

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДУНАЙСЬКИЙ ІНСТИТУТ НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Залож Віталій Іванович

УДК 621.436:629.128.6:656.6


ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ
МЕТОДУ АНАЛІТИЧНОЇ СИНХРОНІЗАЦІЇ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ**

Спеціальність 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту

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


Залож В.І.
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник: Варбанець Роман Анатолійович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Київ – 2020

АНОТАЦІЯ

Залож В.І. Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу. – 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». – Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, 2020.

Дисертація присвячена вирішенню актуального наукового завдання підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом розроблення методу аналітичної синхронізації даних моніторингу для суттєвого спрощення схеми і організації роботи системи діагностування та більш точного визначення потужності транспортних двигунів. Впровадження сучасного методу діагностування, який забезпечує високу ефективність використання та більш точне визначення діагностичних параметрів транспортних двигунів. Моніторинг та параметрична діагностика робочого процесу є основою контролю технічного стану. Вибір оптимального навантажувального режиму експлуатації та діагностика двигуна ґрунтуються на аналізі індикаторних діаграм тиску газів в робочих циліндрах. Розрахунок індикаторної потужності, яка характеризує навантажувальний режим і на базі якої визначаються показники енергоефективності, також здійснюється за допомогою аналізу індикаторних діаграм. Розрахунок і аналіз індикаторних діаграм базуються на рішенні наукового завдання синхронізації даних моніторингу робочого процесу

Вирішення цього завдання в умовах експлуатації має велике значення, оскільки від точності синхронізації даних залежить похибка визначення потужності, управління роботою основних систем двигуна і його діагностика. Існуючі методи аналітичної синхронізації недостатньо ефективні стосовно до умов експлуатації транспортних двигунів. В основному це пов'язано зі складністю формулювання критеріїв синхронізації або їх недостатньою

точністю для забезпечення розрахунку потужності і основних параметрів робочого процесу з заданими величинами відносних похибок. Тому актуальною є розробка нового методу синхронізації, де вихідні дані тиску газів у робочих циліндрах представлені у вигляді часових серій, записаних в пам'ять комп'ютера через рівні інтервали часу. Потужність, отримана в результаті рішення завдання синхронізації, використовується для розрахунку показників ефективності експлуатації транспортних двигунів. В першу чергу це стосується коефіцієнта енергоефективності, який визначається за методикою Міжнародної морської організації *ІМО*.

Рішення задачі синхронізації даних моніторингу робочого процесу за допомогою апаратних датчиків неприйнятне у зв'язку зі складністю, а часом і неможливістю установки апаратних датчиків положення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня додатково до штатних датчиків. Також це призводить до ускладнення схеми вимірювань в поєднанні із високою похибкою, яка залежить від навантажувального режиму. Крім того, встановлення апаратних датчиків потребує часу та пов'язано з організаційними проблемами, бо тоді необхідним є тимчасове виведення двигуна з експлуатації. Вказані проблеми відсутні у разі аналітичної синхронізації даних.

У першому розділі дано аналіз стану проблеми і досліджено шляхи її вирішення. На підставі аналізу наукових праць вітчизняних і закордонних авторів Фоміна Ю.Я., Семенова В.С., Івановського В.Г., Варбанця Р.А., Stefan Neumann, Klaas Visser, Douwe Stapersma та інших авторів виділені існуючі методи аналітичної синхронізації моніторингу транспортних двигунів. Показано, що рішення задачі синхронізації даних моніторингу актуально для всіх сучасних портативних систем експлуатаційної діагностики транспортних двигунів: *Kistler*, *IMES GmbH*, *Lemag Premet*, *Depas* і т.д.

У другому розділі розглянутий метод аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації, що базується на алгоритмі визначення координати верхньої мертвої точки, який послідовно використовує три етапи: лінійний, синусоїдальний і модель $P'=0$

(рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні) який забезпечує необхідну точність розрахунку середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності двигуна під час експлуатації. Моделювання кривої $P'=0$ проводиться на ділянці від закриття впускних клапанів до початку займання в циліндрі. Відповідні межі ділянок визначаються шляхом аналізу екстремумів кривих $\frac{dP}{dt}, \frac{d^2P}{dt^2}$, який можливий після фільтрації вихідної кривої тиску. Автором застосовується цифровий фільтр *Butterworth LowPass filter*, який має гладку характеристику на всьому частотному діапазоні і не зміщує фазу вихідного сигналу.

