving Interval» і введіть 0 град для збереження інтервалу

Контроль вихідних даних. Натисніть на папку підгрупи Output Control і введіть 3 град для збереження інтервалу. Натисніть «ОК».

Вхідні дані елемента. Вибираємо елемент, що відображається, правою кнопкою миші і вибираємо «Властивості» в підміню, щоб відкрити вікно введення відповідних даних двигун.

Натискаємо на елемент «Engine», щоб відкрити наступне вікно:

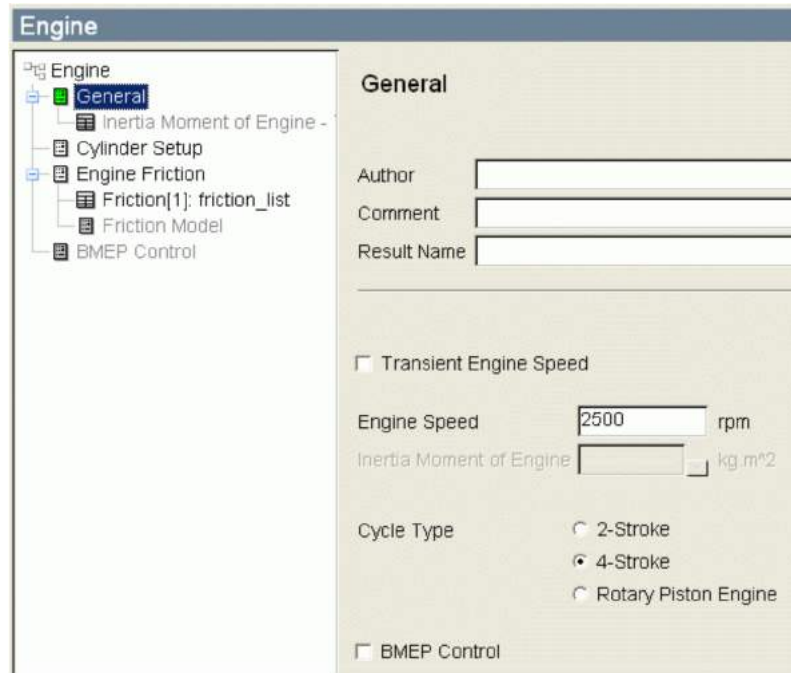


Рис. 3.3– Двигун - загальне вікно

Введіть 2500 об / хв для «швидкості двигуна»

Циліндр - налаштування

Натисніть на папку підкатегорії «Cylinder Setup», щоб відкрити наступне вікно і ввести показані значення.

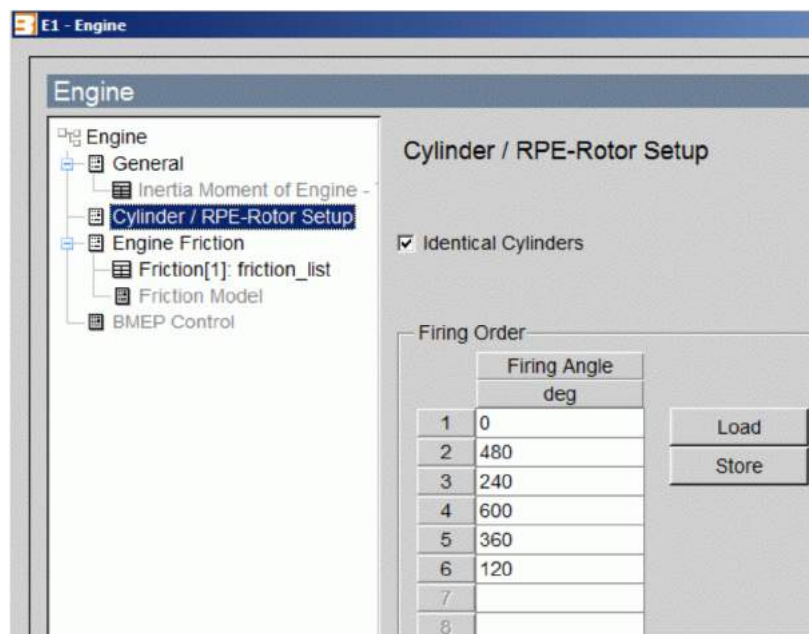


Рис. 3.4 – Двигун - вікно настройки циліндра

Тертя в двигуні. В папці підгрупи двигуна тертя таблиця обрана за замовчуванням. Натискаємо на папку підгрупи двигунів тертя: friction_list і вводимо наступні дані:

ВМЕР: 15 бар

Таблиця 3.2

Обороти двигуна (X), хв ⁻¹	Середній показник тиску (Y), бар
800	0.7
2700	2.5

Циліндр. Дані для циліндра вказані в наступній таблиці. Натискаємо на номер циліндра, щоб отримати доступ до полів введення.

Натискаємо на загальну папку підгрупи і введіть наступні дані:

- діаметр отвору: 100 мм;
- хід поршня: 130 мм;
- коефіцієнт стиснення: 18;
- довжина стержня: 220 мм;
- зсув поршня: 0 мм;
- ефективний удар по зазору: 0;
- середній тиск картера: 1 бар;
- модель продувки: ідеальне змішування.

Ініціалізація. Натискаємо на папку підсистеми ініціалізації, щоб ввести такі дані:

- початкові умови при ЕО (відкриття випускного клапана);
- тиск: 4,5 бар;
- температура: 726,85 °С;
- вихідний газовий склад;
- тип відносини: ставлення A / F;
- співвідношення: 14,7;
- паливних парів: 0;
- відпрацьовані гази: 0,628

Згоряння. Натискаємо на папку підгрупи Combustion. Виберіть Vibe з меню, що випадає для відпустки тепла і введіть 0.0001 кг для маси / циклу палива. Натискаємо на папку підгрупи Vibe і введіть наступні дані:

- початок горіння: 714 град;
- тривалість горіння: 75 град;
- яка формує параметр m: 0.85;
- параметр a: 6.9.

Теплопередачі. Натискаємо на папку підгрупи теплопередачі і введіть наступні дані:

- циліндр: Woschni тисяча дев'ятсот сімдесят вісім;
- порти: немає;
- поршень;
- площа поверхні: 14000 мм²;
- температура стінки: 276,85 град;
- коефіцієнт калібрування поршня: 1;
- кришка циліндра;
- площа: 11000 мм²;
- температура стінки: 246,85 °C;
- головний калібрувальний коефіцієнт: 1;
- площа поверхні: 500 мм² (поршень при ВМТ);
- температура стінки: 176,85 ° C (поршень при ВМТ);
- температура на стінці: 86,85 ° C (поршень при НМТ);
- лінійний калібрувальний коефіцієнт: 1;
- система згоряння DI;
- циліндричний коефіцієнт завихрення: 1,9.

Технічні характеристики клапана. Натисніть на папку VPS: Pipe 4 Intake sub-group і потім натисніть «Valve Controlled», щоб отримати доступ до наступних полях введення:

- внутрішнє сідло клапана - діаметр 41 мм;
- зазор клапана 0,3 мм;

- масштабний коефіцієнт для ефф. потік 1.

Натисніть «Крива підйому» і введіть відповідні дані:

- маніпуляція специфікаціями;
- відкриття клапана 310 градусів;
- довжина камери 310 град;
- приріст 10 град.

Зверніться до наступної таблиці для вхідних даних підйому кривошипа і підйому клапана для кривої підйому впускний труби 4.

Натисніть «Коефіцієнт потоку» і введіть відповідні дані:

- співвідношення тисків 0,99;
- ефективний підйом клапана.

Зверніться до наступної таблиці для вхідних даних клапана підйому і потоку для коефіцієнта витрати впускного трубопроводу 4.

Натисніть на папку VPS: Pipe 11 Exhaust sub-group і потім оберіть Valve Controlled для доступу до наступних полях введення:

- внутрішнє сідло клапана діаметр 39 мм;
- зазор клапана 0,4 мм;
- масштабний коефіцієнт для Eff. потік 1.

натисніть «Крива підйому» і введіть відповідні дані:

- маніпуляція специфікаціями;
- відкриття клапана 82 град;
- довжина кулачка 340 град;
- приріст 10 град.

Зверніться до наступної таблиці для вхідних даних підйому кривошипа і підйому клапана для кривої підйому витяжної труби 11.

Натисніть «Коефіцієнт потоку» і введіть відповідні дані:

- співвідношення тисків 0,99;
- обрано ефективний клапан.

Зверніться до наступної таблиці для вхідних даних клапана підйому і потоку для коефіцієнта витрати потоку вихлопних труб 11.

Таблиця 3.3

Впускная труба 4				Вихлопна труба 11			
Крива підйому		Коефіцієнт потоку		Крива підйому		Коефіцієнт потоку а	
кут повороту (X) градус	підйом клапана (Y) мм	підйом клапана (X) мм	коефіцієнт потоку (Y)	кут повороту (X) градус	підйом клапана (Y) мм	підйом клапана (X) мм	коефіцієнт потоку (Y)
310	0	0	0	82	0	0	0
320	0.04	1	0.085	92	0.03	1	0.095
330	0.14	2	0.155	102	0.14	2	0.183
340	0.26	3	0.22	112	0.26	3	0.25
350	0.45	4	0.285	122	0.38	4	0.33
360	1.02	5	0.345	132	0.56	5	0.393
370	2.16	6	0.4	142	1.13	6	0.47
380	3.7	7	0.438	152	2.25	7	0.53
390	5.31	8	0.465	162	3.76	8	0.603
400	6.81	9	0.485	172	5.38	9	0.65
410	8.11	10	0.497	182	6.9	10	0.69
420	9.21	11	0.5	192	8.26	11	0.71
430	10.08	12	0.505	202	9.42	12	0.735
440	10,72			212	10,36		
450	11,113			222	11,09		
460	11,3			232	11,61		
470	11,23			242	11,9		
480	10,91			252	11,96		
490	10,37			262	11,81		
500	9,58			272	11,43		
510	8,58			282	10,83		
520	7,35			292	10,01		
530	5,93			302	8,98		
540	4,35			312	7,74		
550	2,75			322	6,31		
560	1,41			332	4,74		
570	0,61			342	3,13		
580	0,31			352	1,74		
590	0,19			362	0,84		
600	0,07			372	0,46		
610	0,01			382	0,03		
620	0			392	0,21		
				402	0,09		
				412	0,01		
				422	0		

Охолоджувач повітря. Нижче наведені дані для повітряного охолоджувача. Натисніть на номер повітряного охолоджувача, щоб отримати доступ до полів введення.

Натисніть на загальну папку підгрупи і введіть наступні дані:

- геометричні властивості;
- загальний обсяг повітряного охолоджувача: 10 (л);
- обсяг впускного колектора: 3 (л);
- обсяг вихідного колектора: 3 (л);
- довжина охолоджуючого сердечника: 600 мм.

властивості газу:

- масова витрата 0,333 кг / с;
- падіння цільового тиску 5000 Па;
- цільова температура на виході 340 К;
- температура повітря на вході 415 К;
- тиск на вході 260000 Па;
- температура охолоджуючої рідини 298 К.

Коефіцієнти потоку

Натисніть на папку підгрупи потоків і введіть наступні дані:

Подача труби 2	Відведення труби 2	Труба 3 Приток	Відведення труби 3
1	1	1	1

Турбокомпресор. Нижче наведені дані для турбонагнітача. Натисніть на номер турбонагнітача, щоб отримати доступ до полів введення.

Загальні. Натисніть на папку «Загальна підгрупа» і виберіть тип розрахунку:

Тип розрахунку: Спрощена модель

Спрощена модель. Оберіть папку підгрупи спрощеної моделі і введіть наступні дані:

- розрахунковий режим: розрахунок компонування турбіни;
- турбонагнітач загальна ефективність 0,54;
- ефективність компресора 0,79;
- механічна ефективність 0,98;
- коефіцієнт стиснення компресора 2.6;

- коефіцієнт витрати на вході 0,15 перешкод.

Граничні системи. Дані для кожного кордону системи перераховані в наступній таблиці. Дані можуть бути скопійовані з одного кордону системи іншим шляхом вибору елемента - Копіювання даних. Натисніть на номер кордону системи, щоб отримати доступ до полів введення.

Граничні умови. Натисніть на папку підгрупи граничних умов і введіть наступні дані:

Виберіть локальні граничні умови.

Таблиця 3.4

	Перевагу	Тиск (Па)	Температура газу (К)	Тип відносини	Співвідношення
SB 1	Набор 1	100000	298	Співвідношення повітря / паливо	10000
SB 2	Набор 1	100000	780	Співвідношення повітря / паливо	28

Коефіцієнти потоку. Натисніть на папку підгрупи потоків і введіть наступні дані:

SB 1	подача труби 1	0.95	відвід труби 1	0.95
SB 2	подача труби 18	0.75	відвід труби 18	0.75

Пленум. Дані для пленумів наведені в наступній таблиці. Дані можуть бути скопійовані з одного пленуму на інші, вибравши «Елемент» «Копіювати дані». Натисніть на відповідний номер пленуму, щоб отримати доступ до полів введення.

Натисніть на папку «Загальна підгрупа» і введіть тому для кожного пленуму. Оберіть папку «Ініціалізація» і виберіть «Налаштування ініціалізації». Потім виберіть відповідний набір у спадному меню «Налаштування».

Таблиця 3.5

	Об`єм (л)	Ініціалізація
Пленум 1	6	Набор 1
Пленум 2	0,3	Набор 2
Пленум 3	0,3	Набор 3

Натисніть на папку підгрупи потоків і введіть наступні дані:

Таблиця 3.6 – Коефіцієнти потоку

Пленум 1	Труба 3 приток	0,95	Труба 3 приток	0,95
	Труба 4 приток	0,9	Труба 4 приток	0,9
	Труба 5 приток	0,9	Труба 5 приток	0,9
	Труба 6 приток	0,9	Труба 6 приток	0,9
	Труба 7 приток	0,9	Труба 7 приток	0,9
	Труба 8 приток	0,9	Труба 8 приток	0,9
	Труба 9 приток	0,9	Труба 9 приток	0,9
Пленум 2	Труба 10 приток	0,9	Труба 10 приток	0,9
	Труба 11 приток	0,9	Труба 11 приток	0,9
	Труба 12 приток	0,9	Труба 12 приток	0,9
	Труба 16 приток	0,95	Труба 16 приток	0,95
Пленум 3	Труба 13 приток	0,9	Труба 13 приток	0,9
	Труба 14 приток	0,9	Труба 14 приток	0,9
	Труба 15 приток	0,9	Труба 15 приток	0,9
	Труба 17 приток	0,95	Труба 17 приток	0,95

Труби. Дані для кожного каналу перераховані в наступних таблицях. Дані можуть бути скопійовані з однієї труби до інших шляхом вибору «Елемент» «Копіювання даних». Натисніть на номер відповідного каналу, щоб отримати доступ до полів введення. Глобальна ініціалізація використовується для труб 3-17, а для труб 1, 2 і 18 використовується локальна ініціалізація.

Натисніть на загальну папку підгрупи і введіть наступні дані для кожного каналу. Використовується радіус вигину за замовчуванням (100000 мм). У підсистемі «Ініціалізація» виберіть «Глобальна ініціалізація», а потім виберіть потрібний профіль в спадному меню «Уподобання».

Таблиця 3.7

	Довжина труби (мм)	Діаметр (мм)	Коефіцієнт тертя	Коефіцієнт тепловіддачі	Температура стінки (К)	Ініціалізація
Труба 1	400	85	0.02	1	298	Дивись нижче
Труба 2	800	85	0.02	1	350	Дивись нижче
Труба 3	800	85	0.02	1	320	Набор 1
Трубы 4-9	700	ТАБЛИЦЯ	0.02	1	ТАБЛИЦЯ	Набор 1
Труба 10	250	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 11	300	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 12	300	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 13	250	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 14	300	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 15	300	38	0.02	1	500	Набор 2
Труба 16	300	40	0.02	1	470	Набор 2
Труба 17	600	40	0.02	1	470	Набор 2
Труба 18	1500	100	0.02	1	450	Дивись нижче

Дані про діаметрі і при температурі стінки для труб 4 - 9 наведені в наступній таблиці. Виберіть кнопку «Таблиця», яка з'являється в поле введення, щоб відкрити вікно введення. Виберіть «Вставити рядок», щоб активувати поля введення.

Таблиця 3.8

	Діаметр			Температура стінок	
	Розташування X (мм)	Діаметр (мм)	Y	Розташування X (мм)	Температура стінок Y (К)
Трубы 4-9	0	55		0	320
	100	44		580	320
	580	38		700	400
	700	41			

Ініціалізація. Для наступних труб виберіть «Локальна ініціалізація» і введіть дані:

	Вибір	Тиск (Па)	Температура газу (К)	Тип відношення	Співвідношення
Труба 1	Набор 1	100000	298	Співвідношення повітря / паливо	10000
Труба 2	Набор 1	260000	415	Співвідношення повітря / паливо	10000
Труба 18	Набор 1	1050000	780	Співвідношення повітря / паливо	28

Точка вимірювання. Дані для точок вимірювання перераховані в наступній таблиці. Дані можна копіювати з однієї точки вимірювання в інші, вибравши «Елемент» «Копіювати дані». Натисніть на відповідний номер точки вимірювання, щоб отримати доступ до полів введення.

Натисніть на загальну папку підгрупи і введіть наступні дані:

	Розташування вимірювальної точки від верхнього кінця труби (мм)	Вихідний обсяг
Точка вимірювання 1	400	Розширений
Точка вимірювання 2	800	Розширений
Точка вимірювання 3	800	Розширений
Точка вимірювання 4	700	Розширений
Точка вимірювання 5	0	Розширений
Точка вимірювання 6	300	Розширений
Точка вимірювання 7	600	Розширений
Точка вимірювання 8	0	Розширений

Запустити симуляцію. Виберіть «Імітація запуску», а потім виберіть потрібний випадок і завдання для запуску. Виберіть «Виконати», щоб запустити симуляцію.

Відкриється вікно, в якому дається огляд стану симуляції. Обераємо по рядку бажаного моделювання, щоб отримати детальнішу інформацію про симуляції прогоні, створюваному ядром моделювання. Після завершення завдання

виберіть «ОК», щоб вийти з цього вікна, а потім «Закрити», щоб вийти з вікна стану симуляції.

Пост-обробка. Виберіть «Моделювання», «Показувати повідомлення», щоб перевірити попередження про конвергенції і відповідну інформацію.

Виберіть «Симуляція», «Зведена зведення», щоб перевірити інформацію про прогоні моделювання, наприклад. загальна потужність двигуна.

Виберіть «Моделювання» Показати результати, щоб відкрити діаграму IMPRESS. Виберіть вкладку «Результати», щоб відобразити дерево, і виберіть папку «Траси» правою кнопкою миші, потім виберіть «Вид моделі» в підміню, щоб відобразити модель під деревом.

Натисніть значок «Шар», а потім виберіть «Тиск від циліндра» 1. Виберіть криву і в дереві моделі оберіть необхідні циліндри 2, 3, 4, 5 і 6, щоб додати відповідні криві. У цьому прикладі температура відображається в Layer_2 за такою самою процедурою.

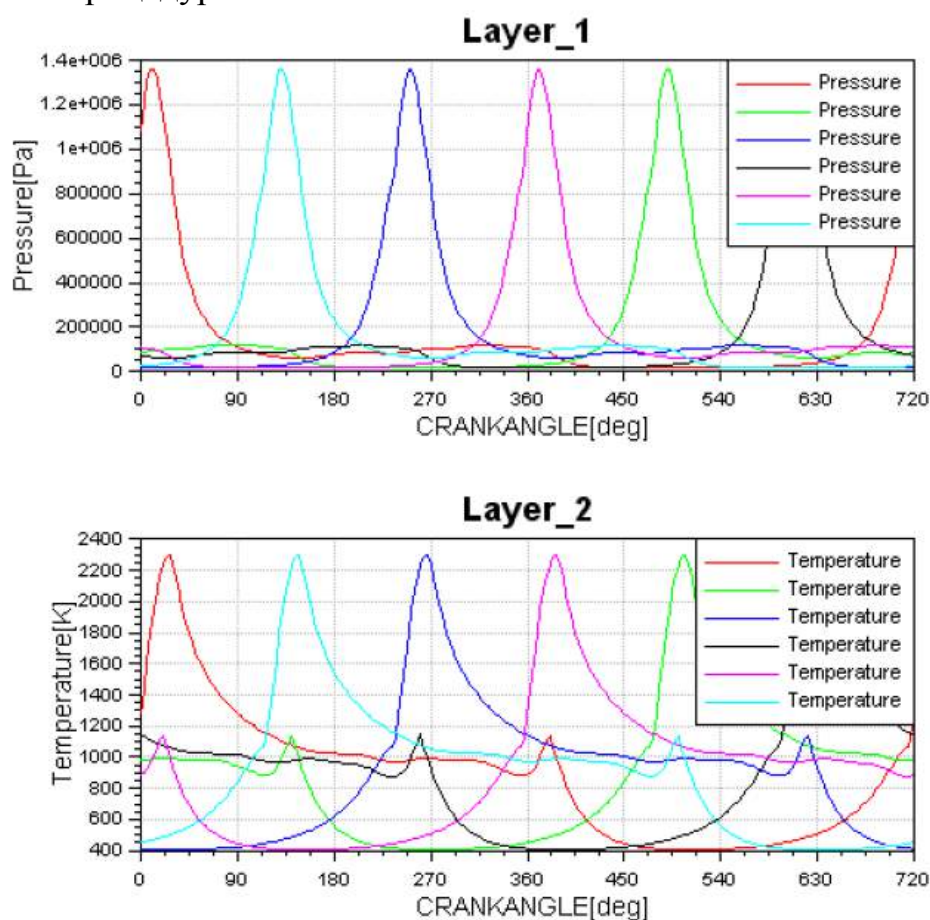


Рис. 3.5 – Графіки тиску і температури з кожного циліндра

Приклад `tcicalc_species.bwf` є налаштуванням, ідентичною `tcicalc.bwf`, за винятком того, що використовується загальний варіант перенесення видів.

Моделювання | Control - Cycle Simulation, виберіть «Загальні для транспорту видів». Потім виберіть папку підкатегорії General Species Setup в дереві, щоб отримати доступ до наступного вікна:

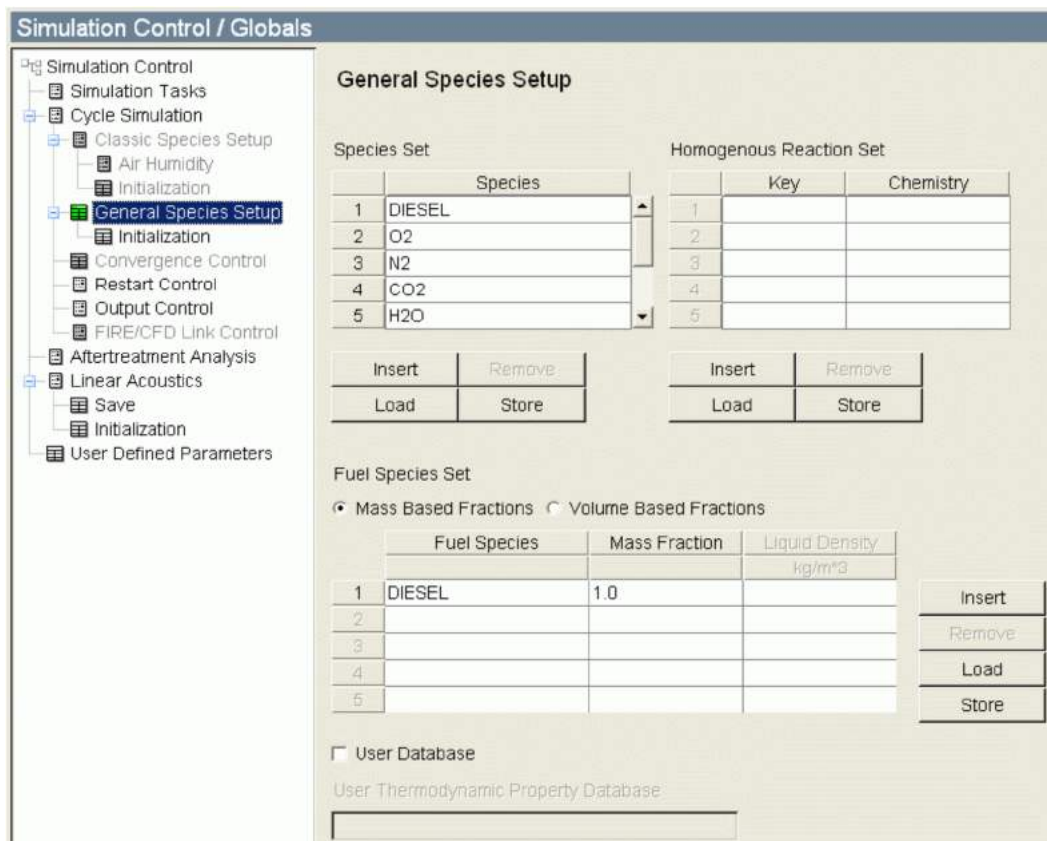


Рис. 3.6 – Управління імітацією - Вікно налаштування загальних видів

Введіть наступні дані:

- набір видів: DIESEL, O2, N2, CO2, H2O, CO, H2, O, NO;
- види палива: DIESEL;
- масова частка: 1,0.