В третьому розділі за допомогою математичної моделі робочого процесу транспортного дизеля викладено аналіз впливу похибки визначення ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу, тобто математичне моделювання робочого процесу дозволило проаналізувати похибку аналітичної синхронізації.

На підставі експериментальних даних індикаторної потужності, питомої індикаторної витрати палива, отриманих методом аналітичної синхронізації, в четвертому розділі наведено оцінку характеру залежностей індексу енергоефективності (*EET*) від швидкості руху різних за формою і масовими характеристиками караванів при різних способах формування баржо-буксирних комплексів дунайського судноплавства.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше розроблено метод аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів, що забезпечило підвищення ефективності контролю їх технічного стану в експлуатації. На відміну від існуючих, розроблений метод послідовно використовує три етапи: лінійний, синусоїдальний і модель $P'=0$ (рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні), що дозволяє проводити розрахунок основних параметрів робочого процесу з величиною відносної похибки менш ніж 2,5%, таким чином відповідаючи вимогам сертифікаційних товариств;

2. Отримав подальший розвиток метод первинної синхронізації шляхом аналізу екстремумів діаграм швидкості і прискорення зміни тиску в робочих циліндрах транспортного двигуна, отриманих методом числового диференціювання та згладжених фільтром низьких частот *Butterworth*, що на відміну від існуючих методів дозволяє забезпечити абсолютну похибку розрахунку верхньої мертвої точки не більше $0,5^\circ$ повороту колінчастого валу - достатню на етапі первинної синхронізації;

3. Удосконалено процедури лінійної і синусоїдальної синхронізації, які на відміну від існуючих використовують уточнені обмеження при побудові моделей, що дозволило підвищити точність синхронізації і забезпечити величину відносної похибки визначення верхньої мертвої точки за допомогою моделі $P'=0$ в діапазоні $0,1 \dots 0,3^\circ$ повороту колінчастого валу, що в свою чергу забезпечує розрахунок індикаторної потужності і основних параметрів робочого процесу з заданими величинами відносних похибок та дозволяє підвищити ефективність контролю технічного стану транспортних дизелів.

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, обумовлена використанням коректних математичних моделей і чисельних методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовірність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю розрахункових значень параметрів робочого процесу результатам морських натурних випробувань з допустимою похибкою.

Виконана робота відповідає паспорту спеціальності "05.22.20 - експлуатація та ремонт засобів транспорту ":

– за **формулою спеціальності**: «Галузь науки і техніки, яка займається проблемами створення методологічних основ оптимального технічного використання засобів транспорту (зокрема... обладнання ...), їх технічної експлуатації, ...» *завдяки розробленню та впровадженню методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації*;

– за **напрямами досліджень**:

п.7 – «Створення наукових основ і методів розрахунку параметрів ..., розроблення методів підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту ...» завдяки розрахунку потужностей транспортного дизеля з допустимими значеннями відносної похибки, внаслідок рішення задачі аналітичної синхронізації;

п.11 – «... підвищення ефективності контролю технічного стану транспортної техніки, ... впровадження методів і засобів діагностування та прогнозування технічного стану засобів транспорту, що забезпечують високу ефективність їх використання та надійність роботи»

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розробка методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу, імплементованого в нову версію програмного забезпечення системи моніторингу *DEPAS D4.0HT*, яка широко застосовується на морських судах, на берегових дизельних електростанціях і на дизелях тепловозів. Отримані внаслідок аналітичної синхронізації значення індикаторної потужності та середнього індикаторного тиску, а також питомої індикаторної витрати палива використовуються для розрахунку коефіцієнта енергоефективності транспортних суден по методиці *ІМО*.

2. Розроблений в дисертації практичний метод визначення положення верхньої мертвої точки поршня в робочому циліндрі і подальша аналітична синхронізація дозволяє виключити апаратний датчик визначення ВМТ. Підвищено точність визначення ВМТ і подальшої синхронізації при діагностуванні транспортних дизелів в умовах практичної експлуатації.

3. Результати дисертації впроваджені при експлуатації суден судноплавних компаній «TRANSHIP» (Україна), ПрАТ «Українське Дунайське Пароплавство» отримано акти впровадження.

4. Теоретичні і практичні результати роботи використовуються при викладанні дисциплін «Електроніка і електронні засоби управління», «Системи діагностування», «Технічна експлуатація судових енергетичних установок» для студентів, курсантів старших курсів та аспірантів судномеханічних

факультетів спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок».

Ключові слова: транспортний дизель, верхня мертва точка, моніторинг робочого процесу, індикаторна потужність, коефіцієнт енергоефективності суден, аналітична синхронізація.

ANNOTATION

Zalozh V.I. Efficiency control improvement of diesel engines conditions by using the method of analytical synchronization of monitored data. – Manuscript.

Thesis for a candidate degree of technical sciences in specialty 05.22.20 «Operation and repair of vehicles». - State University of Infrastructure and Technologies, Kyiv, 2020.

The thesis is devoted to the actual problem of improving the efficiency of the transport diesels technical condition control using the method of analytical synchronization of data monitoring working process in transport diesel engines operation. The solution to this problem attaches great importance in operation. The accuracy of data synchronization determines the error in determining power, control of the main engine systems operation and its diagnostics. The advantages and disadvantages of different methods are disclosed. Diagnostics of marine engines during operating and the selection of optimal operating conditions is based on the analysis of gas pressure diagrams, as well as fuel supply and gas distribution diagrams. As a result of the analysis of the pressure diagrams, the indicator engine power is calculated, which is further used in the management of engine operation modes, in the calculation of specific indicators, as well as in the calculation of energy efficiency coefficients of marine vessels according to IMO recommendations. The influence of the accuracy of determining the position of the top dead center (TDC) on the calculation of the mean indicated pressure and indicator power is classified.

The top dead center determination using sensors, used in stationary monitoring systems, requires additional correction due to the displacement of the TDC position mark during engine operation under load. In this case, it is necessary to take into account the change in micro-backlash in the bearings of the crank mechanism and the

thermodynamic displacement of the maximum compression pressure in the cylinder. For stationary systems, the proposed analytical method can clarify the TDC position determined using sensors.

In portable diagnostic systems, the TDC determination is best done immediately by the analytical method. Principally, there are inconveniences during the diagnosis of engines, because additional pickup sensors and their cables must be used. Before installing the sensors, it is necessary to take the engine out of operation. The installed sensors must be calibrated, which is associated with a significant investment of time. All portable systems for parametric engine diagnostics measure the pressure in the working cylinder through the channel of the indicator valve. In this regard, in portable systems, in addition to the aforementioned errors, errors occur such as throttling and delay of the signal, which leads to an additional shift of the TDC position. Thus, recently, most modern portable systems for diagnosing marine diesel engines do not use pickup sensors, but use different variants of the analytical determination of TDC.

The first section analyzes the state of the problem and ways to solve it. Selected existing methods of analytical synchronization of monitoring transport engines, based on the analysis of scientific works by the authors Y.Y. Fomin., V.S. Semenov, V.G. Ivanovsky, R.A. Varbanets, Stefan Neumann, Klaas Visser, Douwe Stapersma and others. The research has indicated that the solution of the problem of synchronization of monitoring data is relevant for all modern portable systems of operational diagnostics of transport engines: Kistler, IMES GmbH, Lemag Premet, Depas etc.

The second section is devoted to the study the method of analytical synchronization of data monitoring working process in transport diesel engines operation, based on an algorithm for determining the coordinate of the top dead center, which unlike the existing ones, uses three stages: linear, sinusoidal and model $P'=0$ which provides the calculation of the indicator power and the main parameters of the working process. The method proposed by the author for solving the equation $P'=0$, followed by the thermodynamic displacement of the TDC, provides the

required accuracy for calculating the TDC of $0,1...0,3^\circ$ degrees of crankshaft rotation. The curve $P'=0$ is simulated from the closing of the intake valves to the start of ignition in the cylinder. Appropriate boundaries are determined by analyzing the extreme of the curves $\frac{dP}{dt}, \frac{d^2P}{dt^2}$, which is possible after filtering the initial pressure curve. The author apply digital filter Butterworth Low Pass filter that has a smooth characteristic across the frequency range and does not offset the phase of the original signal. It is shown that the method can be applicable in marine engine working process monitoring systems as an alternative to hardware methods for determining the top dead center.