Моделювання робочого процесу в програмних симуляторах AVL BOOST™ і AVL FIRE™ дозволяє аналізувати вплив різних експлуатаційних дефектів на параметри робочого процесу, потужність двигуна і витрату палива (рис. 3.7, 3.8).

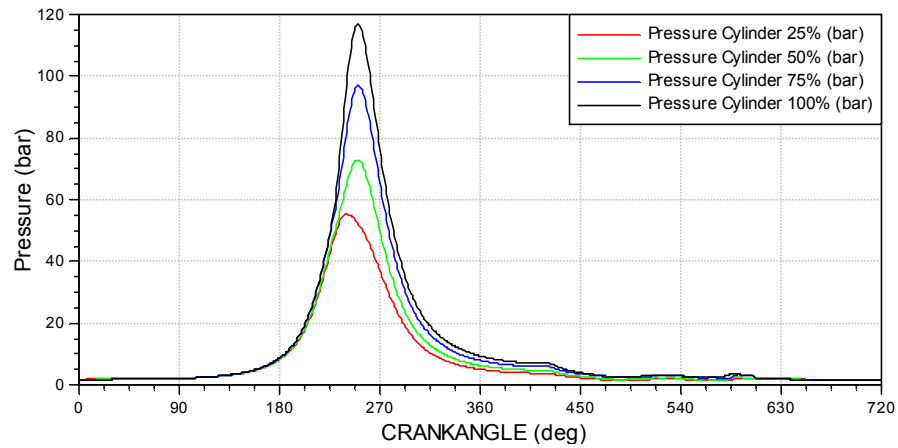


Рис. 3.7 – Індикаторна діаграма тепловозного середньооборотних двигуна (СОД) на чотирьох експлуатаційних режимах, модель AVL BOOST™

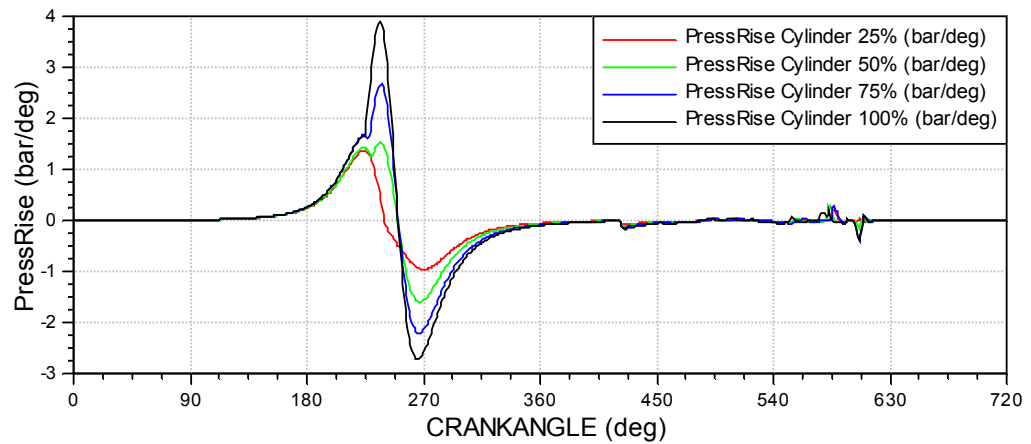


Рис. 3.8 – Діаграми швидкості зміни тиску газів в циліндрі тепловозного на чотирьох експлуатаційних режимах, модель AVL BOOST™

Програмні моделі AVL BOOST™ і AVL FIRE™ дозволяють прогнозувати вплив різних дефектів, але вимагають значних витрат часу на підготовку і настройку моделей, що є несумісним з оперативною роботою в умовах реостатних випробувань дизелів тепловозів. Для оптимізації роботи пропонується настройка моделі робочого процесу, записана згідно 1-му закону термодинаміки:

$$dQ_x = dU + pdV + dQ_w, \quad (3.1)$$

де dQ_x – теплота, що виділена при згорянні палива;

pdV – робота, здійснена циліндром;

dU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла;

dQ_w – теплота, передана через стінки циліндра.

Для моделювання швидкості тепловиділення в циліндрі використовується формула Вібе:

$$\frac{dx}{df} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \varphi_{pc'}}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{pc'}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (3.2)$$

де m, φ_z – показник характеру згоряння і умовна тривалість процесу тепловиділення.

Розрахунок тепловиділення з використанням формули Вібе забезпечує достовірність лише при точній оцінці m і φ_z . Їх визначення для конкретного навантажувального режиму зручно робити, маючи запис цього процесу в координатах $P(\varphi)$ з кроком дискретизації повороту колінчастого вала (ПКВ) не більше $\Delta\varphi = 0,5^\circ$ [6]. В цьому випадку мінімізується функціонал

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, m, \varphi_z)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min$$

Використовуючи стійкий алгоритм мінімізації, визначаються значення m і φ_z так, щоб домогтися максимального збігу розрахункової і реальної діаграм $P(\varphi)$ відповідно до вимог зваженого методу найменших квадратів.

Альтернативою методу Вібе є метод Семенова-Квятковського [130], який базується на припущенні про те, що найбільш загальним видом кривої тепловиділення є крива з трьома (в окремих випадках з двома або з одним) максимумами. метод реалізований

за допомогою навантажувальних критеріїв, які безпосередньо пов'язані з масами палива, уприснуло за період затримки самозаймання і за весь процес вприскування палива. Зазначені вище параметри m і φ_z формули Вібе (3) фактично увімкнені в розрахункові рівняння за допомогою цих критеріїв:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2}, \quad (3.3)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз; $A_1, A_2, A_3, k_1, k_2, k_3$ – емпіричні коефіцієнти.

За допомогою методу Семенова-Квятковського можна зробити більш точне моделювання тепловиділення в робочому циліндрі. Використання трифазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє також моделювати і багатозфазне впорскування палива, що реалізовано у сучасних дизелях.

Облік газообміну і втрат тепла через стінку циліндра зроблений відповідно до методики професора В. С. Семенова [131].

Наведена вище модель налаштовується за допомогою комплексів AVL BOOST™ і AVL FIRE™. Вона використовує отримані на поточному навантаженому режимі дані $p(\varphi)$, що дозволяє оперативно моделювати робочий процес і отримувати достовірну діагностичну інформацію.

План наукового дослідження щодо формування методів настройки коефіцієнтів моделі (2) і подальшого комплексного діагностичного контролю, з урахуванням умов планових ремонтів середньооборотних дизелів тепловозів, показаний на технологічній карті.

Розрахунок термодинамічних процесів в циліндрі заснований на першому законі термодинаміки:

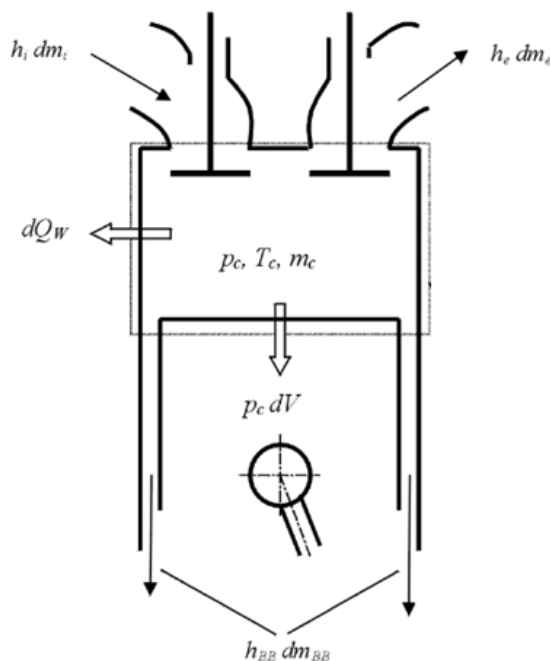


Рис. 3.9 – Енергетичний баланс циліндра

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{da} = -p_c \cdot \frac{dV}{da} + \frac{dQ_F}{da} - \sum \frac{dQ_w}{da} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da} + \sum \frac{dm_i}{da} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{da} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$$

Зміна маси в циліндрі можна розрахувати з суми мас:

$$\frac{dm_c}{da} = \sum \frac{dm_i}{da} - \sum \frac{dm_e}{da} - \frac{dm_{BB}}{da} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.4)$$

де: $\frac{d(m_c \cdot u)}{da}$ - зміна внутрішньої енергії в циліндрі;

$-p_c \cdot \frac{dV}{da}$ - робота поршня;

$\frac{dQ_F}{da}$ - підведення теплоти від палива;

$\sum \frac{dQ_w}{da}$ - втрати тепла від стінок;

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da}$ - ентальпія потоку;

m_c - маса робочого тіла в циліндрі;

u - питома внутрішня енергія;

p_c - тиск в циліндрі;

V - обсяг циліндра;

Q_F - енергія палива;

Q_w - втрата тепла від стінок;

a - кут повороту колінчастого вала;

dm_i - маса елементів, що надходять в циліндр;

dm_e - маса елементів на виході з циліндра;

h_i - ентальпія елементів, що надходять в циліндр;

h_e - ентальпія елементів на виході з циліндра;

q_{ev} - теплота випаровування палива;

f - частка теплоти випаровування від заряду в циліндрі;

dm_{ev} - маса випаровування палива.

Для апроксимації фактичної характеристики тепловиділення двигуна використовуються наступні функції:

VIBE :

$$\frac{dx}{da} = \frac{a}{\Delta a_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} ;$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} ;$$

$$y = \frac{a - a_0}{\Delta a_c} .$$

Інтеграл функції дає частку паливної маси, яка була спалена з початку горіння:

$$x = \int \frac{dx}{da} \cdot da = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}};$$

де x – масова частка згорілих частинок палива.

За допомогою функції Vibe визначається швидкість виділення тепла і масова частка згорілого палива. Припущення про те, що згорілі і незгорілі заряди мають однакову температуру - відкидається. Отже, перший закон застосовується як для згорілого заряду так і незгорілого заряду.

$$\frac{dm_b u_b}{da} = -p_c \frac{dV_b}{da} + \frac{dQ_F}{da} \sum \frac{dQ_{wb}}{da} + h_u \frac{dm_b}{da} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{da};$$

індекс b зона згорілого палива

$$\frac{dm_u u_u}{da} = -p_c \frac{dV_u}{da} - \sum \frac{dQ_{wu}}{da} + h_u \frac{dm_B}{da} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{da};$$

індекс u зона незгорілого палива

ТРИФАЗНА МОДЕЛЬ В.С. СЕМЕНОВА - В.І. КВЯТКОВСЬКОГО:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0.5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0.5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0.5k_3^2}; \quad (3.5)$$

де φ_1 – кут затримки запалення палива;
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз;
 A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти навантажувального режиму.

Використання трифазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє моделювати багатofазних впорскування палива.

ДВОХФАЗНА МОДЕЛЬ В.С. СЕМЕНОВА – В.І. КВЯТКОВСЬКОГО:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0.5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0.5k_2^2}; \quad (3.6)$$

де φ_1 – кут затримки запалення палива;

φ_1, φ_2 – зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз;
 A_1, A_2 – коефіцієнти навантажувального режиму.

Використання модифікованої двухфазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє більш інформативно моделювати впорскування палива.

Формування моделі NOx реалізується в такий спосіб:

Наступні шість реакцій розраховуються на основі механізму Зельдовича:

	Стехиометрія	$k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{TA_i}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ , mol, s]	a [-]	T _A [K]
R1	N ₂ + O = NO + N	$r_1 = k_1 \cdot C_{N_2} \cdot C_O$	4.93E13	0.472	38048.01
R2	O ₂ + N = NO + O	$r_2 = k_2 \cdot C_{O_2} \cdot C_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	N + OH = NO + H	$r_3 = k_3 \cdot C_{OH} \cdot C_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	N ₂ O + O = NO + NO	$r_4 = k_4 \cdot C_{N_2O} \cdot C_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	O ₂ + N ₂ = N ₂ O + O	$r_5 = k_5 \cdot C_{O_2} \cdot C_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	OH + N ₂ = N ₂ O + H	$r_6 = k_2 \cdot C_{OH} \cdot C_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

Концентрація N₂O розраховується за формулою:

$$C_{N_2O} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot C_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O_2}};$$

Остаточна доля вироблення NOx розраховується за формулою:

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2.0 \cdot (1 - a^2) \cdot \left(\frac{r_1}{1 + a \cdot AK_2} + \frac{r_4}{1 + AK_4} \right);$$

де

$$a = \frac{C_{NO,act}}{C_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{KineticMult}};$$

$$AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}; \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6};$$

Формування моделі COx реалізується в такий спосіб:

Беруться до уваги наступні дві реакції:

	Стехиометрія	Показник
R1	CO + OH = CO ₂ + H	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102.0}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{OH}$
R2	CO + O ₂ = CO ₂ + O	$r_1 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055.0}{T}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{O_2}$

Остаточна доля вироблення NOx розраховується за формулою:

$$r_{CO} = C_{const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - a)$$

де $a = \frac{c_{CO,act}}{c_{CO,equ}}$

Розрахунок втрат на тертя. Основними складовими механічних втрат двигуна є втрати тертя в циліндро-поршневої групи - тертя поршневих кілець і тронка (спідниці) поршня об поверхню циліндра.

Залежно від режиму роботи і конструкції двигуна ця складова виражається 40 - 75% від усіх втрат тертя в ДВЗ. Друга за значимістю складова - тертя в підшипниках і ущільнюючих пристроях колінчастого вала, що обчислюється цифрою 10 - 15% від усіх механічних втрат. Далі - втрати (5 - 15%) на привід механізму газорозподілу двигуна - тертя і подолання опору газів і клапанних пружин на тактах газообміну (випуску і впуску). Близько 10% забирає на себе привід допоміжних агрегатів - масляного насоса системи змащення, водяного насоса (помпи) і вентилятора системи охолодження, генератора системи електрообладнання двигуна.

Потужність механічних втрат сильно залежить від частоти обертання колінчастого вала, точніше, від середньої швидкості поршня - практично по квадратичної формулою: чим вище обороти, тим більше тертя; від навантаження при постійних обертах колінчастого вала вони мають практично лінійну залежність і прямо пропорційні.

У програмі AVL BOOST для розрахунку втрат на тертя використовується модель PNH модель.

PNH МОДЕЛЬ (PATTON, NITSCHKE AND HEYWOOD)

Розрахунок втрат на тертя, що враховує втрати створювані:

- головними підшипниками;
- механізмами газорозподілу;
- поршневою групою;
- допоміжними компонентами.

Загальна FMEP розраховується наступним чином:

$$FMEP_{TOT} = (FMEP_{CS} + FMEP_P + FMEP_{VT} + FMEP_{AUX}) \cdot \left(\frac{V_{Toil}}{V_{Toil=90^\circ C}} \right)^{0.24};$$

Останній доданок враховує ефект зміни в'язкості масла (в залежності від температури масла).

Колінчастий вал. Середнє ефективне $FMEP_{CS}$ тиск може бути виражене в такий спосіб:

$$FMEP_{CS} = C_{cb} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + C_{cs} \left(\frac{D_b}{B^2 S n_c} \right) + C_{td} \left(\frac{N^2 D_b^2 n_b}{n_c} \right) \quad (3.7)$$

де:

B - діаметр циліндра [м];

S - хід поршня [м];

D_b - діаметр підшипника [м];

L_b - довжина підшипника [м];

n_b - кількість підшипників [-];

n_c - кількість циліндрів [-];

N - частота обертання двигуна [об/хв];

C_{cb} - коефіцієнт гідродинамічних втрат в головних підшипниках [Па / об/хв·м];

C_{cs} - коефіцієнт втрат на тертя в ущільненнях головних підшипників ущільнень [Па· м²];

C_{td} - коефіцієнт втрат на тертя за рахунок в'язкої дисипації [Па·с²/м² об/хв].

Поршень (поршнева) група. Середнє ефективне $FMEP_P$ зворотно-поступальної групи може бути розрахований за такою формулою:

$$FMEP_P = C_{cb} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + C_{ps} \left(\frac{V_p}{B} \right) + C_{pr} \left(1 + \frac{10^3}{N} \right) \left(\frac{1}{B^2} \right) C_0 \times \frac{P_i}{P_a} (0.88 r_c + 0.182 r_c^{(1.33 - 2.38 \times 10^{-2} V_p)}),$$

де: C_{cb} – гідродинамічний коефіцієнт для шатунних підшипників [Па/хв⁻¹·м]

C_{ps} - гідродинамічний коефіцієнт тертя спідниці поршня об стінки циліндра [Па·с]

C_{pr} - коефіцієнт тертя поршневих кілець об стінки циліндра [Па·м²]

C_o - коефіцієнт тиску газу до тертя поршневих кілець [Па]

V_p - середня швидкість поршня [м/с]

Механізм газорозподілу. Середнє ефективне $FMEP_{VT}$ механізму газорозподілу розраховується за такою формулою:

$$FMEP_{VT} = C_{vb} \left(\frac{Nn_b}{B^2 S n_c} \right) + C_{vo} + C_{vh} \left(\frac{L_v^{1.5} N^{0.5} n_v}{B S n_c} \right) + C_{vm} \left(1 + \frac{10^3}{N} \right) \frac{L_v n_v}{S n_c} + FMEP_{CF};$$

$$FMEP_{CF} = C_{vf} \left(1 + \frac{10^3}{N} \right) \frac{n_c}{S n_c}$$

де:

C_{vb} – гідродинамічний коефіцієнт для підшипника розподільного вала [Па м³ /об/хв];

C_{vh} - гідродинамічна постійна мастила (масло) [Па·м^{0.5} /об/хв^{0.5}];

C_{vm} - осцилююча постійна мастила (масло) [Па];

C_{vo} - гранична постійна мастила ущільнень підшипників розподільних валів [Па];

L_v - максимальний підйом клапана [м];

n_v - кількість клапанів [-];

C_{vf} - постійна роликового штовхача [Па·м].

Допоміжні втрати. Наступне рівняння можна використовувати для обчислення $FMEP_{AUX}$ для допоміжних механізмів (масляного і водяного насоса):

$$FMEP_{AUX} = 6.23 \cdot 10^3 + 5.22N - 1.79 \cdot 10^{-4} N^2;$$

N - частота обертання двигуна [об/хв].

3.2 Визначення основних діагностичних величин тисків і кутів

Визначення частоти обертання колінчастого вала двигуна. Як було зазначено раніше, індикаторні діаграми записані в пам'ять комп'ютера у вигляді тимчасових реалізацій через дискретні часові інтервали Δx . Припустимо, що ми обмежені обсягом буфера даних і один запис може мати не більше $j=M$ точок, які описують N робочих циклів (рис.3.10). Задамося мінімально необхідною кількістю максимумів робочих циклів P_{max} , необхідним для оцінки основних параметрів робочого процесу $N_{min} = 3$. В цьому випадку, принаймні, один робочий цикл (від НМТ до НМТ) і 2 ділянки стиснення будуть представлені в записи повністю.

Відомо, що тиск на ділянках стискування від p_a до p'_c підкоряється закону $p = p_a \varepsilon^{n1}$, тобто є гладкою монотонною зростаючою функцією, оскільки до p'_c ще немає згоряння палива. Таким чином, незалежно від якості протікання робочого процесу і циклової нерівномірності, ці ділянки для декількох сусідніх циклів будуть майже однаковими для одного циліндра на сталому режимі роботи двигуна.

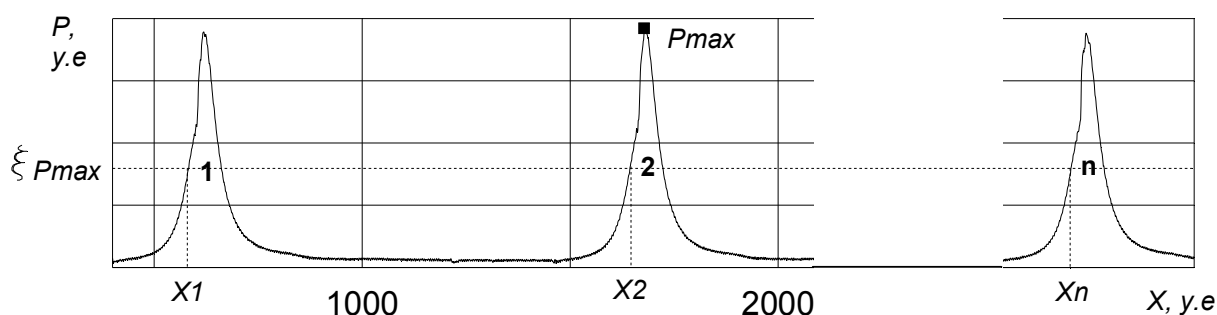


Рис 3.10 – До питання визначення частоти обертання двигуна.

Цей факт, тут і згодом, буде багато раз використовуватися для того, щоб визначити точку відліку на діаграмі, записаної у вигляді тимчасового ряду. Задаємо рівень $h = 0.5P_c$, який забезпечує надійне проходження через середину

ділянки стиснення. Визначимо значення множника ξ , за якого ξp_{\max} буде дорівнювати тиску на середині ділянки стиснення:

$$\xi = 1/(2\lambda). \quad (3.8)$$

Так, для двигунів з низьким ступенем підвищення тиску (1.1÷1.2), наприклад, VASA R32, Low Nox, величину ξ потрібно вибирати з діапазону 0.4÷0.46, а для двигунів з високим $\lambda=2\div2.5$, наприклад, PIELSTICK $\xi=0.25\div0.2$. На кожній діаграмі на ділянці стиснення вибирається x_i так, що $f(x_i) = P(x_i) = \xi p_{\max}, i \geq 2$. Тоді час одного робочого циклу в секундах можна підрахувати за формулою $t_{p.ц} = (x_{i+1} - x_i) / v_{\text{АЦП}}$. Якщо в реалізації присутні n циклів, як показано на рис.3.10, той час робочого циклу $t_{p.ц} = (x_n - x_0) / (n-1)v_{\text{АЦП}}$. Таким чином, частота обертання двигуна в хвилину дорівнює:

$$n = \frac{60}{t_{p.ц}}, \text{ об/хв.} \quad (3.9)$$

Необхідно відзначити, що дана методика визначення частоти обертання валу двигуна за періодом між робочими циклами не вимагає установки фазового датчика на маховику.

Визначення тиску і кута початку займання палива. Розглянемо процес початку самозаймання палива щодо діаграми стиснення-розширення (рис.3.10). На малюнку показані діаграми робочих процесів (криві 1,2,3) при різних кутах випередження впорскування палива і діаграма стиснення-розширення (крива 4). У момент самозаймання відбувається "відрив" кривої згоряння від діаграми стиснення (точки $p'_{c_1}, p'_{c_2}, p'_{c_3}$) і в більшості випадків, коли вимірювання тиску в циліндрі відбувається без хвильових спотворень і дроселючого ефекту у трубі індикаторного крану, в цей момент на діаграмі тиску з'являється характерний перегин, який свідчить про різке наростання тиску при згорянні.