The third section is devoted to the analysis of the influence of the error in determining the TDC on the calculation of the main parameters of the working process using a mathematical model of the working process of the diesel engines. Mathematical modeling of the working process allowed to analyze the error of analytical synchronization.

The fourth section provides an assessment of the Energy Efficiency Index dependence on the speed of movement of caravans in different shape and mass characteristics in different ways of forming barge-towing complexes of Danube navigation.

Scientific novelty of the obtained results.

1. For the first time, a method of analytical synchronization of data monitoring working process in transport diesel engines operation, based on an algorithm for determining the coordinate of the top dead center, which unlike the existing ones, uses three stages: linear, sinusoidal and model $P'=0$ which provides the calculation of the indicator power and the main parameters of the working process with a maximum relative error of up to 2,5% is developed, meeting the requirements of certification societies;

2. The method of extreme determining of the rate of change of the pressure velocity diagrams in the working cylinder of the transport engine has been further developed by the analysis of an indicator diagram of the smoothed low-pass filter

Butterworth, which unlike the existing methods allows to provide an absolute error of less than 0,5 degrees of rotation of the crankshaft - sufficient at the stage of primary synchronization;

3. Procedures for linear and sinusoidal synchronization are improved, which, unlike the existing ones, use refined restrictions in constructing models which made it possible to increase the precision of the synchronization and to provide a relative error of calculation of the top dead center by the model $P'=0$ in the range of 0,1... 0,3° crank-shaft angle, which provides the calculation of the indicator power and the main parameters of the working process with a relative error up the given values and allows to increase the efficiency of control of the technical condition of the transport diesels.

The validity of the scientific results, conclusions and recommendations contained in the dissertation is determined by the use of correct mathematical models and numerical methods for solving the problems of processing experimental data. The validity of the scientific results of the dissertation is confirmed by the compliance, with a permissible error, of the results of the Sea Trials of the calculated values of the parameters in the working process.

The dissertation corresponds to the passport of the Specialty 05.22.20 - «Operation and repair of vehicles»:

– **by the formula of the specialty:** "Science and Technology Branch, which deals with the problems of creating methodological bases for optimal technical use of vehicles (in particular ... equipment ...), their technical operation, ..." *through the development and implementation of methods of analytical synchronization of data monitoring working process in transport diesel engines operation;*

– **by scientific area:**

p.7 – "Scientific bases and methods development of calculation of parameters ..., development of methods of increasing the efficiency in vehicles operation ..." *due to the need for a transport diesel engine with acceptable values for the visual bending, as a part of the solution of the tasks of analytical synchronization;*

p.11 – "... Improving the efficiency of the technical condition control of the

transport equipment,... introducing methods and means of diagnosing and predicting the technical condition of the means of transport, which ensure high efficiency of their use and reliable operation”.

The practical significance of the results obtained.

1. Development of a method of analytical synchronization of data monitoring working process implemented in the new version of the DEPAS D4.0HT monitoring system software, which is widely used on marine vessels, onshore diesel power plants and diesel locomotives. Analytical synchronization of indicator power and mean indicator pressure values are obtained, as well as specific indicator fuel consumption, are used to calculate the energy efficiency of transport vessels using the IMO method.

2. The practical method of determining the position of the top dead center of the piston in the working cylinder, developed in the dissertation, and the subsequent analytical synchronization made it possible to exclude the hardware sensor for determining the TDC. The accuracy of TDC determination and subsequent synchronization in the diagnosis of transport diesels of operational conditions are improved.

3. The results of the dissertation were implemented on the vessels of the shipping companies «TRANSHIP» (Ukraine), «Ukrainian Danube Shipping Company» the acts of implementation was confirmed.

4. Theoretical and practical results of the scientific research are used in teaching the subjects "Electronics and Electronic Controls", "Diagnostic Systems", "Technical Operation of Ship Power Plants" for students, cadets and postgraduate students of the ship-mechanical faculties.

Keywords: transport diesel, monitoring working process, top dead center, indicated power, energy efficiency coefficient, analytical synchronization.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1.1. Varbanets R.A., Zalozh V.I., Shakhov A.V., Savelieva I.V., Piterska V.M. Determination of top dead center location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. *Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics*. 2020. №21(1). P. 51–60. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116585> (Наукометричні бази: **SCOPUS** [CiteScore (2017): 1,01; SJR (SCImago Journal Rank) (2017): 0.356; SNIP(Source Normalized Impact per Paper) (2017): 0.864], Crossref, IndexCopernicus (ICV): 121.41, EBSCO, BazTech, WorldWideScience.org].