Характер зміни першої похідної $dp/d\varphi$ (крива 2' для робочої діаграми 2) показує, що поблизу точок $p'_{c_1}, p'_{c_2}, p'_{c_3}$ вона має найкрутіший ділянку. Другі

похідні $d^2 p / d\varphi^2$ (криві 1'', 2'', 3'') мають максимуми в ординатах цих точок. Можна записати рівняння визначення кута моменту початку самозаймання палива:

$$\left(\frac{d^2 p}{d\varphi^2} \right)_{MAX} = \left(\frac{d^2 p}{d\varphi_{P_c}^2} \right). \quad (3.10)$$

Дизель K6S310DR. Робочі параметри: $n=750$ об/хв, $\varepsilon=10$, $p_a=0.2$ МПа

Друга похідна $d^2 p / d\varphi^2$ розраховується для ділянки від $\varphi = \varphi_{\xi P_{MAX}}$ - середина ділянки стиснення (див. визначення частоти обертання), до $\varphi = \varphi_{P_{max}}$ із заданим кроком $\Delta\varphi$ за формулою чисельного диференціювання (3.7).

Глобальний максимум другої похідної $p''(\varphi)_{MAX}$ визначається циклічним перебором функції з кроком $\Delta\varphi$. Використання третьої похідної для відшукування максимуму другої недоцільно, оскільки на обраному діапазоні присутні кілька локальних максимумів і виникає завдання селекції коренів рівняння $p'''(\varphi)=0$, що збільшує розрахунковий час у порівнянні з аналізом $p''(\varphi)$ в циклі з кроком $\Delta\varphi$, який забезпечує задану точність визначення φ'_c і $p(\varphi'_c)$.

Визначення максимального тиску згоряння і відповідного кута ПКВ. Завдання визначення p_z і φ_z може бути вирішена двома способами, що дають принципово однаковий результат. Розрахунковий час способу 1 дещо менше, проте він не враховує можливі спотворення індикаторної діаграми і менш точний.

Спосіб 1. Шукані величини визначаються, як максимальний тиск циклу і відповідно кут ПКВ. Для більшості експлуатаційних режимів $\lambda > 1$ і, отже, $p_z > p_c$. Таким чином, можна записати:

$$p_z = p_{MAX}, \varphi_z = \varphi_{MAX}.$$

Пошук максимального тиску проводиться з кроком $\Delta\varphi$, який забезпечує задану точність, для кутів на ділянці діаграми BASE. Цей спосіб може бути використаний для МОД і інших типів дизелів, для яких характерне плавне без різких перепадів і детонації зміна тиску поблизу ВМТ. Для багатьох СОД, в

процесі дослідження були зафіксовані різкі перепади тиску в районі ВМТ, тому такий спосіб може дати значну похибку.

Спосіб 2. Для більш точної і об'єктивної оцінки p_z і φ_z застосовувався другий спосіб, заснований на побудові і наступному аналізі апроксимуючого полінома (математичної моделі "верхівки" діаграми). На рис.3.10 показана індикаторна діаграма, записана у вигляді окремих рівновіддалених вузлів і апроксимуючий поліном на ділянці $\varphi_i = BASE$, для яких справедливо $p(\varphi_i) > \zeta P_{\max}$. Множник ζ вибирається таким, щоб лінія ζP_{\max} проходила посередині між p'_c і P_{\max} :

$$\zeta = \frac{1 + \lambda}{2\lambda}. \quad (3.11)$$

Припустимо, що цій умові задовольняють $m+1$ точок записаної діаграми. Коефіцієнти апроксимуючого полінома визначаються виходячи з принципу МНК для випадку з непарною кількістю рівновіддалених вузлів розташованих симетрично щодо деякого обраного вузла j_0 [64]. Для всіх розглянутих в процесі дослідження індикаторних діаграм середня квадратична похибка моделі була менше 3% лише для поліномів 4-го ступеня. Апроксимуючий "верхівку" поліном має вигляд:

$$P(\varphi) = \sum_{k=0}^K \varphi^k a_k, \quad \varphi = -\frac{m}{2}, \dots, \frac{m}{2}. \quad (3.12)$$

Коефіцієнти a_k для випадку $K=4$ обчислюються в зворотному порядку (спочатку a_4 , потім a_3 і т.д.):

$$a_4 = \frac{[N\Sigma\varphi^4 p - \Sigma\varphi^4 \Sigma p][(\Sigma\varphi^2)^2 - N\Sigma\varphi^4] + [\Sigma\varphi^2 \Sigma p - N\Sigma\varphi^2 p][\Sigma\varphi^4 \Sigma\varphi^2 - N\Sigma\varphi^6]}{(\Sigma\varphi^2 \Sigma\varphi^4 - N\Sigma\varphi^6)^2 - [(\Sigma\varphi^4)^2 - N\Sigma\varphi^8][(\Sigma\varphi^2)^2 - N\Sigma\varphi^4]},$$

$$a_3 = \frac{\Sigma\varphi^2 \Sigma\varphi^3 p - \Sigma\varphi^4 \Sigma\varphi p}{\Sigma\varphi^2 \Sigma\varphi^6 - (\Sigma\varphi^4)^2};$$

$$a_2 = \frac{\Sigma\varphi^2 \Sigma p - N\Sigma\varphi^2 p - a_4(\Sigma\varphi^2 \Sigma\varphi^4 - N\Sigma\varphi^6)}{(\Sigma\varphi^2)^2 - N\Sigma\varphi^4}; \quad (3.13)$$

$$a_1 = \frac{\Sigma \varphi p (\Sigma \varphi^2 \Sigma \varphi^6 - (\Sigma \varphi^4)^2) - (\Sigma \varphi^4 \Sigma \varphi^2 \Sigma \varphi^3 p - \Sigma \varphi^4 \Sigma \varphi p)}{\Sigma \varphi^2 (\Sigma \varphi^2 \Sigma \varphi^6 - (\Sigma \varphi^4)^2)};$$

$$a_0 = \frac{\Sigma p - a_2 \Sigma \varphi^2 - a_4 \Sigma \varphi^4}{m},$$

де $\Sigma = \sum_{j=-m/2+1/2}^{m/2-1/2}$ - підсумовування в діапазоні зміни j ;

$p = p(\varphi)$ - тиск у відповідних вузлах.

У джерелі [63] наводяться також формули для розрахунку сум різних ступенів φ , скорочених позначень для яких записані з урахуванням симетричних відносно "0" ($j_0 = 0$) порядкових номерів вузлів діаграми, призначених в діапазоні BASE:

$$\begin{aligned} \Sigma \varphi^2 &= \frac{m(m^2 - 1)}{12}; \quad \Sigma \varphi^4 = \frac{m(m^2 - 1)(2m^2 - 7)}{240}; \\ \Sigma \varphi^6 &= \frac{m(m^2 - 1)(3m^4 - 18m^2 + 31)}{1344}; \\ \Sigma \varphi^8 &= \frac{m(m^2 - 1)(5m^6 - 55m^4 + 239m^2 - 381)}{11520}. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Незважаючи на те, що всі розрахунки за формулами (3.17) виробляються з цілими числами, автором використовувався тип даних з максимальною розрядністю - Extended (10 byte), оскільки для цілочисельного типу з максимальною розрядністю (longint - 4 byte), вже при $m > 25$ виникає переповнення. Використання формул (3.17) для розрахунку сум різних ступенів приблизно на 2 порядки скорочує розрахунковий час в порівнянні зі звичайною процедурою зведення в ступінь і підсумовування в циклі.

Обчислення коефіцієнтів полінома відбувається в 2 етапи:

- 1) обчислення моментів $\Sigma \varphi^k p$, где $k = 0, 1, 2, 3, 4$;
- 2) обчислення коефіцієнтів a_4, a_3, a_2, a_1, a_0 за наведеними вище формулами.

Після визначення коефіцієнтів полінома 4-го ступеня, із заданою точністю (<3%), виконав моделювання "верхівки" діаграми можна визначити кут φ_Z , як дійсний корінь рівняння:

$$4a_4\varphi^3 + 3a_3\varphi^2 + 3a_2\varphi + a_1 = 0, \quad (3.15)$$

на інтервалі $\varphi \in BASE$. Після визначення φ_Z визначається і саме значення p_Z шляхом підстановки φ_Z в рівняння полінома (3.15).

Спосіб 2 є значно складнішою альтернативою способу 1 при визначенні досить простих і очевидних параметрів p_Z і φ_Z . Однак, як показують експериментальні дослідження, при $m > 70$ і оптимально складеному алгоритмі Способу 2, його розрахунковий час не більше ніж в 2 рази перевищує розрахунковий час способу 1. Для комп'ютера класу Pentium 100MHz, при використанні математичного співпроцесора, час розрахунку за способом 2 становить 950 мс, при цьому точність і об'єктивність оцінки p_Z і φ_Z значно вище оцінок цих параметрів по способу 1.

Визначення максимальної v_m і середньої \bar{v}_m швидкості наростання тиску газів при згорянні палива.

Відомо, що максимальна швидкість наростання тиску припадає на момент початку займання палива φ'_C [33]. Як було зазначено раніше, в цей момент на індикаторній діаграмі зазвичай з'являється характерний перегин, який сповіщає про початок зростання тиску по відношенню до кривої стиснення. Далі, від φ'_C до φ_Z швидкість наростання тиску зменшується. У точці φ_Z вона дорівнює нулю і далі до НМТ негативна. Параметр v_m оцінюється, як тангенс кута нахилу дотичної, проведеної в точці φ'_C до поліному 2-го ступеня, що забезпечує задану похибку наближення вузлів індикаторної діаграми на ділянці від φ'_C до φ_Z . Як і в попередній задачі, для випадку при рівновіддалених вузлах і обраної центральної точці діапазону $BASE = \varphi_Z - \varphi'_C$ застосовувалися формули для визначення

коефіцієнтів полінома (3.15) 2-го ступеня $K = 2$ методом найменших квадратів [63]:

$$a_0 = \frac{\Sigma \varphi^2 \Sigma \varphi^2 p}{(\Sigma \varphi^2)^2 - N \Sigma \varphi^4}; \quad a_1 = \frac{\Sigma \varphi p}{\Sigma \varphi^2}; \quad a_2 = \frac{\Sigma \varphi^2 \Sigma p - N \Sigma \varphi^2 p}{(\Sigma \varphi^2)^2 - N \Sigma \varphi^4}, \quad (3.16)$$

де $\Sigma = \sum_{j=-m/2+1/2}^{m/2-1/2}$ - підсумовування в діапазоні зміни j ;

$p = p(\varphi)$ - тиск у відповідних вузлах.

Після того, як коефіцієнти визначені можна записати вираз для визначення максимальної швидкості наростання тиску при згорянні:

$$v_m = tg\theta = [P(\varphi p'_C)]'_\varphi = 2a_2 \varphi p'_C + a_1. \quad (3.17)$$

Необхідно відзначити, що похибки індиціювання, хвильові і інші ефекти виникають в вимірювальній апаратурі і каналі від камери згоряння до датчика можуть істотно спотворювати і завищувати v_m . Тому на практиці для об'єктивної оцінки механічної жорсткості частіше користуються середньою швидкістю наростання тиску від $\varphi p'_C$ до φp_Z :

$$\bar{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}, \quad (3.18)$$

де $\Delta p = p_Z - p'_C$, $\Delta \varphi = \varphi p_Z - \varphi p'_C$.

Оскільки точність визначення основних точок тиску досить висока, оцінка середньої швидкості наростання тиску завжди проводиться з досить високою точністю на відміну від максимальної.

Відношення максимального тиску згоряння до тиску в кінці стиснення в циліндрі, називається ступенем підвищення тиску λ . Як і швидкість наростання тиску, ця величина характеризує "жорсткість" робочого циклу і механічне навантаження на підшипники:

$$\lambda = \frac{p_Z}{p_C}. \quad (3.19)$$

Зі зменшенням кута випередження зменшується p_z і λ . Точність визначення λ вельми висока, оскільки по індикаторній діаграмі досить точно визначаються основні величини тиску.

Визначення величини тиску на лінії розширення (36° ПКВ за ВМТ)

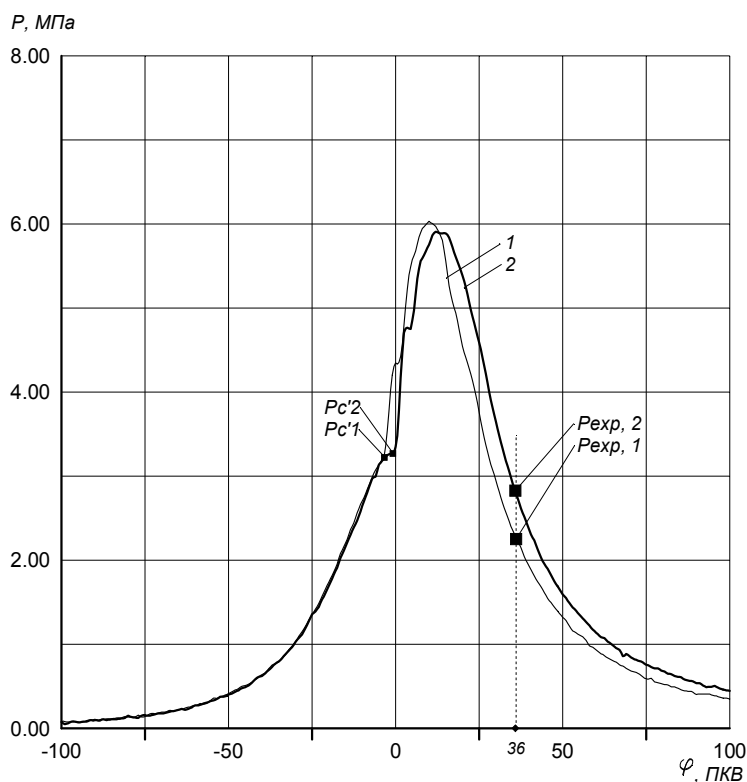


Рис.3.11 – Визначення тиску на лінії розширення (36° ПКВ за ВМТ)

Після розрахунку ВМТ і синхронізації діаграми шляхом вирішення задачі інтерполяції за допомогою виразів (3.3) або (3.4) можливе визначення тиску в будь-яких точках діаграми, як значення відповідного інтерполяційного полінома. Тиск $p_{EXP} = p_{36}$ вибрано в якості одного з діагностичних параметрів, що визначають якість згоряння палива, деякими фірмами розробляють діагностичні системи. Наприклад, цей параметр використовується у всіх системах фірми Autronica AS [30]. Деякі фірми акцентують увагу також на тиск за 12° ПКВ за ВМТ, що має характеризувати найбільший тиск робочого циклу. У будь-якому випадку визначення тиску в будь-яких точках діаграми - вирішується на стадії побудови інтерполяційного многочлена.

На рис.3.11 показані дві діаграми робочих циклів дизеля K6S310DR. При однаковому тиску в кінці стиснення і різних кутах випередження подачі палива тиск $p_{EXP} = p_{36}$ для кривої 2 більше, ніж для кривої 1. Порівняльний аналіз показує горіння на лінії розширення для робочого процесу 2.

3.3 Аналіз вібродіаграм паливної апаратури

Як було зазначено в розділі 3.1, для реєстрації вібросигналів з корпусу форсунки і інших вузлів паливної апаратури двигуна використовувався контактний вібродатчик VS-20 с перетворювачем VN-20D2. Після фільтрації сигналу від датчика і необхідного посилення для подальшої математичної обробки застосовувалося 2-х напівперіодне детектування. Технічні характеристики датчика наведені в табл. 3.3.

Можливість діагностування різних вузлів паливної апаратури за допомогою аналізу віброакустичних сигналів перевірена і доведена багатьма авторами [42-46, 50-52].

На стендах автором даної роботи були записані і досліджені детектовані вібродіаграми різних вузлів паливної апаратури малообертових і середньообертових дизелів (ДКРН 74 / 160-3, ЧН 25/34 і NVD48). Нижче наведені основні результати дослідження.

На першому етапі досліджень проводилася оцінка інформативності віброакустичних сигналів різних вузлів ПА під час вприскування. На рис.3.11 показані одночасно записані діаграми процесу упорскування ПА дизеля ДКРН-3 (стенд №1). Цифрами позначені наступні сигнали :

- 1) лінійне переміщення голки форсунки z , мм. Діаграма записана за допомогою індуктивного датчика переміщення штока голки [56];
- 2) тиск в системі високого тиску після ПНВТ. Діаграма записана за допомогою тензометричного датчика тиску [56,57];

- 3) тиск перед розпилювачем форсунки. Діаграма записана за допомогою тензометричного датчика тиску [39,57];
- 4) вібродіаграма фланця ПНВТ;
- 5) вібродіаграма притискної шайби фланця ПНВТ;
- 6) вібродіаграма трубки високого тиску відразу за фланцем ПНВТ;
- 7) вібродіаграма відсічного клапана ПНВТ;
- 8) вібродіаграма корпусу розподільника;
- 9) вібродіаграма притискної шайби фланця форсунки;
- 10) вібродіаграма торця форсунки.

Детектовані вібросигнали (4-10) різних вузлів ПА, були записані за допомогою датчика VS-20.

Для порівняння діаграм був обраний наступний режим роботи: $n = 111$ об/хв, індекс рейки, відповідний подачі на номінальному режимі навантаження $m = 36.5$ (максимальна подача $m = 45$). Несуча частота індуктивних датчиків і тензодатчиків становить 30 кГц, центральна частота пропускання фільтра вібродатчика VS-20 дорівнює 12 кГц.

У момент проходження плунжером відсічного вікна виникають коливання на відсічному клапані ПНВТ; далі, в момент підйому голки (удару об верхній упор) виникають коливання на торці форсунки та притискної шайби і з деяким зрушенням ці коливання можна зареєструвати на розподільнику.

У момент підйому голки видно характерний перегин на діаграмі тиску в трубці ПНВТ. Такий перегин, що характеризує незначне падіння тиску в системі високого тиску, особливо чітко проявляється для потужних дизелів з форсунками великої продуктивності, коли в результаті підриву голки відчутно падає тиск по всій магістралі високого тиску. У системах діагностики фірми Autronica AS цей факт використовується для визначення моменту початку впорскування палива (дійсного кута випередження впорскування). Однак відомо, що для багатьох СОД і ВОД на експлуатаційних режимах підрив голки не викликає істотного падіння тиску по всій магістралі і діаграма

тиску ПНВТ має гладку форму. В цьому випадку математична обробка діаграми тиску ПНВТ не дозволить визначити момент підриву голки.

У момент відсічення на відсічному клапані виникають коливання великої амплітуди. У цей момент порожнина високого тиску з'єднується з порожниною низького тиску підкачки, виникає хвильовий процес, описаний в працях професора Іванівського В.Г. [39,57]. Незважаючи на те, що для згладжування цього процесу, який викликає підвищену вібрацію ПА і вакуумну корозію відсічних пробок, застосовуються спеціальні демпфери, вібродатчик, що дозволяє чітко реєструвати коливання в момент відсічення.

У момент посадки голки виникає другий віброімпульс на діаграмах, причому найбільш чітко він фіксується безпосередньо з корпусу форсунки.

Таким чином, можна виділити найбільш інформативні діаграми, торця форсунки і відсічного клапана, які найбільш точно характеризують фази подачі палива.

На другому етапі експерименту проводився фазовий аналіз вібродіаграм корпусу форсунки і відсічного клапана. Аналіз вібродіаграм різних вузлів паливної апаратури в процесі впорскування палива показав, що за даних умов запису діаграм (обраній частоті пропускання фільтра вібродатчика 12 ± 1 кГц) на різних вузлах по-різному проявляються віброакустичні ефекти уприскування. Розглянемо випадок, коли вібродатчик встановлений на торці форсунки. Магнітна платформа датчика встановлена на притискній шайбі так, що вісь чутливого елемента збігається з віссю голки форсунки. Для імітації реальної картини роботи двигуна проведені випробування на режимах, що відповідають різним точкам по хвильовій характеристиці: 50%, 70%, 80%, 90%, 100% (1-5) і мінімально стійкі обороти.

Для порівняльного аналізу одночасно були записані діаграми лінійного переміщення голки; тиск палива в трубці ПНВТ; тиск палива в форсунці; детектовані вібродіаграми, записані датчиком VS-20, встановленим на торці форсунки.

На цих режимах голка один раз піднімається і опускається протягом робочого циклу. Момент повного підйому відповідає місцевому піку на діаграмі тиску палива в трубці

ПНВТ. Це явище обумовлено короткочасним падінням тиску в момент підйому голки. Далі тиск палива підвищується, оскільки плунжер продовжує рух вгору, а потім падає в момент відсічення палива. Коли тиск палива стає менше тиску необхідного для утримання голки у верхньому положенні, яке регулюється затяжною пружиною, голка повертається на місце, під дією пружини і перекриває соплові отвори. Таким чином, по ходу руху голки вона двічі вдаряється спочатку про верхній, а потім про нижній упор. У момент удару виникають акустичні хвилі, які мають достатню для реєстрації амплітуду в обраному частотному діапазоні 12 ± 1 кГц.

На діаграмі передні фронти імпульсів точно збігаються з моментами повного підйому і посадки голки для всіх режимів на гвинтовій характеристиці з нормальним уприскуванням палива.

У разі мінімально стійких оборотів і великій подачі палива вібросигнал носить явно спотворений характер. Діаграма переміщення голки показує дробове уприскування. Якісна картина дрібного уприскування повторюється і на вібродіаграмі. Проте, слід зазначити, що навіть у цьому випадку передній фронт вібрації з задовільною точністю збігається з моментом першого підйому голки.

Максимальна розбіжність кутів на всіх режимах не перевищувало 0.2° ПКВ. У момент повного підйому голки після удару її об верхній обмежувач голка робить кілька згасаючих високочастотних коливань. Період цих коливань можна розрахувати виходячи з того, що кутова тривалість циклової подачі $\varphi_{\text{ц}} = 27.4^\circ$ при оборотах РВ $n=106$ об/хв. Тривалість циклової подачі в цьому випадку дорівнює $\tau_{\text{ц}} = \varphi_{\text{ц}} / 6n = 43$ мс. Період затухаючих коливань голки при ударі об верхній обмежувач дорівнює $\tau_{\text{н}} = 2.19$ мс. Реєструє апаратура, яка дозволяє записувати сигнали кожні 40 мкс (10 мкс/канал * 4 канала). В даному випадку за один період згасаючих коливань голки буде отримано 55 точок.

Аналіз розрахунку вприскування палива [39,56] показав, що за час між початком підйому і повним підйомом - ділянку / 1,2 /, а також між початком посадки і повної

посадкою голки / 3,4 / впорскується не більше 2% циклової порції палива на всіх розглянутих режимах.

Таким чином, аналіз передніх фронтів віброімпульсів форсунки з допомогою датчика VS-20 дозволяє визначити дійсні (фактичні) кути уприскування палива в циліндр дизеля.

За умовами експерименту витримувалися постійні оберти стенду $n = 150$ об / хв і змінювався індекс подачі палива на ПНВТ від $m = 20$ (а) до $m = 40$ (е). Аналіз діаграм показує стійку закономірність між цикловою подачею і відстанню між передніми фронтами імпульсів детектованих вібродіаграм, отриманих як з торця форсунки, так і з відсічного клапана. У всіх випадках необхідно відзначити досить чіткий і стійкий характер вібродіаграм по переднім імпульсам.

Фази передніх фронтів вібродіаграми форсунки збігаються з моментами підйому і посадки голки. Для визначення фаз передніх фронтів вібродіаграми, заглушки навпаки відсічного вікна (надалі "відсічення") необхідно розглянути додатковий сигнал - діаграму тиску палива в відсічній порожнині ПНВТ.

Початок наростання сигналу віброімпульса відбувається у всіх випадках з випередженням на $1-1.5^\circ$ ПКВ для МОД, що відповідає приблизно 0.5 мс. Необхідно відзначити, що амплітуда вібрації різко наростає і плавно зменшується. Такий характер вібрації проявляється як на вібродіаграмах форсунки, так і на вібродіаграмах відсічення. Таким чином, можна зробити припущення про те, що передні фронти віброімпульсів, де швидкість наростання вібрації максимальна, визначаються, як максимум першої похідних по куту $^\circ$ ПКВ.

Необхідно відзначити той факт, що незважаючи на значну різницю амплітуд коливань тиску палива в відсічній порожнині в момент початку ходу плунжера і в момент відсічення палива, амплітуди віброімпульсів відсічення однакові. Цей ефект проявляється для вібрації, записаного на частоті 12 ± 0.5 кГц, що дозволяє точно ідентифікувати як кінець, так і початок подачі палива по ПНВТ. Так, якщо тиск палива на вході в ПНВТ забезпечується паливопідкачиваючими насосами на рівні $3-5 \text{ кг/см}^2$, то

в результаті відсічення максимальна амплітуда коливань в системі низького тиску досягає близько 100 кг/см^2 .

Механізм виникнення коливань тиску в системі низького тиску в результаті відсічення палива широко висвітлений в роботах професора Івановського В.Г. Метою цієї роботи було вирішення задачі ідентифікації факту виникнення коливань великої амплітуди в системі низького тиску, тобто дефектації демпфера відсічних коливань.

Центральна частота пропускання фільтра вібродатчика становила $12 \pm 0.5 \text{ кГц}$. При різних циклових подачах виникають якісно схожі коливальні процеси в системі низького тиску, проте на вібродіграмі відсічення це ніяк не проявляється. Це дає підставу зробити припущення, що при гідравлічному джерелі виникнення віброімпульсів їх максимальна амплітуда доводиться на частоту, меншу ніж $12 \pm 0.5 \text{ кГц}$.

Для перевірки цього припущення було проведено експеримент, при якому центральна частота пропускання фільтра вібродатчика вибиралася рівною $12 \pm 0.5 \text{ кГц}$, $10 \pm 0.5 \text{ кГц}$ і $8 \pm 0.5 \text{ кГц}$. Вібродатчик встановлювався у всіх випадках на заглушку навпроти відсічного вікна. При $f_0 = 10 \pm 0.5 \text{ кГц}$ на вібродіграмі з'являється один вторинний імпульс, що співпадає по фазі з першим імпульсом тиску максимальної амплітуди. При $f_0 = 8 \pm 0.5 \text{ кГц}$ на вібродіграмі з'являється кілька імпульсів, амплітуда яких зменшується пропорційно загасаючим коливань тиску в відсічній порожнині ПНВТ. Таким чином, зменшивши частоту пропускання фільтра вібродатчика, можна здійснити дефектацію демпфера відсічення системи низького тиску. При цьому передній фронт основного імпульсу буде спотворений і фази подачі палива визначити буде неможливо.

Розглянемо випадок, коли вібродатчик з основною частотою пропускання фільтра $f_0 = 8 \pm 0.5 \text{ кГц}$ встановлений додатково на торець форсунки. Можна відзначити, що передні фронти основних вібросигналів спотворені. На вібродіграмі відсічення виникає потужний вторинний імпульс, який сповіщає про початок коливального процесу в системі низького тиску після відсічення палива. Амплітуда

виникає в відсічній порожнині віброакустичних коливань в момент відсічення настільки велика, що вторинний імпульс можна зафіксувати з торця форсунки. Цей цікавий ефект можна використовувати при індиціюванні дизеля в експлуатації, коли вібродатчик складно закріпити на заглушці навпроти відсічного вікна. Основний віброімпульс, що виникає на форсунці внаслідок удару голки об верхній і нижній упори, використовують для визначення фаз упорскування палива, в даному випадку не можна, так як на нього виробляється накладка додаткових сигналів.

Якісна картина уприскування з точною передачею фаз переміщення голки спостерігається при $f_0 = 12 \pm 0.5$ кГц. У зв'язку з цим виникає питання, як будуть відображені деякі характерні дефекти паливної апаратури при аналізі вібрації в цьому частотному діапазоні. Можна відзначити, що при зависанні голки у верхньому положенні відбувається сильне зменшення або повне зникнення другого імпульсу, що виникає при посадці голки при нормальному стані ПА. Крім того, в разі поломки пружини характерно виникнення дробового першого імпульсу. У будь-якому випадку, крім явного спотворення форми вібродіаграми форсунки, відбувається істотна, відносна зміна площі під діаграмою, що можна зафіксувати за допомогою чисельного аналізу. Цей факт можна використовувати для постановки попереднього діагнозу в системах комп'ютерного діагностування ПА судових дизелів.

3.4 Визначення фаз подачі палива і затримки samozаймання палива

Як було показано вище, за допомогою аналізу віброімпульсів форсунки і заглушки навпроти відсічного вікна, можливе визначення дійсних і геометричних кутів уприскування палива в робочий циліндр дизеля.

Похідні дискретних функцій визначаються за допомогою методів чисельного диференціювання:

$$[D1]' = \frac{d1.}{d\varphi}, [D2]' = \frac{d2.}{d\varphi}. \quad (3.20)$$

Фазове співвідношення геометричного і дійсного уприскування палива. Передні фронти віброімпульсів характеризують початок і кінець подачі, і впорскування палива. У ці моменти швидкість наростання віброімпульса максимальна. Таким чином, можна записати вирази для визначення передніх фронтів віброімпульсів:

$$\begin{aligned} D1(\varphi_{MAX1}) &= D1_{\max1}; \\ D1(\varphi_{MAX2}) &= D1_{\max2}; \\ D2(\varphi_{MAX3}) &= D2_{\max3}; \\ D2(\varphi_{MAX4}) &= D2_{\max4}. \end{aligned}$$

Дійсний кут випередження впорскування палива

$$\varphi_{OP} = \varphi_{MAX1}.$$

Дійсна тривалість впорскування

$$\varphi_{inj} = \varphi_{MAX1} + \varphi_{MAX2}.$$

Геометричний кут початку подачі палива по ПНВТ

$$\varphi_{OP}^{\Gamma} = \varphi_{MAX3}.$$

Геометрична тривалість впорскування палива ПНВТ (від початку ходу плунжера до відсічення)

$$\varphi^{\Gamma} = \varphi_{MAX3} + \varphi_{MAX4}.$$

Аналіз похибок визначення дійсних і геометричних фаз подачі палива було проведено для паливної апаратури дизелів ЧН 25/34, VASA 9R32 і ДКРН-3. У всіх випадках для малообертових, середньообертових, підвищеної спритності і високообертових дизелів фазова похибка визначення кутів подачі палива, не перевищувала 0.5 ÷ 0.8 % для дійсних кутів, і 0.7 ÷ 1.2 % для геометричних кутів.

Після визначення дійсних фаз подачі палива можна визначити період затримки самозаймання палива, як фазовий або часовий інтервал між повним підйомом голки форсунки і початком самозаймання палива:

$$\varphi_{DEL} = \varphi_{OP} - \varphi_{Pc} \text{ [}^{\circ}\text{ПКВ)];}$$

$$\tau_{DEL} = \frac{1e3}{6n} \varphi_{DEL} \text{ [мс].}$$

Похибка визначення фазової і тимчасової тривалістю періоду затримки самозаймання складається з суми похибок визначення φ_{OP} і φ_{Pc} . В середньому для всіх випробуваних МОД похибка τ_{DEL} не перевищувала 1.5% і для СОД 2 %. Найбільший вплив на похибку τ_{DEL} надає точність запису кривої тиску газів в робочому циліндрі. Так, наприклад, ефект дроселювання тиску в каналі індикаторного крана може згладити діаграму в момент початку зростання тиску при самозайманні палива і відповідно внести істотну похибку у визначенні кута φ_{Pc} .

Точність визначення фаз подачі палива залежить від вибору місця установки вібродатчика і не залежить від якості запису робочого процесу. У разі спотворення робочих діаграм через різні дефекти паливної апаратури похибка розрахунків може значно зрости. Однак факт наявності несправності в роботі ПА буде зафіксований до початку розрахунків і, таким чином, буде вирішена задача діагностики і дефектації відповідного механізму [55].

Визначення фаз газорозподілу. Завдання визначення фаз газорозподілу вирішимо аналогічно, як у попередньому завданні за допомогою методів чисельного диференціювання. При індиціюванні чотиритактних дизелів на вібродіаграмі форсунки або кришки циліндра, крім імпульсів, що виникають при переміщенні голки, присутні імпульси, відповідні закриття (посадці) клапанів системи газорозподілу. Імпульси, що виникають при відкритті клапанів мають на порядок меншу амплітуду і майже неможливо розрізнити на рівні шумів. Для фіксації імпульсів відкриття клапанів вібродатчик необхідно встановлювати в безпосередній близькості від працюючого клапана. Більшість сучасних чотиритактних СОД обладнані ковпаками, які закривають форсунку і механізм газорозподілу так, що установка вібродатчика біля клапану неможлива або можлива протягом нетривалого часу при зняттю ковпаку.

У разі нормального технічного стану механізму газорозподілу характер віброімпульсів, що виникають при посадці і при відкритті клапанів, показаний на рис. 3.24 віброімпульсів клапанів ФГР в цьому випадку мають один максимум з різким наростанням і спадом амплітуди сигналу. Зрозуміло, в даному випадку ми маємо

справу з коливаннями, що мають суто механічну причину виникнення на відміну від віброімпульсів подачі палива, де велика роль "гідравлічної" складової - шумів від швидкого витікання палива.

Максимум першої похідної від вібрації $V' = \frac{dV}{d\varphi}$ показує найбільшу швидкість його наростання і прийнятий для визначення моментів закриття і відкриття клапанів. На прикладі закриття впускного клапану можна записати:

$$\varphi_{cls}^{in} = \varphi_{MAX1}.$$

Аналіз похибок методу проводився на двигунах марки ЧН 25/34 в лабораторних умовах і на суднових дизель-генераторах. Максимальна похибка у визначенні ФГР від відповідних значень, визначених традиційними методами в статиці, не перевищувала 3%.

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНОЇ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

4.1 Діагностування тепловозів типу «ЧМЕЗ» і модифікація програмного забезпечення комплексу D4.0H

4.1.1 Модифікація програмного забезпечення комплексу D4.0H

Необхідність модифікації програмного забезпечення комплексу D4.0H викликана особливостями індиціювання дизелів тепловозів ЧМЕЗ.

До конструктивних дизелів тепловозів особливостей відносяться:

- розташування дизеля на тепловозі і можливість доступу до індикаторного крану, вузлів паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу; наявність ковпаків на кришках циліндрів;

- можливість установки віброакустичного датчика на вузлах механізму газорозподілу;

- можливість установки віброакустичного датчика на паливному насосі високого тиску.

До організаційних особливостей проведення діагностики відносяться:

- способи подачі навантаження на дизель в умовах реостатних випробувань;

- стабільність навантаження дизеля в умовах реостатних випробувань.

Для обґрунтування особливостей поведінки діагностики дизелів тепловозів в умовах реостатних випробувань необхідно провести короткий аналіз конструкції і розташування основних механізмів тепловоза ЧМЕЗ, включаючи розташування дизелів і поста управління.

Основне обладнання тепловоза ЧМЕЗ (рис. 4.1) включає в себе наступні вузли: 1 - автозчеплення; 2 - акумуляторна батарея; 3 - кришка пісочного бункера; 4 антена; 5 - апаратна камера; 6 - інструментальний ящик; 7- тепло- і звукоізоляційні стінки; 8-резервуар управління (100 л); 9 - тяговий генератор; 10

турбонагнітач; 11 - дизель; 12- водяні секції радіатора допоміжного контуру; 13- вентилятор допоміжного контуру; 14-верхні жалюзі шахти холодильника; 15 - головний вентилятор; 16 - водяні секції радіатора основного контуру; 17- головна рама; 18 - передній візок; 19 - вентилятор охолодження тягових електродвигунів переднього візка; 20 - тяговий електродвигун; 21 - колісна пара; 22-паливний бак; 23 - вентилятор охолодження тягових електродвигунів заднього візка; 24 - підвісний болт; 25 - задній візок; 26 - допоміжний пульт; 27 - ручне гальмо; 28 - калорифер; 29- шафа для одягу; 30 – дво-машинний агрегат; 31 - головний резервуар (4X250 л); 32 - бокові жалюзі шахти холодильника; 33 - компресор; 34 - гідравлічний редуктор; 35-запасний резервуар (78 л); 36 - пульт управління тепловозом; 37 - радіостанція.

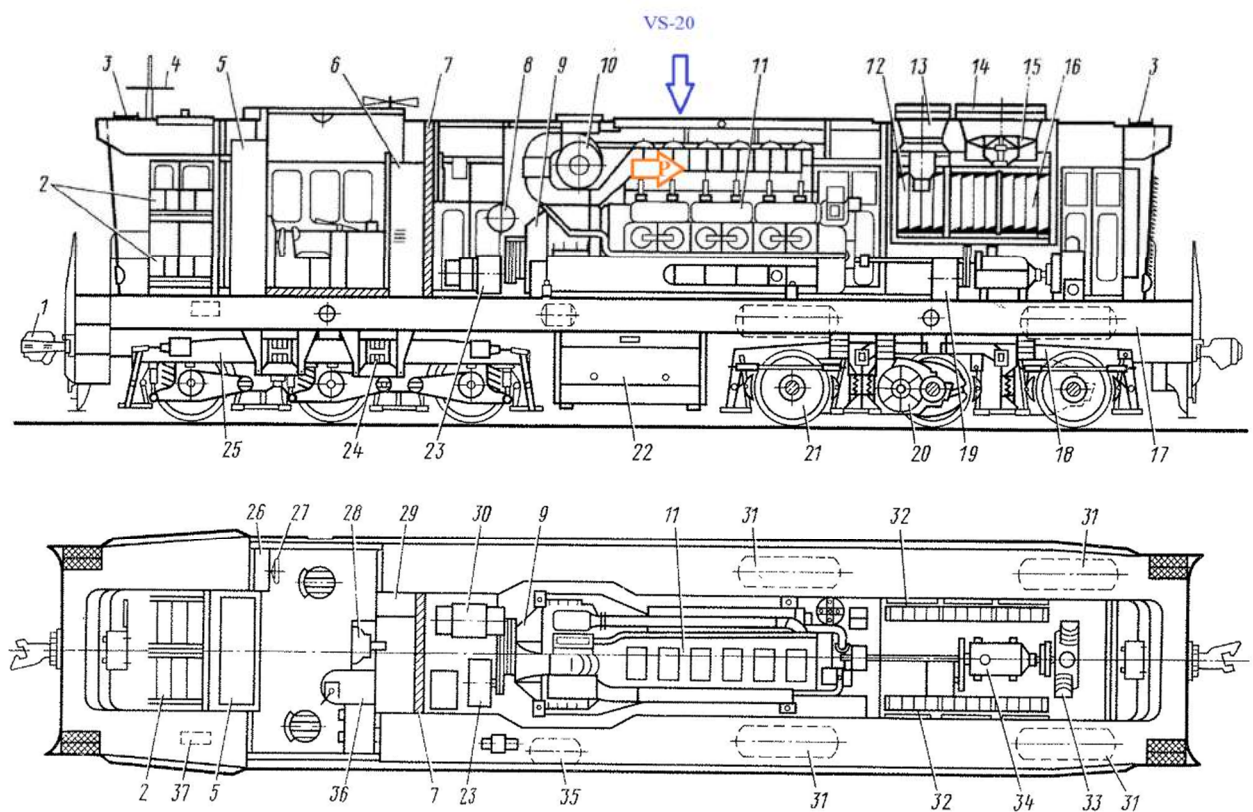


Рис. 4.1 – Розташування основного обладнання тепловоза ЧМЕЗ

Головною вимогою проведення діагностики дизелів є стабільність навантаження протягом всього сеансу діагностування (70 - 100%), яке можна забезпечити тільки в умовах реостатних випробувань.



Рис. 4.2 – Тепловоз ЧМЕЗ на станції реостатних випробувань

Не менш важлива вимога - доступність основних вузлів паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу для установки віброакустичного датчика VS-20.



Рис. 4.3 – Установка віброакустичного датчика VS-20 на форсунку при знятому ковпаку кришки циліндра

На рис. 4.1, 4.2 показано місце установки віброакустичного датчика VS-20 (зверху на кришці циліндра, при знятому ковпаку і доступних форсунки і клапанах газорозподілу). Датчик встановлюється на торець форсунки. Особливістю такої установки є те, що при цьому відбувається запис вібродіаграм як самої голки форсунки, так і клапанів газорозподілу при їх закритті. Для зручності установки датчик VS-20 змонтований на виносну штангу і, таким чином, він може бути встановлений на форсунку, що знаходиться глибоко на поверхні кришки циліндра, між впускних і випускних клапанів газорозподілу.

Збоку з платформи зручно встановлюється датчик тиску PS-20m (показано на рис. 4.3 і бічний стрілкою на рис.4.1)



Рис. 4.4 – Установка датчика тиску PS-20m на індикаторний кран

Основний датчик тиску газів в циліндрі PS-20m має компактні розміри (45 x 50 мм) і може бути встановлений на будь-яку конструкцію індикаторного крана всіх типів дизелів, передбачених на тепловозах ЧМЕЗ.

Навантаження на дизель задається з кабіни управління становищем рукоятки навантаження по східцях з 1-ї по 8-му. Основною особливістю реостатних випробувань є те, що індиціювання проводиться при положенні навантаження 6,7,8 щабель, а проміжках між установками датчиків на циліндри проводиться скидання навантаження до 1-го ступеня. В результаті кожен наступний циліндр діагностується після стабілізації параметрів, після збільшення навантаження з 1-го ступеня до 6-8 ступеню.

Необхідність витримки часу і контролю стабільності параметрів між діагностуванням окремих циліндрів є особливістю проведення діагностики дизелів тепловозів і цим викликана необхідність в модифікації існуючого програмного забезпечення комплексу D4.0H.

Команди на установку датчиків і початок сеансу діагностування кожного циліндра подаються з кабіни управління, рис. 4.5., звідки зручно здійснювати візуальний зв'язок між технічним персоналом, задіяним в процесі діагностування дизеля тепловоза.



Рис. 4.5 – Кабіна управління тепловоза ЧМЕЗ

Рукоятка управління має 8 фіксованих положень навантаження. Після діагностування кожного циліндра, в проміжках між перестановками датчиків навантаження скидається з 6-8 позиції на 1-у. Після установки датчиків і подачі команди на запис і розрахунок параметрів, програмне забезпечення здійснює витримку часу і контроль стабільності параметрів робочого процесу в межах заданої точності (до 2.5% відхилення від середнього значення). Параметри, за якими здійснюється контроль між індиціюванням окремих циліндрів:

- Частота обертання колінчастого вала RPM
- Максимальний тиск стиснення P_{comp}
- Тиск на лінії розширення (36° після ВМТ) P_{exp}
- Ступінь підвищення тиску $\lambda = \frac{P_{max}}{P_{comp}}$
- Середній тиск в циліндрі P_t

Опис основних модулів комплексу D4.0H. Спочатку комплекс розроблений для використання на суднових дизелях (головних і допоміжних). Проте він може бути використаний і вже пройшов тривалі натурні випробування на дизелях тепловозів і на берегових дизельних енергетичних установках. Основні об'єкти моніторингу: головні і допоміжні судові дизелі, залізничні дизелі, берегові дизельні енергетичні установки.

Модуль реального часу системи D4.0H. Модуль реального часу системи D4.0H призначений для безпосереднього запису даних робочого процесу і попереднього розрахунку 3-х ключових параметрів (тактність двигуна визначається автоматично):

- $P_z(P_{max})$ - максимальний тиск згоряння в циліндрі (середнє, мінімальне і максимальне значення за кілька робочих циклів);
- RPM - частота обертання колінчастого вала дизеля;
- P_t - середній тиск в циліндрі.

Автоматичне визначення тактності двигуна дозволяє проводити моніторинг без попереднього налаштування на тип дизеля. Дані індиціювання окремих циліндрів передаються з модуля D4.0H в комп'ютер по інтерфейсу RS-232 зі швидкістю 115200 б/с.

Програмне забезпечення та основні параметри, визначаються при діагностуванні.

Програмне забезпечення здійснює розрахунок наступних параметрів:

Середній індикаторний тиск $P_i \backslash \backslash \backslash MIP$

Індикаторна потужність циліндра

$$N_i \backslash \backslash P_i$$

Частота обертання колінчастого вала

$$RPM$$

Максимальний тиск згоряння в циліндрі

$$P_z, P_z^{\min}, P_z^{\max} (\varphi P_z)$$

$\backslash \backslash$

$$P_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max} (\varphi P_{\max})$$

Максимальний тиск стиснення

$$P_{comp}$$

Тиск на лінії розширення (36° після ВМТ)

$$P_{exp}$$

Максимальна швидкість підвищення тиску

$$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$$

Тиск на початку згоряння

$$p_c' (\varphi P_c')$$

Дійсні та геометричні фази подачі палива

$$\alpha, \alpha^G, \varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$$

Період і кут затримки самозаймання палива

$$\tau_D, \varphi \tau_D$$

Фази газорозподілу

$$\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$$

Аналіз технічного стану ПА і МГР

Тиск в будь-якій точці діаграми

$$P_x$$

Дані спектрального-FFT аналізу (опція)

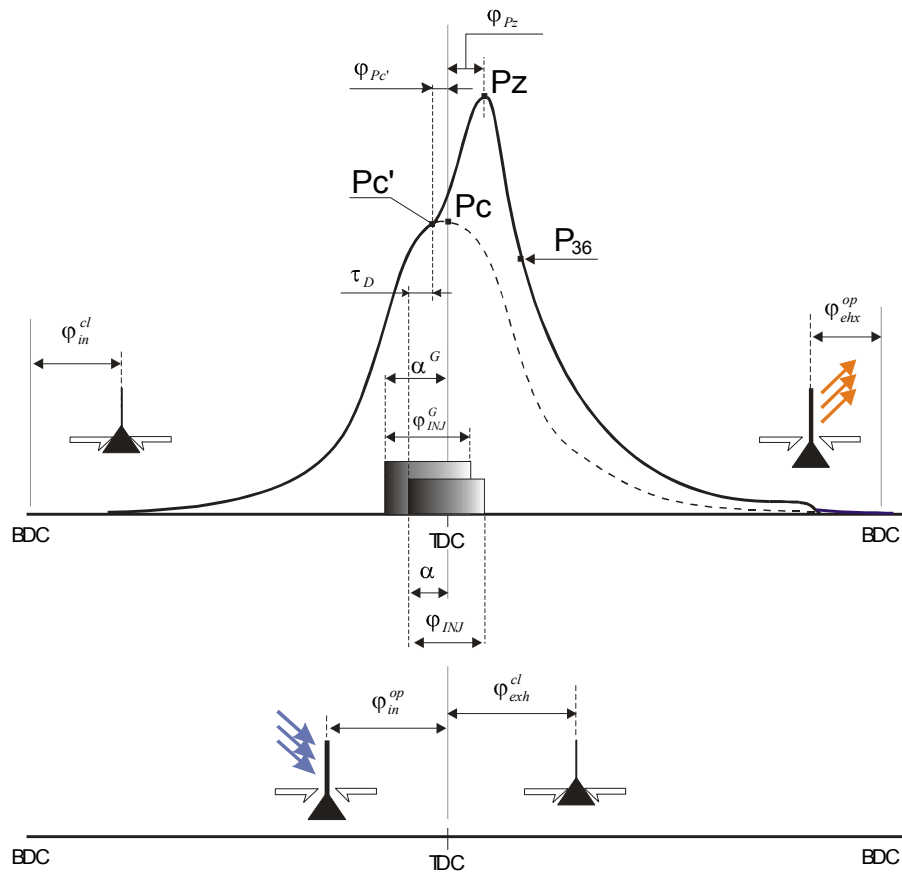


Рис. 4.6 – Основні параметри робочого процесу дизеля тепловоза визначаються при діагностуванні комплексом D4.0H

Характеристики програмного забезпечення:

1. $P(\varphi), P(V)$ - індикаторні діаграми;
2. $dP/d\varphi$ - діаграми похідних (кутова швидкість зміни тиску газів в циліндрі);
3. вібродіаграми $vib(\varphi)$ - для аналізу фаз подачі палива, газорозподілу і оцінки технічного стану паливної апаратури і механізму газорозподілу;
4. зведені діаграми, зведені бар-діаграми, зведена таблиця основних розрахункових параметрів;
5. розрахунковий метод визначення ВМТ циліндра (PLS-алгоритм);
6. звіт по робочому процесу в кожному циліндрі, зведений звіт;
7. Windows 98 – XP, оптимальна здатність екрана 1280 x 1024 (min 1024 x 768).