Здійснено перевірку розробленого методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу морських транспортних дизелів в експлуатації. Участь в підготовці експерименту і обробці експериментальних даних.

1.2. Tarasenko T, Zalozh V and Maksymov S. The Ways to Improve Energy Efficiency and Eco-friendliness of the Specific Danube Inland Vessels. First Stage. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1297, conference 1. P. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1297/1/012019> (Журнал включено до НМБД **SCOPUS** [SJR(SCImago Journal Rank) (2018): 0.22; Q3]

Участь у підготовці та проведенні експерименту, виконано обробку експериментальних даних, аналіз літературних джерел та постановка часткової задачі. Здійснено дослідження співвідношення показників енергоефективності та кількості шкідливих викидів в атмосферу у внутрішньому судноплаванні.

1.3. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. О соотношении энергоэффективности и экологичности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2019. Вип. № 3[251]. С. 168-175. (Наукометрична база Index Copernicus, Google Scholar, academia.edu)

Здійснено аналіз показників енергоефективності, встановлених в

міжнародному морському судноплавстві, а також особливостей їх застосування у внутрішньому судноплавстві, оброблено графічні результати, сформовано висновки.

1.4. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве. *Автоматизация судовых технических средств*. 2019. Вып. 25. С.90-100. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-90-100.

Здійснено обробку експериментальних даних аналізу впливу навігаційних умов на характеристики економічності та екологічності роботи суден у внутрішньому дунайському судноплавстві, графічні результати, формування висновків.

1.5. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2018. Вып. № 2. С. 203-207. (Наукометрична база *Index Copernicus, Google Scholar, academia.edu*)

Виконано розрахунки та відображаючі їх графічні залежності швидкості руху судна в умовах фарватеру змінної, обмеженої глибини на річкових ділянках, проаналізовано невизначеності і фактори, які впливають на швидкість.

1.6. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка факторов, определяющих энергоэффективность судов внутреннего плавания. *Автоматизация судовых технических средств*. 2018. Вып. 24. С. 94-102.

Участь в обробці експериментальних даних, постановка проблеми визначення характерних точок в залежностях індексів енергоефективності та формування висновків.

1.7. Данилян А.Г., Залож В.И., Руденко М.И. Создание новых направлений снижения вредных выбросов в отходящих газах двигателей внутреннего сгорания. *Вісник Одеського національного морського університету* . 2017. Вып. №2(51). С.73-81.

Виконано інформаційний пошук, представлено результати та систематизовано праці з теми дослідження.

2. Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

2.1. Варбанец Р.А., Залож В.И., Пизинцали Л.В. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации *XXIV Міжнародний конгрес двигунобудівників*, 2-7 вересня 2019 р. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського, 2019. С. 20-21;

2.2. Варбанец Р.А., Залож В.И., Губанов В.П., Пизинцали Л.В. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2019*: матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. С. 166-167.

2.3. Варбанец Р.А., Залож В.И., Губанов В.П., Пизинцали Л.В. Аналитическая синхронизация данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Безпека життєдіяльності на транспорті та виробництві – освіта, наука, практика*: матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції, 11-14 вересня 2019 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. С. 188-190.

2.4. Руденко Е.В., Варбанец Р.А., Залож В.И., Абросимов В. Г. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Суднова енергетика: стан та проблеми*: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції, 7-8 листопада 2019 р. Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2019. С. 3-4.

2.5. Варбанец Р.А., Залож В.И. Задача аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях

експлуатації. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2019)*: збірник тез доповідей X-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 12-14 грудня 2019 р. Запоріжжя: АА Тандем, 2019. С. 86-92.

2.6. Суворов П. С., Тарасенко Т. В., Залож В. И., Максимов С. Б. Энергоэффективность и экологичность судов в Дунайском судоходстве. *FS – 2019*: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В. С. (FS - 2019), 24–28 квітня 2019 р. Одеса - Стамбул - Одеса, пором «Kaunas»: Одеський національний морський університет, 2019. С. 270-280.