Алгоритмічна синхронізація даних. Визначення ВМТ, НМТ і подальша синхронізація даних проводиться розрахунковим шляхом, за допомогою PLS-алгоритму «безфазової синхронізації». Перша версія PLS-алгоритму була розроблена в 1994 р для переносних систем DEPAS 2.34. До теперішнього часу він істотно модифікований і пройшов ретельне тестування на двигунах МОД, СОД і ВОД. Завдяки використанню PLS-алгоритму моніторинг робочого процесу проводиться без установки синхронізуючих датчиків на маховику двигуна, що робить систему DEPAS D4.0H універсальною - готовою до використання на будь-якому двигуні без його попередньої підготовки. Крім переваг системи, пов'язаних з можливістю оперативного моніторингу, PLS-алгоритм має наступні важливі властивості:

- PLS-алгоритм автоматично враховує скручування колінчастого вала на навантаженому двигуні;

- PLS-алгоритм автоматично враховує можливі невідповідності між справжнім станом ВМТ і відміткою на маховику, які можуть виникнути внаслідок неточного маркування;

- PLS-алгоритм автоматично враховує зміщення ВМТ під час експлуатації внаслідок впливу проміжків в деталях КШМ і інших експлуатаційних факторів;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);

- PLS-алгоритм дає можливість здійснювати моніторинг робочого процесу без попередньої підготовки двигуна (під час роботи з системами моніторингу, які використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина підготовки системи до роботи - установка фазового датчика і маркування маховика);

- відсутні часові та фінансові витрати на установку датчиків (застосування PLS-алгоритму дозволяє здійснювати індиціювання дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації, без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних).

Лабораторні тестування та практичні випробування систем DEPAS показали, що точність синхронізації при використанні PLS-алгоритму відповідає точності апаратної синхронізації. Абсолютна фазова похибка визначення ВМТ, НМТ і в цілому синхронізації не перевищує 0.5° ПКВ, що дає можливість максимально точно розраховувати середній індикаторний тиск і індикаторну потужність циліндра під час експлуатації.

Фази подачі палива і газорозподілу, а також технічний стан ПА і МГР визначаються за допомогою контактного вібродатчика VS-20. Датчик має магнітну основу і міцно фіксується в місцях контактів. Визначення зазначених параметрів відбувається без безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску і спеціальних кріплень до МГР.

Використання вібродатчика в системі для визначення параметрів упорскування і газорозподілу. У системах DEPAS був вперше застосований вібродатчик спільно з датчиком тиску газів в циліндрі для детального аналізу робочого процесу в циліндрі СДВЗ. Аналіз вібродіаграм паливної апаратури і механізму газорозподілу разом з індикаторною діаграмою робочого процесу значно розширив область контрольованих параметрів. Діагностика технічного стану робочого циліндра стала можливою не тільки по діаграмі тиску газів, як це досі прийнято в більшості аналогічних комп'ютерних систем, але і по найважливішим процесам подачі палива і газорозподілу.

Вібродатчик VS-20 стандартно включений до складу системи DEPAS. Система виконана в міцному корпусі, датчик тиску на армованому кабелі винесено на зручну відстань. Система управляється однією кнопкою з чіткою фіксацією. Для управління використовуються три основні команди: коротке натискання - 'Click', подвійне натискання - 'Double Click' (аналогічно роботі з мишкою в системах Windows) і довге натискання - 'Long Press'.

Загальна вага системи з датчиками менше 2 кг. Ємності стандартних батарей (4xА1) вистачає приблизно на 10 годин роботи.

Використання вібродатчика в системі пояснюється рис.4.7. Верхня діаграма - переміщення голки форсунки під час впорскування палива. Середня діаграма -

тиск палива перед форсункою. Нижня діаграма - перетворена вібродіаграма торця форсунки.

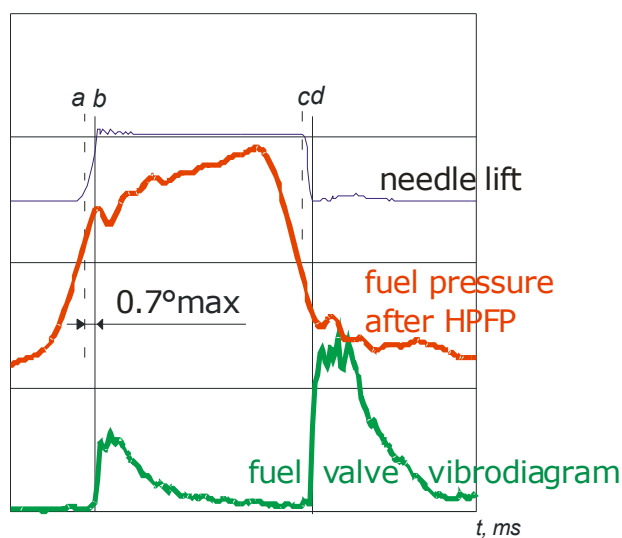


Рис. 4.7 – Діаграми однофазного уприскування форсункою дизеля тепловоза

Фази впорскування палива (початок, відповідне підйому голки і закінчення, відповідне посадці - по верхній діаграмі) збігаються з передніми фронтами віброімпульсів на нижній вібродіграмі, рис. 4.7. Таким чином, аналіз вібродіаграм дає можливість оцінити фази подачі палива за допомогою контактного вібродатчика, без препарування форсунки і без впровадження спеціальних датчиків в систему високого тиску. Крім того, форма віброімпульсів відображає технічний стан форсунки і всієї паливної апаратури високого тиску в цілому. При нормальному технічному стані ПА форсунка генерує два імпульси (на початку і в кінці уприскування) з чітко вираженими передніми фронтами. У разі установки вібродатчика на торець форсунки, фазова відстань від переднього фронту до ВМТ характеризує дійсний кут випередження впорскування палива. При установці вібродатчика на заглушку, навпроти відсічного вікна ПНВТ, фазова відстань від переднього фронту віброімпульса до ВМТ характеризує геометричний кут початку подачі палива ПНВТ (кут, що визначається за «меніску»).

Алгоритм роботи та функціональна схема програмного забезпечення комплексу D4.0H

На початку розрахунку проводиться оцінка коректності запису даних реального часу і початкового розрахунку - на екран, короткий час відображає розрахункова величина тактності двигуна. Коректна оцінка модулем реального часу тактності двигуна свідчить про те, що запис даних проведений без помилок, зокрема, пов'язаних з можливими дефектами каналу індикаторного крана.

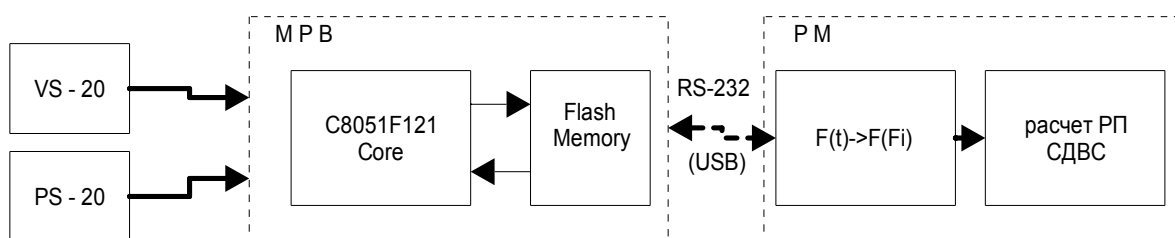


Рис. 4.8 – Функціональна схема системи D4.0H

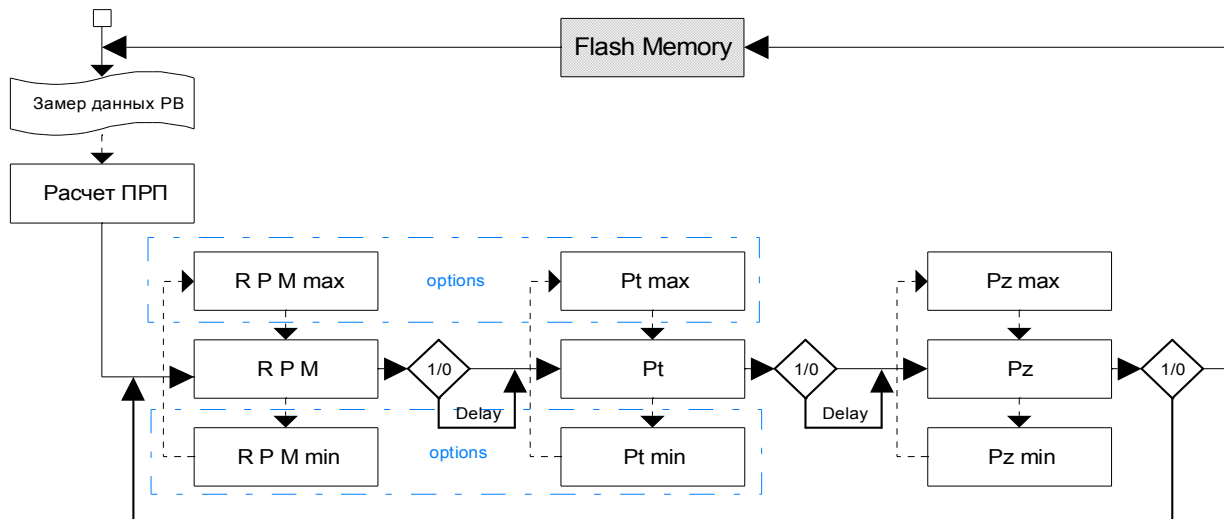


Рис. 4.9 – Послідовність відображення даних на екрані МРВ

У модуля реального часу записуються дані про декілька послідовних робочих циклів кожного циліндра. Кількість циклів може задаватися з налаштовувальної частини розрахункового модуля. Такий підхід дозволяє

отримувати не тільки середні значення параметрів і їх відхилення (рис. 4.8), а й виконувати статистичну оцінку рівномірності роботи паливної апаратури.

Зазначені параметри (rpm, P_t, P_z і їх відхилення від середніх значень) можуть бути розраховані по тимчасовим записам робочих циклів і є найбільш значущими для експрес-оцінки стану циліндра. Для подальшого розрахунку параметрів робочого процесу необхідно провести синхронізацію даних і, таким чином, весь подальший розрахунок відбувається вже в розрахунковому модулі.

Розрахунковий модуль. Модуль виконує послідовне вирішення завдань синхронізації даних, що надходять від МРВ і, потім розрахунку і аналізу робочого процесу. Під синхронізацією даних мається на увазі визначення координат основних положень поршня (ВМТ - верхня мертва точка і НМТ - коефіцієнт корисної) і подальший переклад індикаторних діаграм з функцій часу в функції по куту повороту колінчастого вала:

$$F(t) \Rightarrow F(\varphi^{\circ}_{ПКВ}).$$

При цьому враховується нерівномірність обертання колінчастого вала, що особливо актуально для сучасних малообертових довгоходових двигунів (L-МС, S-МС, RTA и др.).

При вирішенні завдання синхронізації використовується безградієнтний метод мінімізації нелінійної n-параметричної функції (Powell-64). У процесі розрахунку алгоритм Powell-64 використовується двічі: спочатку для пошуку наближеного положення ВМТ (синусоїдальна модель) і потім остаточний розрахунок шляхом моделювання швидкості зміни тиску $dP/d\varphi$. Алгоритм Powell-64 виявився дуже стійким навіть для випадку значної зашумленості даних. Незважаючи на те, що по суті це метод пошуку з умовним закінченням ітерацій, вдалося сформулювати такі початкові умови, що загальний час на виконання завдання синхронізації виявилась прийнятною для більшості сучасних ПЕВМ.

Для моделювання робочого процесу використовуються паспортні дані двигуна і реальні синхронізовані діаграми робочих циклів $F(\varphi)$. Це дозволяє

досягнути максимальної точності моделювання, провести детальний аналіз поточного технічного стану циліндра і скласти достовірний прогноз за даними попередніх розрахунків.

Основні етапи синхронізації і розрахунку параметрів робочого процесу можна представити наступними пунктами.

1. Моделювання $\frac{dP}{d\varphi}$ на ділянці стиснення (рис. 4.10), де миттєві значення тиску в циліндрі в загальному випадку представляються формулою

$$P_j = P_a \left(\frac{V_j}{V_a} \right)^{n1}, \quad (4.1)$$

де P_a – тиск на початку стиснення, а V_j - поточний обсяг циліндра:

$$V_j = V_c + 0,5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_\theta} - \cos \varphi_j - \frac{1}{\lambda_\theta} \sqrt{1 - (\lambda_\theta \sin \varphi_j)^2} \right]$$

$n1$ – показник політропи стиснення - на етапі синхронізації приймається постійним, рівним 1,37-1,42 залежно від типу СДВЗ.

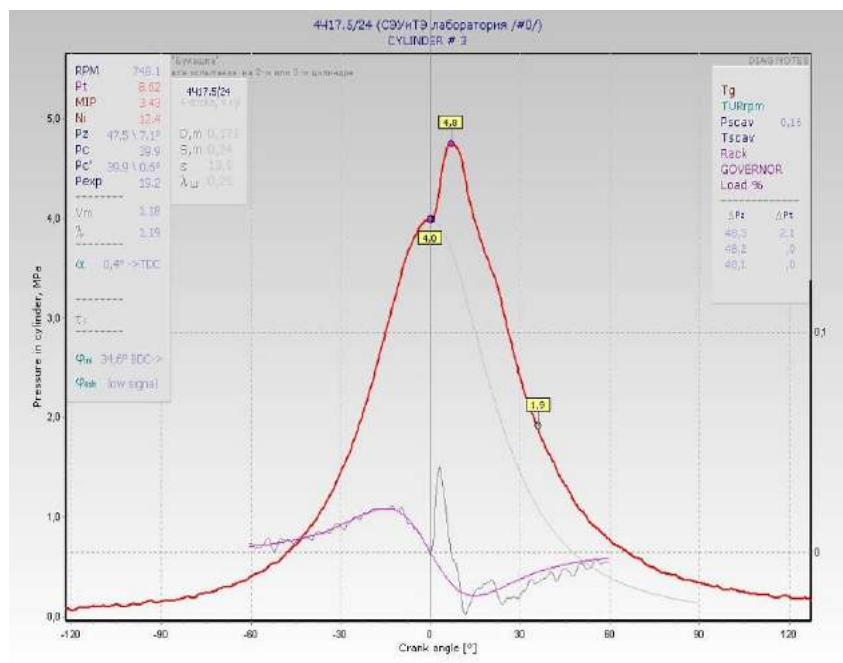


Рис. 4.10 – Робочий екран розрахункового модуля на етапі синхронізації

2. Корекція розрахункового значення ВМТ - виходячи з того, що швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю (см. рис. 4.10)

$$\frac{dP}{d\varphi_{ВМТ}} = 0. \quad (4.2)$$

3. Побудова моделі кривої $P(\varphi)$ ділянки стиснення до $\varphi P'_c$ (кута початку займання палива) і екстраполяція моделі на такт розширення.

4. Розрахунок середнього індикаторного тиску методом збільшення обсягів

$$P_i = \frac{1}{V_S} \sum_{j=1}^m \frac{P_{j+1} + P_j}{2} (V_{j+1} - V_j).$$

5. Розрахунок індикаторної потужності та інших параметрів робочого процесу.

На етапі попередньої обробки даних реального часу необхідно провести фільтрацію високочастотних шумів, що виникають внаслідок кінцевої частоти дискретизації АЦП. На цьому етапі використовуються методи гармонійного аналізу і цифрової фільтрації на базі швидкого перетворення Фур'є (БПФ).

Основні цілі і завдання модернізації керуючої програми реального часу діагностичного комплексу D4.0H

1) Логічний поділ завдань, отримання найбільш значущих параметрів і повного розрахунку робочого процесу.

У процесі поточної експлуатації дизелів тепловозів технічного персоналу немає необхідності проводити діагностику і розрахунок робочого процесу і процесу тепловиділення в циліндрах, але абсолютно необхідно мати можливість швидкої оцінки декількох найбільш значущих параметрів робочого процесу. З іншого боку, в тих ситуаціях, коли потрібно більш детальний аналіз стану циліндра, необхідно провести розрахунок і аналіз робочого процесу в ньому. Для цього достатньо мати спеціальне програмне забезпечення, побудоване на базі сучасної ітераційної математичній моделі робочого процесу. Вихідні дані для моделювання і подальшого аналізу можуть бути накопичені в модулі реального

часу і передані в розрахунковий модуль по одному з послідовних інтерфейсів комп'ютера.

2) Значне спрощення схеми системи моніторингу.

Система розділеного моніторингу фактично являє собою переносний компактний прилад, виконаний на базі сучасного мікроконтролеру з внутрішньої енергонезалежної Flash-пам'яттю, і програмне забезпечення, яке працює під управлінням WinXP / 7/8. За даними безпосередніх вимірів на двигуні проводиться попередній розрахунок декількох значущих параметрів і відображення їх на внутрішньому екрані модуля реального часу. Тимчасові реалізації робочих циклів, необхідні для побудови діаграм і детального аналізу робочого процесу в циліндрі, накопичуються в архіві (Flash-пам'яті). За рахунок коротких зв'язків з системи виключені кабельні траси і всі проміжні перетворювачі. Процес моніторингу можуть виконувати два фахівця. Розрахунковий модуль встановлюється з компакт-диска на будь-який судновий комп'ютер. Всі звіти та діаграми можуть бути роздруковані на встановленому в системі принтері.

3) Розробка потужної системи з великими функціональними можливостями, і в той же час простим і зрозумілим інтерфейсом, призначеної для діагностування дизелів тепловозів.

Одним з аргументів недостатньо широкого використання стаціонарних систем моніторингу дизелів тепловозів була їх складність і висока вартість. На станціях реостатних випробувань використання стаціонарних систем моніторингу було нерентабельним, навчання роботі з системами вимагало тривалого часу. Пропонований поділ функцій системи моніторингу дизелів, дає можливість спростити інтерфейс системи і зменшити її вартість процесу діагностики.

4.1.2 Діагностування дизелів K6S310DR маневрових тепловозів ЧМЕЗ

Діагностування дизелів K6S310DR вироблялося на стації реостатних випробувань в локомотивному депо № 1 Одеса-Сортувальна. На вимогу

локомотивної служби діагностування вироблялося двічі: до і після планових ремонтних робіт. При необхідності, якщо після ремонту виявлялися критичні зауваження, цикл ремонту - діагностування повторювалися.

На тепловозі встановлений дизель марки K6S310DR, який працює як дизель-генератор, живлячи акумулятор. Тепловоз приводиться в рух за допомогою електродвигунів, які отримують електроживлення від акумулятора. Дизель K6S310DR рядний шестициліндровий з робочим об'ємом 163 л, з турбонагнітачем і проміжним охолодженням повітря, рис. 4.11. Дизель модернізований так, що при частоті обертання - 775 хв^{-1} його потужність складає 1100 кВт. На холостому ході частота обертання - 350 хв^{-1} . Поршень виконаний з камерою згоряння, його діаметр - 310 мм, хід - 360 мм. Питома ефективна витрата палива цих дизелів знижена (!) до $225 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$.

В даний час така величина питомої витрати палива не може витримувати конкуренції з сучасними середньообертковими дизелями основних фірм: Wärtsilä, Caterpillar, Deutz, MTU і ін., які заявляють величини питомої витрати палива SFOC менш $200 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. Наприклад, СОД Wärtsilä 6L32 з системою подачі палива Common rail, при аналогічній частоті обертання – 775 хв^{-1} і циліндричній потужності 500 кВт (!) має питому ефективну витрату палива $\text{SFOC} = 176 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. В процесі експлуатації, при погіршенні технічного стану дизеля K6S310DR, його потужність знижується, а питома витрата ще більше збільшується, майже «досягаючи показників» найперших компресорних дизелів Рудольфа Дизеля – $300 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. Не допускати такої ситуації і дотримуватися, хоча б приблизно, паспортних значень потужності і витрати можна тільки шляхом підтримки нормального технічного стану дизеля. Регулярного виявлення і усунення несправностей, а також регулювання ПА і МГР за допомогою моніторингу робочого процесу і параметричної діагностики.

Система параметричної діагностики D4.0H використовується на суднових, залізничних і стаціонарних дизельних установках з 2005 року. За цей час накопичено великий досвід експлуатації, що дозволив удосконалити і розвинути її основні розрахункові алгоритми. Дві основні характерні відмінності системи, що

дозволяють здійснювати якісну і швидку параметричну діагностику дизелів: 1) паралельний аналіз тиску в циліндрі, подачі палива і газорозподілу; 2) використання розрахункового алгоритму синхронізації даних.

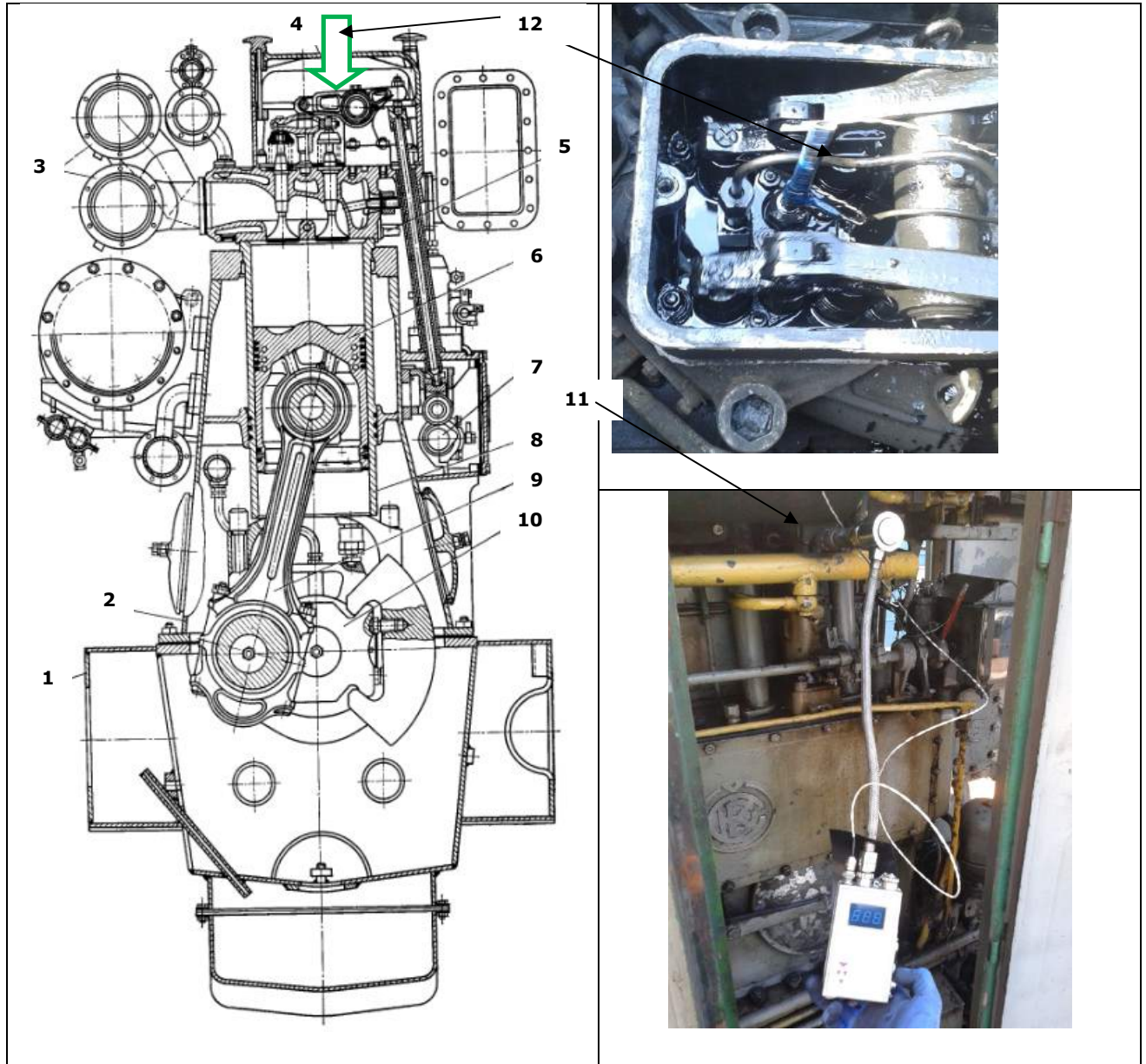


Рис. 4.11 – Дизель K6S310DR

1- рама; 2- блок; 3- випускні колектори; 4- привід клапана; 5- кришка циліндра; 6 - поршень; 7- розподільний вал; 8- втулка циліндра; 9- шатун; 10 колінчастий вал; 11- система моніторингу D4.0H . Датчик тиску PS-20m на індикаторному крані; 12- вібродатчик VS-20m встановлений на торець форсунки, ковпак кришки циліндра знятий.