2.7. Tarasenko T., Zalozh V., Maksymov S. The ways to improve energy efficiency and eco-friendliness of the specific Danube inland vessels. First stage. *SEA-CONF 2019: 5-th International Scientific Conference*, Constanta: “MIRCEA CEL BATRAN” NAVAL ACADEMY, 2019, P. 20-21

2.8. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И., Максимов С.Б. Критерии энергоэффективности и экологичности для судов в дунайском судоходстве. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення*: збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 22-24 травня 2019 р. Одеса: Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет, 2019. С. 130-136.

2.9. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Снижение вредных выбросов в атмосферу во внутреннем судоходстве путем повышения энергоэффективности. *Столетие высшего кораблестроительного образования в Украине*: Міжнародна науково-технічна конференція, 27 листопада 2018 р. Одеса: Одеський національний морський університет, 2018. С. 4-5.

2.10. Залож В.И. Индицирование ДВС за допомогою цифрового манометра Leutert. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2018)*: збірник тез доповідей IX-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 6-7 грудня 2018 р., Запоріжжя: АА Тандем, 2018. С. 75-80.

2.11. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 23-25 травня 2018р., Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет, Одеса: КУПРІЄНКО СВ, 2018. С. 178-183.*

2.12. Залож В.І. Індуктивні датчики оборотів в системах електронного управління СДВЗ *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: збірник тез доповідей за матеріалами VIII-ої Міжнародної науково-практичної конференції , 7 грудня 2017, Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2017. С. 88-94.*

2.13. Залож В.И., Тарасенко Т.В. Эксплуатация и настройка регулятора оборотов ДГ WOODWARD *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2017: матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 28-29 вересня 2017 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2017. С. 60-67.*

2.14. Данилян А.Г., Маслов И.З., Залож В.И., Руденко М.И. Пути снижения вредных выбросов в отходящих газах судовых дизелей. *Topical researches of the World Science: proceedings of the III International Scientific and Practical Conference, June 28, 2017. Dubai, UAE. 2017. Vol. 2, №7 (23). P. 24-31.*

2.15. Varbanets R., Zalozh V. The analytical synchronization of the monitoring data of the working process in transport diesel engines operating. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку: матеріали Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції, 20–21 листопада 2019 р. Київ: вид-во Державного університету інфраструктури та технологій, 2019. С. 107-110.*

2.16. Varbanets R., Zalozh V., Tarasenko T. The working process monitoring in transport diesel engines operating scientific. *Achievements of modern society: abstracts of the 4th International scientific and practical conference, 4-6 December 2019. Cognum Publishing House. Liverpool, United Kingdom. 2019. P. 36-41.*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ДІАГНОСТИЧНОГО КОНТРОЛЮ	
ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ	28
1.1 Вибір оптимальних режимів експлуатації.....	28
1.2 Апаратний метод визначення верхньої мертвої точки	29
1.3 Аналіз існуючих аналітичних методів визначення верхньої мертвої точки	31
1.4 Цифрова обробка даних моніторингу робочого процесу із застосуванням фільтра низьких частот <i>Butterworth</i>	37
Висновки до першого розділу	41
РОЗДІЛ 2	
АНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕННЯ ВЕРХНЬОЇ	
МЕРТВОЇ ТОЧКИ.....	43
2.1. Технологічна карта досліджень	43
2.2 Модель лінійної регресії.....	50
2.3 Синусоїдальна модель	54
2.4 Модель рішення рівняння рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні $P'=0$	56
Висновки до другого розділу	59
РОЗДІЛ 3	
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ	
ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ	61
3.1 Моделювання робочого процесу дизельної СЕУ з заданим законом тепловиділення.....	61
3.2 Аналіз основних характеристик робочого процесу дизельної СЕУ	76
3.2.1 Корекція емпіричних коефіцієнтів.....	77
3.2.2 Вибір закону тепловиділення	78

	18
3.2.3 Розрахункові залежності коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки ..	79
3.3 Вплив похибки визначення верхньої мертвої точки на розрахунок основних параметрів робочого процесу	80
Висновки до третього розділу	83
РОЗДІЛ 4	
ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ У СУДНОПЛАВСТВІ НА ВНУТРІШНІХ ВОДНИХ ШЛЯХАХ	84
4.1 Оцінка факторів, що визначають енергоефективність суден внутрішнього плавання	84
4.2 Про співвідношення енергоефективності та екологічності для суден внутрішнього плавання	93
4.3 Дослідження взаємозв'язку показників енергоефективності та екологічності у внутрішньому судноплаванні, а також можливих методів їх раціонального поєднання	100
4.4 Оцінка енергоефективності для умов навігаційних невизначеностей у внутрішньому судноплаванні	106
Висновки четвертого розділу	115
ВИСНОВКИ	117
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	120
ДОДАТОК А	134
Документи про впровадження	134
ДОДАТОК Б	140
Список опублікованих праць за темою дисертації	140
ДОДАТОК В	145
Результати математичного моделювання робочого процесу	146

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГД	– головний двигун;
ДГ	– дизель-генератор;
ЦПГ	– циліндропоршнева група;
ВМТ (<i>TDC</i>)	– верхня мертва точка;
КШМ	– кривошипно-шатунний механізм;
ПА	– паливна апаратура;
МГР	– механізм газорозподілу;
ТД	– транспортний дизель;
ПКВ	– поворот колінчастого валу;
СДУ	– суднова дизельна установка;
МОД	– малооборотний двигун;
СОД	– середньооборотний двигун;
ВОД	– високооборотний двигун;
<i>МО</i>	– Міжнародна Морська Організація;
ВВШ	– внутрішні водні шляхи;
МНК	– метод найменших квадратів;
ПРП	– параметри робочого процесу;
СЕУ	– суднова енергетична установка;
<i>MDO</i>	– дизельне паливо;
<i>IFO</i>	– важке паливо;
<i>EEDI</i>	<i>Energy Efficiency Design Index</i> – конструктивний коефіцієнт енергоефективності;
<i>EEOI</i>	<i>Energy Efficiency Operational Index</i> – операційний коефіцієнт енергоефективності;

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Однією з важливих задач експлуатації засобів транспорту є підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів. Моніторинг та параметрична діагностика робочого процесу є основою контролю технічного стану. Вибір оптимального навантажувального режиму експлуатації та діагностика двигуна ґрунтуються на аналізі індикаторних діаграм тиску газів в робочих циліндрах. Розрахунок індикаторної потужності, яка характеризує навантажувальний режим і на базі якої визначаються показники енергоефективності, також здійснюється за допомогою аналізу індикаторних діаграм. Розрахунок і аналіз індикаторних діаграм базуються на рішенні наукової проблеми синхронізації даних моніторингу робочого процесу, тобто на задачі перекладу даних з функції часу t в функцію по куту φ повороту колінчастого вала (ПКВ), де найбільше значення має точність визначення положення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня.

Рішення задачі синхронізації даних моніторингу робочого процесу за допомогою апаратних датчиків неприйнятне у зв'язку зі складністю, а часом і неможливістю установки апаратних датчиків положення ВМТ додатково до штатних датчиків. Також це призводить до ускладнення схеми вимірювань в поєднанні із високою похибкою, яка залежить від навантажувального режиму. Крім того, встановлення апаратних датчиків потребує часу та пов'язано з організаційними проблемами, бо тоді необхідним є тимчасове виведення двигуна з експлуатації. Вказані проблеми відсутні у разі аналітичної синхронізації даних.

Задача синхронізації повинна бути вирішена перед задачею моніторингу та параметричної діагностики двигуна. Від точності її рішення залежить похибка оцінки потужності та коректність діагностичних висновків. Існуючі методи аналітичної синхронізації недостатньо ефективні стосовно до умов експлуатації транспортних двигунів. В основному це пов'язано зі складністю

формулювання критеріїв синхронізації або їх недостатньою точністю для забезпечення розрахунку потужності і основних параметрів робочого процесу з заданими величинами відносних похибок. Тому *актуальною є* розробка нового методу синхронізації, де вихідні дані представлені у вигляді часових серій, записаних в пам'ять комп'ютера через рівні інтервали часу. Потужність, отримана в результаті рішення завдання синхронізації, використовується для розрахунку показників ефективності експлуатації транспортних двигунів. В першу чергу це стосується коефіцієнта енергоефективності, який визначається за методикою Міжнародної морської організації *ІМО*.