Проведення попередніх досліджень системи на дизелі K6S310DR показало, що можна оперативно отримати достовірну діагностичну інформацію про технічний стан ПА і МГР. В умовах реостатних випробувань датчик тиску переноситься з циліндра на циліндр, при цьому витримується постійне навантаження (6,7 або 8 щабель, тобто більше 60% від номіналу). Вібродатчик VS-20m встановлюється на торець форсунки з боку кришок циліндрів, при цьому ковпак на який вказують циліндр знятий. При знятому ковпаку розбризкування оливи незначне і установка VS-20m на магнітній основі проводиться зручно, якщо використовувати подовжувач корпусу датчика.

Діагностичні параметри робочого процесу дизеля, що визначаються системою, наведені на рис. 4.12. Вони визначаються за трьома інформаційними каналами: тиск газів в циліндрі протягом робочого циклу, вібродіаграма процесу впорскування палива і вібродіаграма роботи клапанів газорозподілу.

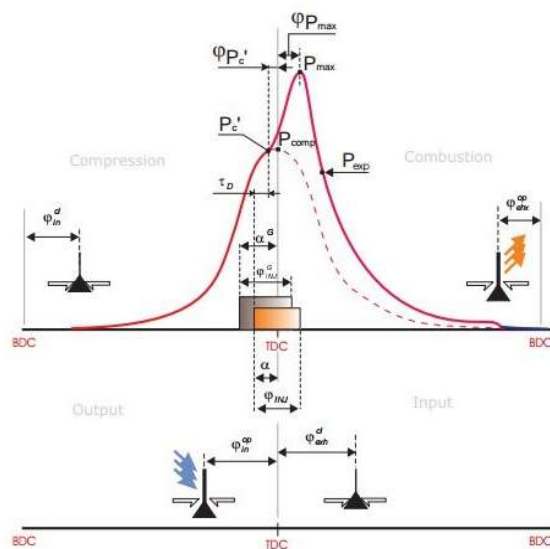


Рис. 4.12 – Фрагмент опису D4.0H - параметри робочого процесу дизеля, що визначаються системою

Основним вимірювальним елементом систем є датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-20m . Дані використовуються для розрахунку середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності циліндра і визначення основних параметрів

робочого процесу. Вібродатчик VS-20m є допоміжним датчиком системи. Аналіз віброімпульсів різних вузлів паливної апаратури і циліндропоршневої групи дизеля дозволяє визначати фази подачі палива і газорозподілу, а також здійснювати оцінку технічного стану за формами вібродіаграм.

Середній індикаторний тиск робочого циклу розраховується за дискретно записаної розгорнутої індикаторної діаграми методом прирощених обсягів. Крок дискретизації $\Delta\varphi \leq 0.5^\circ$ повороту колінчастого вала ПКВ.

$$p_i = \frac{1}{V_S} \sum_{j=1}^m \frac{p_{j+1} + p_j}{2} (V_{j+1} - V_j), \quad (4.3)$$

де m - кількість ділянок розбиття індикаторної діаграми.

Для кожного кута повороту φ_j колінчастого вала поточний обсяг циліндра записується у вигляді:

$$V_j = V_C + 0.5V_S \left[1 + \frac{1}{\lambda_a} - \cos \varphi_j - \frac{1}{\lambda_a} \sqrt{1 - (\lambda_a \sin \varphi_j)^2} \right], \quad (4.4)$$

де V_C - обсяг камери стиснення,

$\lambda_{ш} = S/2L_{ш}$ - відношення радіуса мотилля колінчастого вала до довжини шатуна між осями його підшипників.

Індикаторна потужність дизеля розраховується за формулою

$$N_i = c_1 D^2 S n p_i, \quad (4.5)$$

де n - частота обертання КВ двигуна, хв^{-1} ;

i - число циліндрів;

c_1 - коефіцієнт, що враховує тактність дизеля і розмірності вхідних величин для приведення результату до системи СІ

($c_1=6.55$ для 4-х тактних дизелів; $c_1=13.1$ для 2-х тактних дизелів).

Умова визначення кута моменту початку самозаймання палива:

$$\left(\frac{d^2 p}{d\varphi^2} \right)_{MAX} = \left(\frac{d^2 p}{d\varphi_{P'c}^2} \right)$$

Друга похідна $d^2 p / d\varphi^2$ розраховується для ділянки від $\varphi = \varphi_{0.5P_c}$ - середина ділянки стиснення, до $\varphi = \varphi_{P_{\max}}$ із заданим кроком $\Delta\varphi$ за формулою чисельного диференціювання.

Для практичної оцінки механічної жорсткості використовується середня швидкість наростання тиску від кута початку згоряння $\varphi p'_c$ до кута максимального тиску згоряння φp_z :

$$\bar{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} , \quad (4.6)$$

$$\text{де } \Delta p = p_z - p'_c, \quad \Delta \varphi = \varphi p_z - \varphi p'_c .$$

Інші параметри робочого процесу, показані на рис. 4.13, а також фази подачі палива і газорозподілу визначаються за допомогою методів.

Результати параметричної діагностики дизеля К6S310DR маневрового тепловоза ЧМЕЗ до і після ремонтних робіт наведені на рис. 4.13. При навантаженні вище 6-ої ступені спостерігався чорний дим. Під час першого діагностування були зафіксовані значні відмінності температур випускних газів між циліндрами (більш 70 °С). Діагностика показала нерівномірність потужностей циліндрів і максимальних тисків згоряння до 20%, рис. 4.13А1. На циліндрах № 1, 2, 4 спостерігалася дробове уприскування палива. Крім того, на циліндрах № 1, 4 заміна форсунок не привела відразу до виправлення ситуації і дробове уприскування збереглося. Аналіз вібродіаграми на відсічній пробці паливного насоса високого тиску (ПНВТ) показав вібродіаграму, характерну для зниженого тиску подачі палива, тобто втрату гідро щільності плунжерної пари ПНВТ.

На циліндрах № 2, 3 спостерігалася характерна двоімпульсна вібродіаграма закриття впускних клапанів (рис. 4.13b1), а на циліндрі № 6 - випускних клапанів (рис. 4.13d). Це викликано порушенням в регулюванні механізму газорозподілу і асинхронність роботи клапанів.

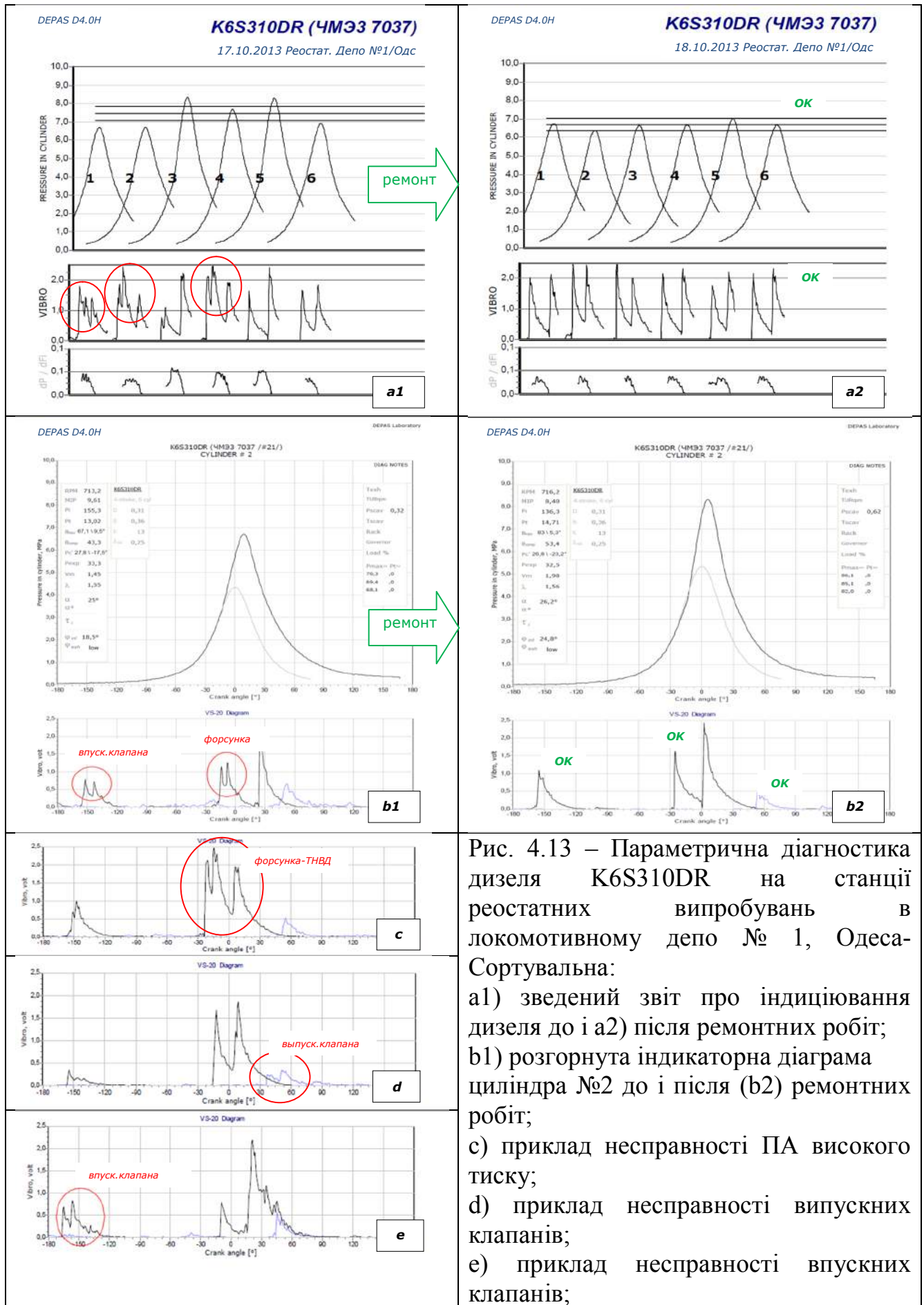


Рис. 4.13 – Параметрична діагностика дизеля К6S310DR на станції реостатних випробувань в локомотивному депо № 1, Одеса-Сортувальна:

- a1) зведений звіт про індикювання дизеля до і a2) після ремонтних робіт;
- b1) розгорнута індикаторна діаграма циліндра №2 до і після (b2) ремонтних робіт;
- c) приклад несправності ПА високого тиску;
- d) приклад несправності випускних клапанів;
- e) приклад несправності впускних клапанів;

З використанням отриманих діагностичних даних було проведено кілька циклів ремонтних робіт, з подальшим діагностуванням і виявленням дефектів. Після закінчення ремонтних робіт діагностика показала наступні результати:

- зменшена нерівномірність розподілу потужностей по циліндрах до 3%,
рис. 4.13;

- зменшена нерівномірність розподілу максимальних тисків згоряння по циліндрах до 3.5%;

- зменшена нерівномірність розподілу максимальних температур випускних газів по циліндрах до 5%;

- вібродіаграми уприскування, записані з торця форсунок на всіх циліндрах характерні для нормальної роботи ПА високого тиску в цілому (двоімпульсні діаграми з чітко вираженими передніми фронтами - підйом і посадка голки форсунки, рис. 4.13b2).

- вібродіаграми закриттів впускних і випускних клапанів мають вигляд характерний для синхронної роботи клапанів - один імпульс, причому максимумами віброімпульсів показують фази закриттів, що збігаються з їх паспортними значеннями, рис. 4.13b2. Це характеризує нормальну установку теплових проміжків і, в цілому, нормальний технічний стан приводу МГР.

У разі однофазного уприскування, що застосовується на дизелях K6S310DR нормальна робота паливної апаратури високого тиску повинна приводити, в кінцевому підсумку, до підйому і посадки голки в певних, заданих фазах, см. 4b2. При цьому підйом голки форсунки повинен відбуватися з певною фазою випередження до ВМТ для цього типу СОД (тобто витримуватися фактичний кут випередження впорскування). Будь-які зміни фаз підйому і посадки голки (початку і закінчення уприскування), а також багаторазові підриви голки є наслідком комплексного дефекту паливної апаратури високого тиску в цілому.

При чотирьох-клапанній системі газорозподілу найбільш характерний дефект - асинхронність роботи клапанів - проявляється у вигляді подвійного імпульсу або множинних імпульсів вібродіаграми, рис. 4.13 b1, d, e. Відсутність або спотворення імпульсу на вібродіаграмі при закритті клапанів теж є ознакою

дефекту. У всіх цих випадках потрібен контроль теплового проміжку і профілактика механізму газорозподілу. Форми віброімпульсів впускних і випускних клапанів при нормальному технічному стані МГР показані на рис. 4.13b2.

Система D4.0H дозволяє фіксувати переміщення голки і, таким чином, контролювати працездатність ПА високого тиску в цілому. Паралельно з віброімпульсами форсунки при уприскуванні записуються і аналізуються віброімпульси, що виникають при посадці клапанів газорозподілу, дозволяючи контролювати технічний стан МГР.

4.1.3 Комплекс практичних заходів по регулюванню ПА і МГР

Головною умовою нормальної роботи дизеля, при якому забезпечується мінімальна питома витрата палива, висока надійність і велика тривалість роботи на номінальній потужності, є вдосконалення процесу згоряння палива в робочих циліндрах. Якість робочого процесу залежить від налаштування паливної апаратури, механізму газорозподілу, правильно встановленої висоти камери стиснення, рівномірного розподілу навантаження по окремих циліндрах і т.д. Тобто від якості регулювання основних вузлів і систем дизеля.

Для якісного регулювання дизеля пропонуються наступні заходи:

1. При ремонтах дизеля і демонтажі кришок циліндра необхідно здійснювати контроль за станом тарілок, сідел, направляючих втулок, впускних і випускних клапанів, тому що порушення щільності прилягання робочих клапанів значно знижує надійність і економічність роботи дизеля. Якщо на сидлі клапана присутні ризики, вибоїни, то сидло клапана і сам клапан необхідно проточити на верстаті, а потім притерти.

Якість притирання або герметичність впускних і випускних клапанів можна перевірити за допомогою м'якого олівця, яким на поверхню наносять довільно риски в радіальному напрямку. Потім клапан обережно опускають в гніздо і

провертають його на $1/3$ оберту. При гарній щільності олівцеві риси будуть рівномірно стерті.

2. Перевірку теплових зазорів впускних і випускних клапанів проводити на холодному двигуні при відкритих люках розподільного вала, щоб переконатися, що на підприємстві, перевіряється в циліндрі ролик штовхача, який знаходився над циліндричною частиною кулачка. Необхідно також відрегулювати одночасність відкриття і закриття траверс впускних і випускних клапанів.

Величина теплового зазору встановлюється заводом-виробником. Її необхідно суворо дотримуватися, тому що при зменшенні проміжку клапани починають відкриватися раніше, а закриватися пізніше, а при збільшенні проміжків - навпаки.

Крім того, збільшення теплових проміжків призводить до появи стукотів в газорозподільному приводі, передчасного його зносу і навіть поломки, а зменшення проміжків до нуля не забезпечує щільного закриття клапанів і може бути причиною задир ролика, кулачка і вигину штанги коромисла.

3. Перевірка і регулювання фаз газорозподілу (моментів відкриття і закриття впускних і випускних клапанів щодо верхньої мертвої точки і нижньої мертвої точки) проводити при кожному технічному огляді на кожному циліндрі дизеля. Через неправильне регулювання фаз газорозподілу може відбуватися догоряння на випуск і значно підвищуватиметься температура випускних газів, що призведе до обгорання тарілок і сідел.

Величини випередження відкриття і запізнювання закриття клапанів визначені рекомендаціями заводу-виробника, які необхідно неухильно дотримуватися. Отримані результати вимірювання фактичних фаз газорозподілу порівнюють з даними заводу-виробника. Відхилення допускаються в межах ± 5 °ПКВ.

4. Необхідно перевіряти і регулювати тиск, якість розпилювання палива, герметичність форсунки, кількість і стан соплових отворів розпилювача.

Якість розпилювання палива залежить від тиску уприскування. Відкриття голки форсунки при меншому тиску, ніж це встановлено заводом-виробником,

призводить до поганого розпилювання палива, зниження якості сумішоутворення, підвищеної димності і витраті. Відхилення величини тиску відкриття голки форсунки від норми заводу- виробника допускається не більше, ніж $\pm 5-10 \text{ кг/см}^2$.

Значно погіршується робота двигуна в разі протікання форсунки. При підтіканні частина палива, потрапляючи в циліндр, що не розпилюється, сприяє відкладенню нагару на соплах і перевитрат палива.

Перевірки на герметичність форсунки також проводиться на пресі для випробування форсунок. Для цього спочатку насос і форсунку прокачати паливом для видалення повітря. Потім повільно підвищують тиск в порожнині форсунки до робочого, відповідного моменту відкриття голки. За манометром і секундоміром фіксують зниження тиску до передбаченої межі в інструкції, і визначають час падіння тиску. При допустимій герметичності зниження тиску від 180 до 100 кг/см^2 відбувається за 4-6 хвилин.

Щільність прилягання голки до гнізда розпилювача перевіряється плавно прокачуванням насосу при робочому тиску 5-6 разів. Сопло розпилювача форсунки має залишатися сухим (перед прокачуванням воно протирається насухо).

Знос запірних поверхонь збільшує ширину ущільнювального паска на запірному конусі голки і підйом голки. Збільшення ширини ущільнювального паска порушує герметичність і сприяє підтікання форсунки. Гранична ширина ущільнювального паска повинна становити 0,8 - 1 мм.

Перевірку кута випередження палива можна здійснювати на зупиненому двигуні за допомогою "моментоскопу" повільним прокручуванням колінчастого вала і наглядом за рівнем палива в штуцері ПНВТ. Так визначається геометричний кут випередження подачі палива, тобто паспортне значення кута випередження.

При діагностуванні за допомогою D4.0H, по передньому фронту першого віброімпульса форсунки визначається фаза підйому голки або фактичний кут випередження впорскування палива, див. рис. 4.13b2. Різниця в градусах ПКВ між геометричним і дійсним кутами уприскування палива характеризує гідро -

щільність плунжерній пари. Порівняння геометричних і дійсних кутів випередження впорскування палива між циліндрами дозволяє зробити порівняльний аналіз гідро - щільності плунжерних пар паливних насосів високого тиску без їх демонтажу. При зниженні гідро - щільності плунжерних пар різниця між геометричним і дійсним кутами впорскування збільшується.

Випробування дизелів K6S310DR показали, що перевитрата палива, щодо паспортного значення в середньому до 7% і вище, виникає навіть при некритичному зниженні якості роботи ПА і МГР, і подальшого розбалансування потужностей циліндрів. Багато тепловозів тривалий час експлуатуються в такому стані. Очевидна необхідність підтримки нормального технічного стану основних вузлів і систем дизеля, що впливають на якість робочого процесу.

Якість і ефективність ремонтних робіт залежить від точності діагностичної інформації про характер і локалізації дефекту. Проведення звичайної процедури діагностики з аналізом одних лише індикаторних діаграм $p(\varphi)$ не дає докладного опису дефектів, особливо це стосується паливної апаратури високого тиску. Застосована в системі D4.0H методика застосування віброакустичного аналізу і паралельної діагностики, є найбільш прийнятною на практиці. Отримання точної діагностичної інформації про технічний стан ЦПГ, ПА і МГР дизелів тепловозів дозволило підвищити ефективність ремонтних робіт і перевірити якість їх виконання. Проведені заходи підвищили ефективність і надійність роботи дизеля, а також зменшили витрати палива.

4.2 Визначення параметрів робочого процесу і діагностика головних середньообертових дизелів т/х "Greifswald"

У зв'язку з використанням в системі D4.0H методом алгоритмічної синхронізації даних і віброакустичним визначенням параметрів подачі палива і газорозподілу, вона є зручним засобом для діагностики середньообертових дизелів, на яких відсутні механічні приводи для зняття індикаторних діаграм. Отримані діагностичні дані дають можливість здійснювати контроль стану ЦПГ і

усувати дефекти ПА і МГР. Визначення за допомогою D4.0H і подальше рівномірний розподіл потужності між циліндрами дозволяє вирівняти теплові і механічні навантаження. Весь комплекс проведених заходів сприяє зниженню загального рівня вібрації і теплонапруженості деталей ЦПГ, зменшення питомої витрати палива, підвищення моторесурсу і зниження ризику виникнення аварійних ситуацій в процесі експлуатації судна.

4.2.1 Визначення основних параметрів робочого процесу

Система D4.0H визначає наступні основні параметри робочого процесу:

- p_i, N_i - середній індикаторний тиск і індикаторна потужність циліндра;
- p'_c - тиск і кут повороту колінчастого вала (ПКВ) на початку запалення палива в робочому циліндрі;
- $p_c (p_{comp})$ - тиск в кінці стиснення;
- $p_z (p_{max})$ - максимальний тиск згоряння палива і відповідний кут ПКВ;
- p_{EXP} - тиск на лінії розширення (36° ПКВ за верхньою мертвою точкою, ВМТ);
- фази газорозподілу (по кутах закриття впускних і випускних клапанів газорозподільного механізму, МГР);
- геометричні (по ПНВТ) і дійсні (по ходу голки форсунки) фази подачі палива;
- τ_D - кут і час затримки самозаймання палива (розрахунковим шляхом).

Визначення фаз подачі палива і газорозподілу, а також діагностика паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу МГР, проводиться за допомогою аналізу віброакустичних сигналів відповідних вузлів. Для цієї мети в складі системи є високочастотний вібродатчик VS-20m на магнітній платформі, що забезпечує надійний контакт датчика зі сталевим майданчиком, діагностується вузел на працюючому дизелі. Використання віброакустичного методу повністю відповідає сучасній ідеології "неруйнівного діагностичного контролю". VS-20m використовується для отримання інформації про початок подачі / відсічення

палива (геометричні фази подачі палива) і підйомі / посадці голки форсунки (дійсні фази подачі палива). Традиційна діагностика паливної апаратури високого тиску (ПА) пов'язана з отриманням діаграм тиску палива (рис. 4.14). Безумовно, їх аналіз дає найточнішу інформацію про технічний стан паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і форсунки. Величина максимального тиску уприскування палива ($P_{f.max}$, рис. 4.14) в сучасних ТА досить велика: від майже 300 МПа на сучасних високооберткових і середньооберткових дизелях (ВОД і СОД) до майже 200 МПа на малооберткових (МОД) дизелях. При цьому фаза уприскування складає 10-20 ° ПКВ, що при високих частотах обертання колінчастого вала характеризує різкий динамічний процес з великими амплітудами і швидкостями наростання тиску. Кілька фірм в світі випускають специфічні датчики тиску, що працюють в таких жорстких умовах (kistler.com, imes.de, optrand.com).

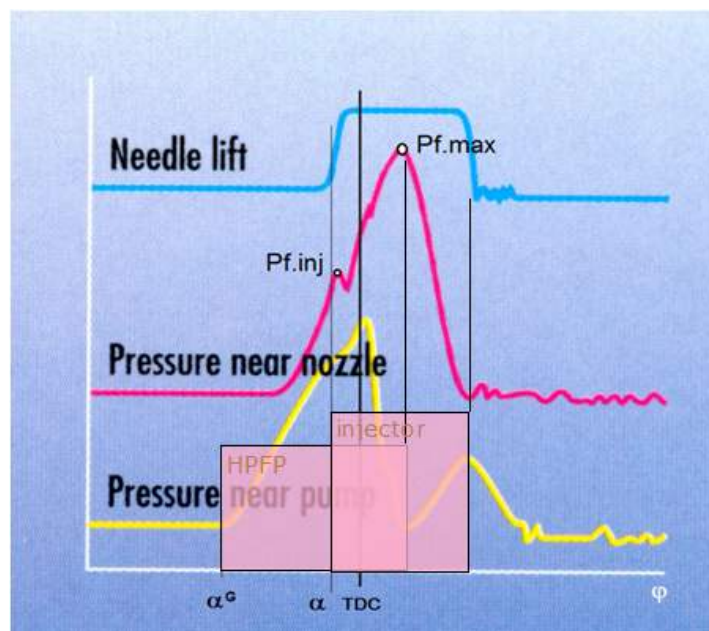


Рис. 4.14 – Діаграми тиску в паливній системі при уприскуванні (зверху-вниз: лінійне переміщення голки, тиск палива перед соплами розпилювача, тиск після ПНВТ)

Зрозуміло, що при такому високому тиску установка позаштатних датчиків в ПА і моніторинг процесу уприскування палива можуть проводитися тільки в лабораторних умовах. На практиці, на транспортному судні заборонені будь-які включення нештатного обладнання в паливну систему високого тиску, тому що

при розгерметизації велика ймовірність вибуху і пожежі. В цьому випадку мало не єдиною альтернативою є аналіз віброакустичних сигналів вузлів ПА. В системі D4.0H так аналізуються фази подачі палива і здійснюється діагностика ПНВТ і форсунки. Для визначення геометричних фаз подачі палива датчик VS-20m встановлюється на заглушку навпроти відсічного вікна плунжерній пари ПНВТ. У цьому місці датчик реєструє вібросигнали, що виникають на початку подачі палива ПНВТ і відсічення.

Для визначення дійсних фаз подачі палива діагностування загального стану ПА високого тиску вібродатчик VS-20m встановлюється на торець форсунки, перпендикулярно ходу голки. В цьому випадку датчик реєструє вібросигнали, що виникають при підйомі і посадці голки форсунки.

При установці вібродатчика на форсунку, він додатково реєструє удари від посадки (закриття) клапанів газорозподілу. Якщо амплітуда сигналів закриття клапанів недостатньо велика, при установці датчика на торець форсунки, - вибирається місце на кришці циліндра, в безпосередній близькості від клапанів.

4.2.2 Визначення затримки самозаймання палива

Затримкою самозаймання палива вважається час між початком вприскування палива в циліндр і початком його займання. На рис. 4.15 це відповідає фазам α і $\varphi P_c'$.

$$\varphi\tau_D = |\alpha - \varphi P_c'|, [\text{° ПКВ}]$$

Зв'язок між кутом ПКВ і часом затримки самозаймання:

$$\tau_D = \frac{\varphi\tau_D}{6 \times RPM}, [\text{мс}]$$

Затримка самозаймання відбувається внаслідок наступних один за одним і пересічних фізичних і хімічних процесів:

- розпорошення і випаровування палива, змішування його з повітрям в камері стиснення;

- хімічна затримка, пов'язана з розвитком процесів.

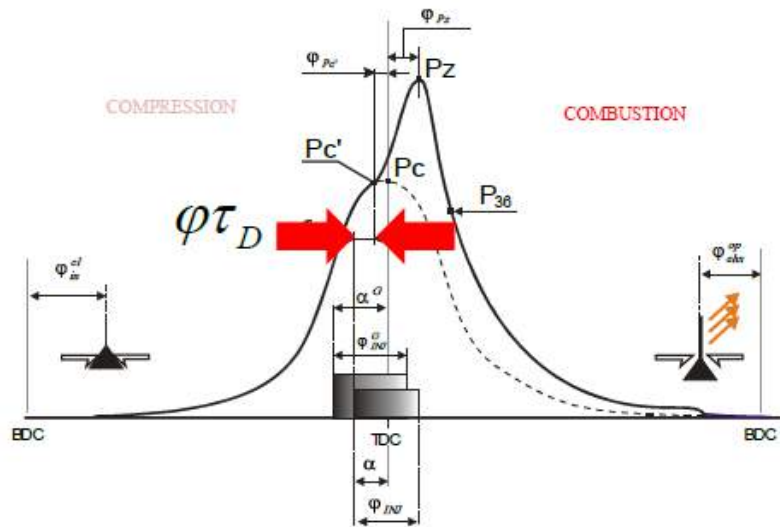


Рис. 4.15 – Затримка самозаймання палива

Загальний вигляд формули, для оцінки затримки самозаймання:

$$\tau_D = \frac{C}{p^n} \exp\left(\frac{E}{RT}\right), \quad (4.7)$$

де p, T - тиск і температура газів в циліндрі в момент упорскування палива;

E - енергія активації палива;

R - газова постійна;

C, n - емпіричні коефіцієнти.

Для підвищення якості згоряння палива, збільшення економічності робочого циклу і зменшення динамічних навантажень на кривошипно-шатунний механізм і підшипники необхідно зменшувати затримку самозаймання. Основні заходи, спрямовані на зменшення затримки самозаймання:

- підвищення тиску впорскування палива і поліпшення якості сумішоутворення;
- уприскування в циліндр попередньої невеликої порції палива, для створення вогнища горіння перед уприскуванням основної порції палива (см. wartsila.com).

4.2.3 Результати діагностування ГД т/х "Greifswald"

"Автомобільно - залізничний / пасажирський пором «Greifswald» (Рис. 4.16) - сучасне вантажно-пасажирське судно, знаходиться під класифікаційним наглядом Німецького Ллойда. Володіє сертифікатом книги рекордів Гіннеса, як найбільше судно в світі в класі автомобільно-залізничних пасажирських поромів. Сучасне мореплавство судна і його значні розміри (довжина понад 190м, ширина - 28м.) дозволяють мінімізувати хитавицю в штормових умовах. Дві вантажні палуби можуть одночасно приймати на борт 50 універсальних залізничних вагонів і 50 великовантажних автомобілів TIR".

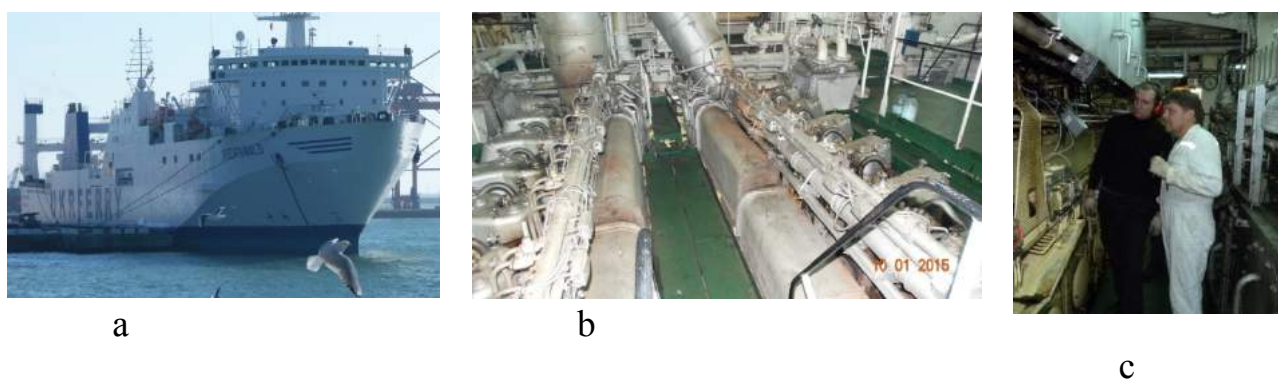


Рис. 4.16 – Пором Greifswald а) стоянка біля причалу у порті Стамбул
б) вид з верхньої платформи головних середньообертових дизелів
6VDS48 / 42AL-2U с) індиціювання головних дизелів системою D4.0H

На судні встановлені чотири головних середньообертових дизеля 6VDS48 / 42AL-2U, виробництва "SKL MOTOREN UND SYSTEMTECHNIK GmbH". Буквальне розшифрування марки двигунів, згідно з документацією, виглядає так:

- 6 - шестициліндрові;
- V - чотиритактні;
- D - дизельного типу;
- S - розраховані для роботи на важкому паливі;
- 48 - хід поршня в см;
- 42 - діаметр циліндра в см;
- A - з нагнітачем;
- L - з охолодженням повітря;
- 2 - модифікація за діапазоном експлуатаційних потужностей;
- U - реверсивні.

В процесі експлуатації дизелів відбувається звичний процес розрегулювання вузлів ПА і МГР, а також зношення основних вузлів ЦПГ. Це не критичні в міжремонтний період зміни, проте знижують якість робочого процесу в циліндрах і, відповідно, підвищують питому витрату палива і загальний рівень вібрації двигунів. Крім того, при цьому збільшується нерівномірність розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами, що підвищує ризик виникнення аварійних ситуацій.

Серйозні проблеми виникають і при експлуатації суднових електроенергетичних установок. Основною причиною цього є динамічна нестабільність частоти обертання двигунів. Значною мірою вона обумовлена нестабільністю робочих процесів і обертових моментів окремих циліндрів двигунів. У поєднанні з автоколиваннями в системі регулювання частоти обертання це призводить до суттєвих змінних коливань активної потужності при паралельній роботі генераторних агрегатів.

Періодичне індиціювання дозволяє виявляти і усувати причини дисбалансу потужностей циліндрів, і усувати перераховані вище проблеми.

На рис. 4.17 наведено зведені індикаторні діаграми ГД т / х "Greifswald", зняті на основному експлуатаційному режимі. Загальні висновки за результатами діагностування ГД наступні:

- ГД1, цил.2 - знижена потужність і низький рівень всіх параметрів робочого циклу. Необхідно перевірити компресію і стан ПА і МГР;
- детонаційне згоряння, як наслідок неякісного розпилу палива на ГД2 цил.3,5,6; ГД3 цил.3, ГД4 цил.4. Необхідна перевірка ПА цих циліндрів;
- ГД2 цил.2 і ГД3 цил.2 - "жорстка робота", внаслідок раннього вприскування палива;
- ГД1 цил.3 відносно перевантажений і можливий дробовий вприскування палива;
- найбільший розбаланс потужностей по циліндрах - ГД1 і ГД2. Після ревізії ГД1 цил.2 і усунення на ГД2 дефектів ПА необхідне регулювання циклових подач;

- задовільне балансування потужностей циліндрів на ГДЗ і ГД4.

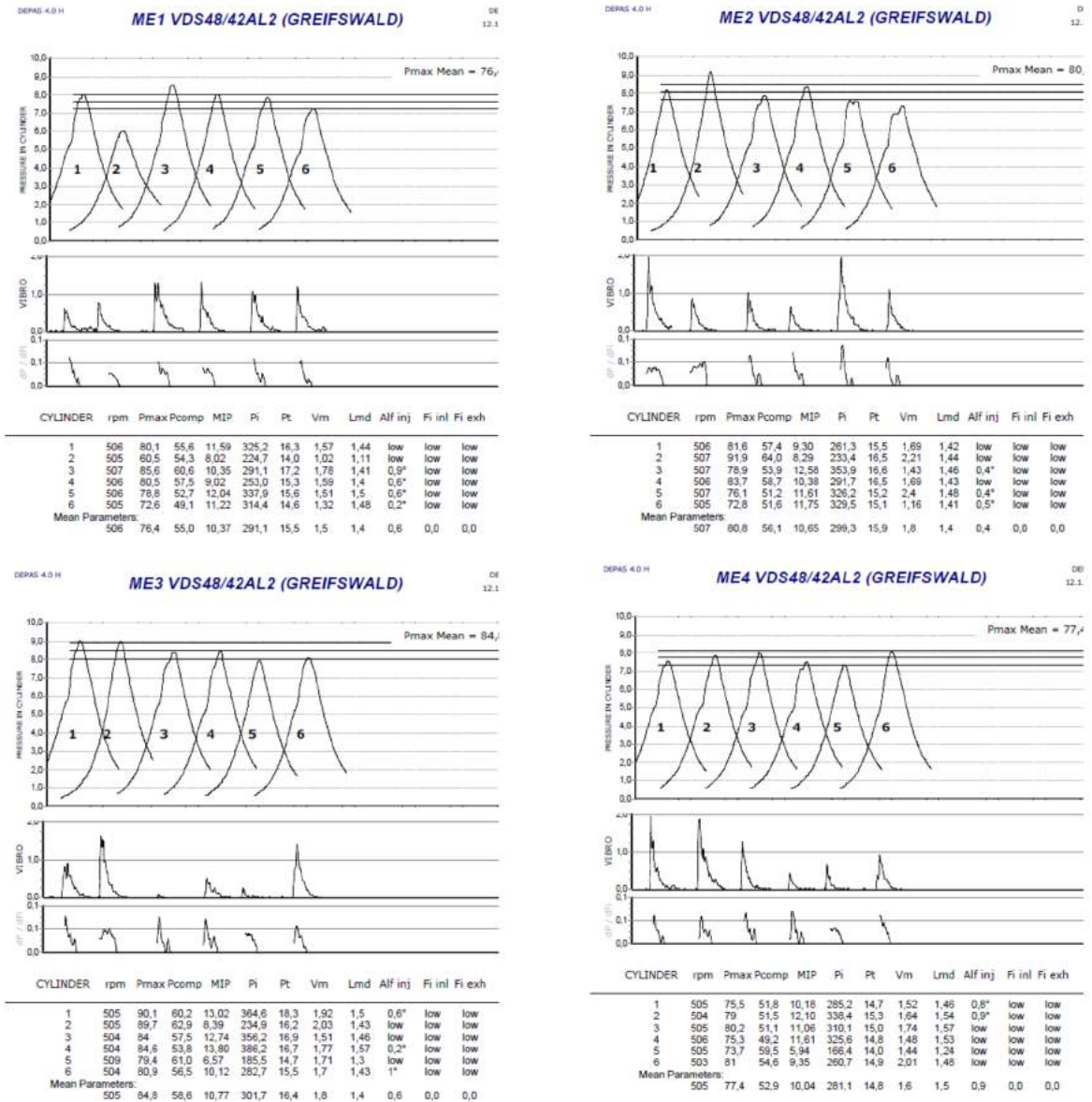


Рис. 4.17 – Зведені індикаторні діаграми ГД 6VDS48/42AL-2U т/х "Greifswald"

На рис. 4.17 наведені порівняльні індикаторні діаграми двох циліндрів з нормальним (а) і пізнім (б) кутами випередження впорскування палива. На рис. 4.18.b пізній кут випередження викликаний дефектами паливної апаратури. Низький тиск уприскування і дефекти форсунки призводять до неякісного

сумішоутворенню в циліндрі. В результаті очевидний неякісний хвильовий процес згоряння в районі зниженого значення P_z .

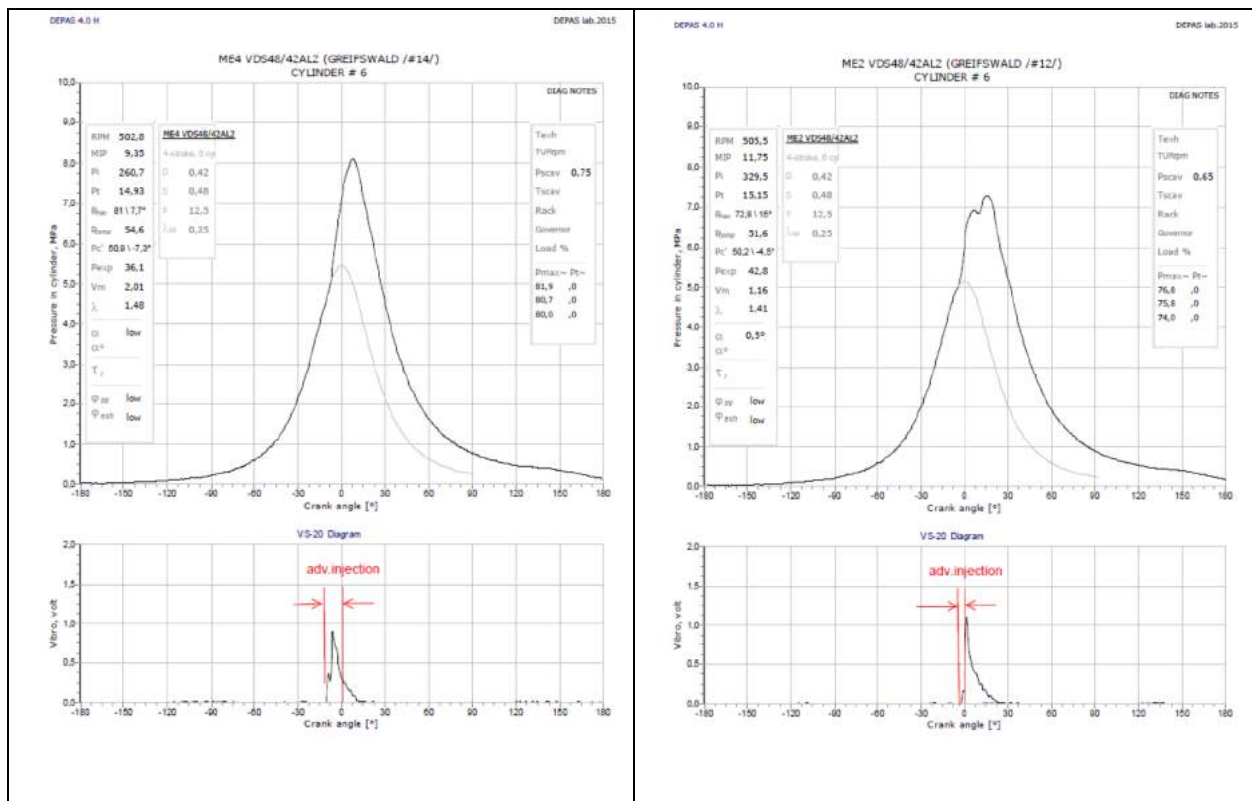


Рис. 4.18 – Зведені індикаторні діаграми двох циліндрів 2 і 4 ГД 6VDS48 / 42AL-2U з нормальним (а) і пізнім (б) кутами випередження впорскування палива

Після визначення параметрів робочого процесу і побудови зведених індикаторних діаграм на основному експлуатаційному режимі необхідно усунути виявлені дефекти ЦПГ, ПА і МГР. Після усунення дефектів необхідно вирівняти циліндрові потужності регулюванням циклових подач палива по циліндрах. Після балансування потужностей необхідно провести контрольне індиціювання.

Вирівнювання потужностей по циліндрах за умови, що дефекти ЦПГ, ПА і МГР усунені, призводить до рівномірного розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами і, як наслідок, підвищенню резерву потужності, зменшення загального рівня вібрації, зниження питомої витрати палива і підвищення моторесурсу двигуна.

ВИСНОВКИ

У дисертації поставлена та вирішена науково-практична задача розробки методів комплексної параметричної діагностики робочого процесу ТД. Отримано нові рішення задач: синхронізації даних, моделювання робочого процесу в середовищі AVL BOOST і віброакустичної діагностики ПА високого тиску, МГР і ГТН. Отримані в роботі наукові та практичні результати дозволяють зробити нижчеперелічені висновки.

1. Аналіз показав, що методи параметричної діагностики, які застосовуються, недостатньо ефективні на характерних для транспортних дизелів експлуатаційних режимах. Для моделювання робочого процесу може бути використаний більш досконалий і спрощений метод розрахунку тепловиділення; необхідна модифікація алгоритму синхронізації даних; методів віброакустичної діагностики ПА високого тиску і МГР і методу вібродіагностування ГТН. Зазначені дослідження дозволять підвищити якість і достовірність діагностичної інформації, а також ефективність експлуатації транспортних дизелів.

2. Отримано метод синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів, за рахунок комбінування методів «Аньєзі» і $dP/d\phi = 0$, що дозволяє визначати ВМТ з точністю до $0,5^\circ$ ПКВ. В результаті підвищується точність розрахунку робочого процесу і подальшої діагностики ЦПГ, ПА і МГР.

3. Отримано достовірну математичну модель робочого процесу транспортних дизелів, за рахунок удосконалення закону тепловиділення в циліндрі, що дозволило зменшити похибку моделювання до 3%, в порівнянні з експериментальними даними N_e , g_e і основними параметрами робочого процесу.

4. Отриманий метод вібродіагностики ГТН транспортних дизелів, за рахунок використання спектрального аналізу віброакустичних сигналів повітряного компресора, дозволяє підвищити ефективність експлуатаційної та передремонтної діагностики.

5. Розроблено комплексний експлуатаційний метод контролю робочого процесу, за рахунок включення віброакустичного контролю подачі палива і

газорозподілу, а також застосування спектрального аналізу при визначенні характеристик ГТН, що дозволяє підвищити ефективність ремонтних робіт ТД.

6. Отримані в дисертації наукові результати були формалізовані у вигляді алгоритмів, що дозволило модифікувати програмне і апаратне забезпечення системи параметричної діагностики «D4.0H». Це дозволило досягнути більш точних результатів параметричної діагностики ТД в експлуатації, підвищити достовірність діагностичних даних, що загалом сприяло підвищенню ефективності експлуатації і ремонтних робіт ТД на морському та залізничному транспорті.

7. В результаті впровадження розроблених в дисертації методів комплексної параметричної діагностики ТД в системі "Одеська залізниця" на маневрових тепловозах ЧМЭ-3; на т/х «Greifswald» ГСК «УКРФЕРРИ» були зменшені сукупні витрати на технічне обслуговування ТД, а також скорочені і конкретизовані обсяги ремонтних робіт. Було підвищено якість та інформативність перед- і післяремонтної діагностики ТД, які експлуатуються на підприємствах. Результати дисертаційного дослідження впроваджено в навчальний процес Одеського національного морського університету (акти впровадження додаються).

8. Методи комплексного експлуатаційного параметричного аналізу і діагностики робочого процесу ТД, включаючи ЦПГ, ПА високого тиску, МГР і ГТН можуть бути використані у вищих технічних морських і залізничних навчальних закладах, судноплавних компаніях і залізничних підприємствах при підготовці інженерів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В. С. Семенов. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.
2. Приложение VI к МАРПОЛ-73/78 : Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ. – Офіц. вид. – СПб. : МАРПОЛ-73/78, 2004. – 80 с. – (Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов).
3. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей: [учебник для вузов] / Камкин С. В. Возницкий И. В., Шмелев В. П. – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.
4. Шишкин В. А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / Шишкин В. А. – М. : Транспорт, 1986. – 192 с.
5. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 271 с.
6. Квятковский В. И., Семенов В. С. Обобщенные зависимости для расчета динамики тепловыделения в дизелях с непосредственным впрыском топлива / В. И. Квятковский, В. С. Семенов // Тр. НИИВТ. – Новосибирск, 1979. – Вып. 146. – С. 89 – 107.
7. Стефановский Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов и др. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.
8. Никитин Е. А. Диагностирование дизелей / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.
9. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей : справочник/ Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский – М. : Машиностроение, 1982. – 168 с.

10. Большаков В. Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / В. Ф. Большаков, Ю. Я. Фомин, В. И. Павленко – М. : Транспорт, 1983. – 160 с.
11. Фомин Ю. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю. Я. Фомин и др. – Л. : Судостроение, 1989. – 344 с.
12. Петровский Н. В. Режимы работы судовых двигателей с воспламенением от сжатия / Н. В. Петровский – М. – Л. : Морской транспорт, 1953. – 152 с.
13. Конаков Г. А. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота : [учебник] / Г. А. Конаков, Б. В. Васильев – М. : Транспорт, 1980. – 423 с.
14. Конаков Г. А. Моделирование, расчет и анализ индикаторного процесса судового дизеля на ЭВМ / Г. А. Конаков, В. А. Грехов, Д. Н. Желудков – М. : В/О Мортехинформреклама, 1987. – 97 с.
15. Семенов В. С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей / В. С. Семенов – М. : Транспорт, 1977. – 182 с.
16. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с.
17. Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники / В. И. Ляшков – М. : Машиностроение, 2005. – 260 с.
18. Двигатели внутреннего сгорания : Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [Алексеев В. П., Иващенко Н. А., Ивин В. И. и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [3-е изд.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 288 с.
19. Двигатели внутреннего сгорания : Системы поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов [С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко,

- В. И. Ивин и др.] ; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
20. Мизернюк Г. Н. Методика расчета рабочего процесса КДВС на ЭВМ / Г. Н. Мизернюк, А. С. Кулешов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101.
 21. Сычев В. В. Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычев, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов и др. – М. : Изд-во стандартов, 1978. – 276 с.
 22. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова.] – М. : Машиностроение, 1985. – Изд. 3-е перераб. и доп. – 456 с.
 23. Грехов Л. В. Уточненная математическая модель процесса подачи топлива в дизеле / Л. В. Грехов // Известия вузов. Машиностроение. – 1997. – № 10-12. – С. 47-51.
 24. Грехов Л. В. Математическое моделирование процесса подачи топливными системами произвольных схем и конструкций / Л. В. Грехов // Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС : учебное пособие. – Барнаул : АлтГТУ, 1997. – С. 58-67.
 25. Компьютерная оптимизация параметров комбинированных ДВС / Кулешов А. С. Каримов А. Н., Гришин Ю. А., Разлейцев Н. Ф. // Рабочие процессы дизелей [учеб. пособие.] – Барнаул : АлтГТУ, 1995. – С. 67-75.
 26. Кулешов А. С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС : автореф. дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А. С. Кулешов. – М. : МВТУ, 1986. – 16 с.
 27. Кулешов А. С. Оптимизация формы характеристики топливоподачи среднеоборотного дизеля / А. С. Кулешов, Г. Н. Мизернюк // Перспективы разв. комб. ДВС и двиг. новых схем и на новых топливах: всес.

- науч.-тех. конф., сент. 1987 г. : тезисы докл. – М. : МВТУ, 1987. – С. 50-51.
28. Кулешов А. С. Совершенствование рабочего процесса 4-х тактных дизелей с газотурбинным наддувом / А. С. Кулешов // Совр. пробл. газодинамики и теплообмена и пути повыш. эфф. энергоуст : V всес. сем., июнь 1985 г. – М. : МВТУ, 1985. – С. 74 – 82.
29. Кулешов А. С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания /А. С. Кулешов, Л. В. Грехов – М. : МГТУ, 2000. – 64с.
30. AUTRONICA Perfomance Analysing System (MIP Calculator) NK-100. Final Documentation. [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.and-group.net>
31. Системы NK-100, NK-200 [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.cix.co.uk/~autronica-offshore>
32. Kyma Diesel Analyzer (MIP) [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.kyma.no>
33. Системы диагностирования СЭУ [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.polarcom.ru>
34. ПРЕМЕТ Electronic Indicators [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lemag.de>
35. Гаврилов В. С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / В. С. Гаврилов, С. В. Камкин, В. П. Шмелев. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1985. – 288 с.
36. Кринецкий И. И. Основы научных исследований. / И. И. Кринецкий – К. : Г.И.И.О. «Вища школа», 1981. – 132 с.
37. Левин М. И. Состояние и перспективы технической диагностики дизелей / М. И. Левин, А. Г. Плоткин, А. С. Петров, А. А. Орлов // Двигатели внутреннего сгорания. – М. : Транспорт, 1981. – С. 31 – 39.

38. Попков В. И., Мышинский Э. П., Попков О. И. Виброакустическая диагностика в судостроении / В. И. Попков, Э. П. Мышинский, О. И. Попков – Л. : Судостроение, 1986. – 2-е изд., перераб. и доп. – 276 с.
39. Осташенков В. Ф. Теплотехнические испытания судовых дизелей / В. Ф. Осташенков – М. : Транспорт, 1967. – 246 с.
40. Дидковський В. С. Шум и вибрация : [підручник] / В. С. Дидковський, П. О. Маркелов – К. : Вища школа, 1995. – 263 с.
41. Варбанец Р. А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138 – 141.
42. Варбанец Р. А. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет мониторинга рабочего процесса / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановський // Збірник наукових праць НУК (м. Миколаїв). – 2008. – № 1. – С. 128 – 134.
43. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау Д. – М. : Мир, 1975. – 534 с.
44. DEPAS manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.depas.odessa.ua>
45. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт. – Л. : Судостроение, 1977. – 392 с.
46. Ивановский В. Г. Розробка методики моніторингу суднових дизелів із розподілом функцій / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Сучасні проблеми двигунобудування : междунар. научн.-техн. конф. Первомайського політехнічного інституту НУК, 2-3 червня 2005 р. : тези доп. – Первомайськ, 2005. – С. 15-17.
47. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга СДВС / Р. А. Варбанец // Суднові енергетичні установки ОНМА. – 2005 – № 12. – С. 12-19.

48. Волков Е. А. Численные методы: [учебное пособие для вузов] / Е. А. Волков – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат., 1987. – 248 с.
49. Варбанец Р. А. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, А. С. Савиных // Техническая эксплуатация флота. – 1994. – № 6 (816). – С. 1-6.
50. Ландау Л. Д. Теоретическая физика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц – М : Наука; Физматлит; Гидродинамика, 1986. – 365 с.
51. Ивановский В. Г. Особенности рабочего процесса супердлинноходовых дизелей MAN B&W / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец, Ю. М. Довиденко, В. О. Баринов // Судоходство. – 1998. – № 8-9. – С. 86-89.
52. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Библиотека судового механика: [учебное пособие] / И. В. Возницкий – СПб. : Транспорт, 2003. – 138 с.
53. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И. В. Возницкий – М. : В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
54. Рабочие процессы судовых дизелей / [И. В. Возницкий, С. В. Камкин, В. П. Шмелев, В. Ф. Осташенков]. – М. : Транспорт, 1979. – 206 с.
55. Васильев Б.В. Диагностирование технического состояния судовых дизелей / Б. В. Васильев и др. – М. : Транспорт, 1982. – 183 с.
56. Мозгалеvский А. В. Системы диагностирования судового оборудования : [учеб. пособие.] / А. В. Мозгалеvский, В. П. Калявин – Л. : Судостроение, 1987. – 224 с.
57. Нейман К. Двигатели внутреннего сгорания / Нейман К. – М. : ОНТИ, 1936. – 203 с.
58. Астахов Н. В. Закон подачи топлива, как фактор повышения надежности и ресурса быстроходного дизеля / Астахов Н. В.// Энергомашиностроение. – 1966. – № 8. – С. 23-27.

59. Бурышкин Л. П. Техническая эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л. П. Бурышкин – М. : Транспорт, 1970. – 112 с.
60. Возницкий И. В. Судовые дизельные установки / И. В. Возницкий, Е. Г. Михеев – М. : Транспорт, 1985. – 308 с.
61. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова.] – М. : Машиностроение, 1985. – Изд. 3-е переработ. и доп. – 456 с.
62. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин – Л. : Судостроение, 1964. – 286 с.
63. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей / С. В. Камкин – Л. : Судостроение, 1972. – 200 с.
64. Овсянников М. К. Тепловая напряженность судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов – Л. : Судостроение, 1975. – 226 с.
65. Овсянников М. С. Судовые дизельные установки: справочник / М. С. Овсянников, В. А. Петров – Л. : Судостроение, 1986. – 422 с.
66. Самсонов В. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. Я. Самсонов, Н. И. Худов, А. А. Мирющенко – М. : Транспорт, 1981. – 400 с.
67. Афанасьев А. С. Авария главного двигателя 8ДКРН74/160-3 т/х «Капитан В. Кулик» / А. С. Афанасьев // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 10 (398). – М. : В/О Мортехинформреклама, 1976. – С. 23-28.
68. Владимиров В. А. Обкатка судовых дизелей : [2-е изд., перераб. и доп.] / В. А. Владимиров, А. Е. Гриншпун – М. : Транспорт, 1982. – 159 с.
69. Возницкий И. В. Предотвращение аварий судовых ДВС / И. В. Возницкий, Л. А. Иванов – М. : Транспорт, 1971. – 192 с.
70. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания: конструкция, теория и эксплуатация / И. В. Возницкий, Н. Г. Чернявская, Е. Г. Михеев – М. : Транспорт, 1979. – 415 с.

71. Грин А. А. О значении формы поршневого кольца в эксплуатации судовых малооборотных дизелей / А. А. Грин // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 2 (486). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1980. – С. 24-33.
72. Иванов В. Д. Эксплуатация судовых дизелей Зульцер / В. Д. Иванов, Ю. А. Швед – М.: Транспорт, 1975. – 96 с.
73. Карпов Л. Н. Судовое дизелестроение фирм «Sulzer» / Л. Н. Карпов // Судостроение за рубежом. – 1979. – № 2. – С. 27-35.
74. Крылов Е. И. Надежность судовых дизелей / Е. И. Крылов – М.: Транспорт, 1978. – 160 с.
75. Крылов Е. И. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизелей / Е. И. Крылов – М.: Транспорт, 1983. – 215 с.
76. Кузькин В. Г. Безразборные виброакустические и теплоэнергетические методы диагностики механизмов СЭУ и судового оборудования в СССР и за рубежом / В. Г. Кузькин, Л. И. Ковальчук, З. С. Глясман – М.: Транспорт, 1979. – 190 с.
77. Кучеров В. Н. Анализ теплового состояния цилиндровых втулок двигателя 9ДКРН90/155 (№90) при различных вариантах охлаждения зоны выпускных окон / В. Н. Кучеров // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 12 (560). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1983. – С. 15-20.
78. Лапшин В. И. Контроль за тепловым состоянием поршней судовых дизелей в эксплуатационных условиях / В. И. Лапшин, Г. В. Сапронов // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 7 (531). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1982. – С. 14-17.
79. Левин М. И. Состояние и перспективы технической диагностики дизелей / Левин М.И., Плоткин А.Г., Петров А.С. // Двигатели внутреннего сгорания. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1981. – С. 31.

80. Маренков Н. А. Обнаружение и устранение дефектов судовых дизелей / Н. А. Маренков – М. : Транспорт, 1975. – 224 с.
81. Маслацов Ю. И. Повреждения и ремонт коленчатых валов и вспомогательных двигателей внутреннего сгорания на судах дальневосточного пароходства / Ю. И. Маслацов, К. И. Поверов // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М. : В/О Мортехинформреклама, 1979. – Вып. 5 (464). – С. 1-33.
82. Новак Е. И. Повреждения поршней двигателей БМЗ типа ДКРН 74/160-3 и меры по их предупреждению / Е. И. Новак // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М. : В/О Мортехинформреклама, 1981. – Вып. 10 (514). – С. 24-39.
83. Овсянников М. К. Эксплуатационные качества судовых дизелей / М. К. Овсянников, В. А. Петухов – Л. : Судостроение, 1982. – 208 с.
84. Пахолко В. В. Монтажные напряжения в цилиндрических втулках двигателей Бурмейстер и Вайн / В. В. Пахолко // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М. : В/О Мортехинформреклама, 1979. – Вып. 14 (474). – С. 10-17.
85. Попов В. С. Применение методов диагностики для прогнозирования технического состояния цепных приводов судовых ДВС / В. С. Попов // Современное состояние и перспективы развития СЭУ. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1983. – С. 24 – 29.
86. Варбанец Р. А. Применение оптимальной В-сплайн фильтрации для обработки дискретных данных рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Р. А. Варбанец, А. И. Морозов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ-Київ, 2008. – Вип. № 23. – С. 321-326.
87. Дарков А. В. Сопротивление материалов: учебн. [для вузов] / А. В. Дарков, Г. С. Шапиро – Изд. 4-е.– М. : Высшая школа, 1975. – 605 с.

88. Парселл Э. Электричество и магнетизм / Парселл Э. [перевод с англ. А. И. Шальникова, А. О. Вайсенберга]. – М. : Наука, 1975. – 436 с.
89. Варбанец Р. А. Реализация метода разделенного мониторинга рабочего процесса судовых дизелей в системах Malin 6000 и DOCTOR / Р. А. Варбанец // Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 19. – С. 117-129.
90. Грехов Л. В. Диагностирование топливной аппаратуры быстроходного дизеля / Л. В. Грехов, Д. Н. Носов, Г. Г. Колотухин и др. // Рабочие процессы дизелей : [учебное пособие] – Барнаул : АлтГТУ, 1995. – С. 144-153.
91. Мизернюк Г. Н. Методика расчета рабочего процесса КДВС на ЭВМ / Г. Н. Мизернюк, А. С. Кулешов // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101.
92. Грехов Л. В. Уточненная математическая модель процесса подачи топлива в дизеле / Л. В. Грехов // Известия вузов. Машиностроение. – 1997. – № 10. – С. 47-51.
93. Грехов Л. В. Математическое моделирование процесса подачи топливными системами произвольных схем и конструкций / Л. В. Грехов // Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС : учебное пособие. – Барнаул : АлтГТУ, 1997. – С. 58-67.
94. Разлейцев Н. Ф. Математическая модель смесеобразования и сгорания в дизеблях / Н.Ф.Разлейцев, А. С. Кулешов // Двигатель – 97 : Материалы международной научно-технической конференции. – М. : МГТУ, 1997. – С. 27.
95. Кулешов А. С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А. С. Кулешов, Л. В. Грехов – М. : МГТУ, 2000. – С. 64.
96. Grapher Version 7 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.goldensoftware.com/products/grapher/grapher.shtml>

97. Суворов П. С. Эксплуатационные режимы нагружения главных судовых среднеоборотных дизелей / П. С. Суворов – Одесса, 1995. – 224 с.
98. Миусов М. В. Оптимизация совместной работы главного двигателя и вспомогательного ветросилового оборудования транспортного судна : дис. кандидата техн. наук: 05.08.05 / Миусов Михаил Валентинович. – Одесса, 1986. – 197 с.
99. Миусов М. В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветросиловыми установками: дисс. доктора техн. наук : 05.08.05 / Миусов Михаил Валентинович. – Одесса, 1996. – 222 с.
100. Гроза В. Ф. Исследование влияния закона подачи топлива на работу быстроходного дизеля : автореф. дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 / В. Ф. Гроза. – Харьков, 1966. – 22 с.
101. Двигатели внутреннего сгорания : устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [В. П. Алексеев, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.] под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [3-е изд.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 288 с.
102. Двигатели внутреннего сгорания : теория поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.] под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
103. Овсянников М. К. Судовые дизельные установки / М. К. Овсянников, В. А. Петухов – Л. : Судостроение, 1986. – С. 424
104. Хандов З. А. Судовые среднеоборотные дизели / З. А. Хандов, М. И. Браславский – Л. : Судостроение, 1975. – С. 320
105. Двигатели внутреннего сгорания : системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов [С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко,

- В. И. Ивин и др.] под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
106. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Эноксон – М. : Мир, 1982. – 482 с.
107. Системы управления дизельными двигателями [перевод с немецкого]. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
108. Судновий механік : Довідник / Авт. Кол.; за ред.. А. А. Фока, д-ра техн. наук, суднового старшого механіка. – у 3-х т. – Т. 1. – Одеса : Фенікс, 2008. – 1036 с.
109. Ткач М.Р. Научно-технические основы создания судовых энергетических установок на базе альтернативных топливно-энергетических ресурсов: дисс. доктора техн. наук : 05.08.05 / Ткач Михаил Романович. – Н., 2007. – 333 с.
110. Голиков В. А. Новый подход к изучению и исследованию адаптивных систем / В. А. Голиков // Мат. наук.-техн. конф. "Стан та проблеми судноводіння". – О.: ОМА, 2005. – С. 3-13.
111. Козьминых А. В. Основы системного анализа судовых энергетических установок / А. В. Козьминых // Учеб. пособие. – О.: ОГМА, 2000. – 192 с.
112. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем / С. И. Горб // Учеб. пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1993. – 134 с.
113. Федоровский К. Ю. Автоматический контроль и диагностика судовых дизелей / К. Ю. Федоровский // Справочное пособие. – Севастополь, СевНТУ.- 2006. – 56 с.
114. Федоровский К. Ю. Повышение эффективности систем охлаждения судовых двигателей / К. Ю. Федоровский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – № 1. – С. 109-113.
115. Федоровский К. Ю. Исследования течения жидкости в погружном пластинчатом ТОА системы охлаждения энергоустановок / К. Ю. Федоровский, А. А. Лунев // Вестник СевНТУ. – Севастополь, № 88, – СевНТУ, 2008г. – № 88. – С. 142-145.

116. Поповский Ю. М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» / Поповский Ю. М., Ханмамедов С. А., Заблоцкий Ю. В. // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. – Калинин : КГУ, 1989. - С. 49-57.
117. Антонов А. В. Системный анализ / А. В. Антонов // Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 2004. – 454 с.
118. Маслов В. В. Утилизация теплоты судовых дизелей / В. В. Маслов // . – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
119. Шостак В. П. Имитационное моделирование судовых энергетических установок / Шостак В.П., Гершаник В.И. // Л.: Судостроение; 1988. – 256 с.
120. Алтоиз Б.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел / Б.А. Алтоиз, С.А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. — Севастополь, 2003. — Вып. 9. — С. 80–86.
121. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов: Пер. с нем. - Л.: Судостроение, 1986.-232 с., ил.- (Качество и надежность).
122. Мозгалеvский А.В., Калявин В.П. Системы дагностирования судового оборудования : Учеб. Пособие. - Л.:Судостроение, 1987. - 224 с.: ил.
123. Попков В.И., Мышинский Э.П. Попков О.И. Виброакустическая диагностика в судостроении. 2-е изд., перераб. и доп. - Л: Судостроение, 1986. - 276 с.
124. Варбанец Р.А. Система контроля параметров рабочего процесса судовых дизелей// Судоходство.-1994.-№10.-С.34-35.
125. Варбанец Р.А. DEPAS.Новые возможности компьютерной диагностики дизельных двигателей// Судоходство.-1995.-№7.-С.46.
126. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей// Судоходство.-1996.-№6.-С.24-27.

127. Крук Б.А. Предпосылки к расчету системы дизель-топливоподающая аппаратура // Тр. ЦНИТА, 1963, вып. 18.
128. Жуков В.П. Исследование процессов впрыска, тепловыделения и их связи на примере судовых среднеоборотных дизелей ряда ЧН 25/34. Автореф. Кандидатской диссертации, Николаев, 1977.
129. Кукис.В.С. Некоторые вопросы аппроксимации линии сгорания в дизелях. /В сб. науч.-исслед. Работ Алтайского с.-х.ин-та, 1966, вып.2.
130. Квятковский В.И., Семенов В.С. Обобщение зависимости для расчета динамики тепловыделения в дизелях с непосредственным впрыском топлива // Труды НИИВТ, Новосибирск, 1979. , вып.146.
131. Семенов В.С., Фомин Ю.Я., Меркт А.Р. Тепловой расчет судового дизеля на ЭВМ СМ-4. Методические указания по курсовому дипломному проектированию. Одесса: ОИИМФ, 1988.
132. Конаков Г.А., Грехов В.А., Желудков Д.Н. Моделирование, расчет и анализ индикаторного процесса судового дизеля на ЭВМ. М.: В/О “Мортехинформреклама”, 1987.

ДОДАТКИ

УТВЕРЖДАЮ

Начальник службы
локомотивного хозяйства
Одесской железной дороги
Ж.В. Лебедев
«20» 11 2013 г.

АКТ

**внедрения результатов диссертационной работы В. И. Кырнац
по направлению: «Повышение эффективности эксплуатации дизелей
с помощью параметрической диагностики рабочего процесса»**

Настоящим актом подтверждается, что в результате диссертационного исследования Кырнаца Владислава Ивановича был осуществлен параметрический контроль технического состояния дизелей K6S 310 DR на тепловозах: ЧМЭЗ № 6117, ЧМЭЗ № 6146, ЧМЭЗ № 4993, ЧМЭЗ № 3615, ЧМЭЗ № 7037, ЧМЭЗ № 3754, ЧМЭЗ № 3451, ЧМЭЗ № 3800, ЧМЭЗ № 4100, ЧМЭЗ № 2997, ЧМЭЗ № 3107, ЧМЭЗ № 4080.

Диагностика технического состояния дизелей K6S 310 DR по параметрам рабочего процесса производилась с помощью системы мониторинга DEPAS D4.0H. Система использовалась в локомотивной службе Одесской железной дороги для определения параметров рабочего процесса, характеризующих техническое состояние дизелей, до и после ремонтов.

В процессе диссертационных исследований Кырнацем В. И. производился детальный анализ технического состояния основных узлов дизелей K6S 310 DR: цилиндропоршневой группы (по индикаторным параметрам рабочего процесса); топливной аппаратуры высокого давления и механизма газораспределения (по индикаторным параметрам рабочего процесса и вибродиаграммам топливоподачи и газораспределения).

Проведенные Кырнацем В. И. работы позволили повысить эффективность ремонтных работ дизелей тепловозов.

Повышение качества рабочего процесса, как следствие исправления дефектов и выравнивания мощностей по цилиндрам, позволило увеличить моторесурс дизелей тепловозов и снизить потребление топлива.

Заместитель начальника
локомотивного депо
по ремонту
Одесса-Сортировочная



В.А. Полищук

А К Т
внедрения результатов диссертационной работы
аспиранта кафедры «Судовые энергетические установки и техническая
эксплуатация» Одесского национального морского университета
Кырнца Владислава Ивановича

ТОВ «Укрферри», в лице технического директора Беленького Петра Николаевича настоящим актом подтверждает, что разработанный в диссертационной работе Кырнца В.И. комбинированный метод синхронизации данных и алгоритмы диагностирования судовых дизелей в эксплуатации были использованы для проведения диагностических работ на главных двигателях т/х «Greifswald».

С помощью разработанного метода синхронизации данных было выполнено следующее:

- Определены параметры рабочего процесса, топливоподачи и газораспределения по всем цилиндрам главных двигателей типа 6VDS48/42AL-2 ;
- Определено техническое состояние цилиндропоршневой группы (по параметрам рабочего процесса); топливной аппаратуры высокого давления и механизма газораспределения по всем цилиндрам;
- Подготовлены отчеты и выработаны рекомендации для повышения качества рабочего процесса в цилиндрах, в том числе: повышения эффективности работы газотурбонагнетателей и равномерному распределению мощностей по цилиндрам главных двигателей;

Результаты проведения диагностических работ были использованы службой технической эксплуатации компании для повышения эффективности эксплуатации главной силовой установки т/х «Greifswald».

Анализ разработанного Кырнцем В.И. метода показал, что он может быть эффективно использован в практической эксплуатации судовых дизелей.

Программная синхронизация, примененная в системе D4.0H существенно ускоряет получение результата диагностики и дает возможность осуществлять несколько циклов контроля/устранения в течение одного короткого рейса.

Технический директор

П.Н. Беленький

« 22 » 09 2017 г.





«Затверджую»

Проректор

знавчально-педагогічної роботи,

проф. В.В. Марков

АКТ ВИКОРИСТАННЯ

РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

КИРНАЦА ВЛАДИСЛАВА ІВАНОВИЧА В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Цей акт підтверджує, що результати дисертаційного дослідження на тему: «Комплексна експлуатаційна параметрична діагностика робочого процесу транспортних дизелів» здобувача кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Кирнаца Владислава Івановича, які представлені до захисту на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту, використовуються при проведенні лабораторних і практичних занять з дисциплін: «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок» і «Системи діагностування» на судномеханічному факультеті Одеського національного морського університету.

Узгоджено

Директор навчально-наукового
інституту морського флоту
к.т.н., доцент

О.М. Шумило

Зав.кафедрою «СЕУ та ТЕ»
д.т.н., професор

Р.А. Варбанець