Таким чином можливо сформулювати наукове завдання даної роботи. Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом розроблення методу аналітичної синхронізації даних моніторингу для суттєвого спрощення схеми і організації роботи системи діагностування, та більш точного визначення потужності транспортних двигунів. Впровадження сучасного методу діагностування, який забезпечує високу ефективність використання та більш точне визначення діагностичних параметрів транспортних двигунів.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розробка методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації та подальше визначення основних параметрів робочого процесу.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких завдань:

- аналіз існуючих методів синхронізації даних з точки зору застосування їх для умов експлуатації транспортних двигунів;
- вибір методу фільтрації даних, який дозволяє провести числовий аналіз екстремумів першої і другої похідних діаграм тиску, отриманих методами числового диференціювання;
- розробка методу попередньої синхронізації даних моніторингу робочого процесу на етапі аналізу часових діаграм;
- розробка аналітичного методу визначення верхньої мертвої точки і

подальшої синхронізації даних моніторингу робочого процесу із заданою малою величиною абсолютної похибки;

- аналіз відносної похибки визначення основних параметрів робочого процесу, отриманих після виконання завдання синхронізації;
- розрахунок і аналіз показників енергоефективності за методикою Міжнародної морської організації (ІМО), який базується на визначенні потужності.

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

Предметом дослідження є методи аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних двигунів в експлуатації, які базується на алгоритмі визначення положення верхньої мертвої точки поршня шляхом аналізу часових діаграм тиску газів в робочому циліндрі без використання апаратних датчиків.

Методи дослідження. Дисертаційне дослідження базується на основних положеннях теорії двигунів внутрішнього згорання і термодинаміки. Для визначення основних параметрів робочого процесу використовуються методи числової обробки даних моніторингу, включаючи методи числового диференціювання та цифрової фільтрації на базі дискретного перетворення Фур'є. В експериментах використовувалися методи визначення параметрів робочого процесу суднових дизелів за допомогою системи моніторингу *DEPAS D4.0 HT*. При розробці алгоритмів використовувалось програмне середовище *Delphi* і математичні бібліотеки *MathToolbox*, компільовані в середовищі *Delphi*, а також метод нелінійної мінімізації *PowellMJD'64*. Для візуалізації даних і побудови регресійних моделей використовувалось середовище *Grapher 7.0*.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

- *вперше* розроблено метод аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів, що забезпечило підвищення ефективності контролю їх технічного стану в експлуатації. На відміну від існуючих, розроблений метод послідовно використовує три етапи:

лінійний, синусоїдальний і модель $P'=0$ (рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні), що дозволяє проводити розрахунок основних параметрів робочого процесу з величиною відносної похибки менш ніж 2,5%, таким чином відповідаючи вимогам сертифікаційних товариств;

– *отримав подальший розвиток* метод первинної синхронізації шляхом аналізу екстремумів діаграм швидкості і прискорення зміни тиску в робочих циліндрах транспортного двигуна, отриманих методом числового диференціювання та згладжених фільтром низьких частот *Butterworth*, що на відміну від існуючих методів дозволяє забезпечити абсолютну похибку розрахунку верхньої мертвої точки не більше $0,5^\circ$ повороту колінчастого валу - достатню на етапі первинної синхронізації;

удосконалено процедури лінійної і синусоїдальної синхронізації, які на відміну від існуючих використовують уточнені обмеження при побудові моделей, що дозволило підвищити точність синхронізації і забезпечити величину відносної похибки визначення верхньої мертвої точки за допомогою моделі $P'=0$ в діапазоні $0,1 \dots 0,3^\circ$ повороту колінчастого валу, що в свою чергу забезпечує розрахунок індикаторної потужності і основних параметрів робочого процесу з заданими величинами відносних похибок та дозволяє підвищити ефективність контролю технічного стану транспортних дизелів

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, обумовлена використанням коректних математичних моделей і числових методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовірність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю розрахункових значень параметрів робочого процесу результатам морських натурних випробувань з допустимою похибкою.

Особистий внесок здобувача. Нові наукові положення, винесені на захист, отримані автором особисто. Дисертація є самостійним дослідженням і оформлена у вигляді рукопису. У дисертаційне дослідження з статей, написаних у співавторстві, включені тільки результати, отримані автором

особисто або з безпосередньою його участю. У спільних роботах автору належать наступні положення, також зазначені в списку опублікованих праць.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення і результати дослідження представлялися і обговорювалися та були схвалені на 16 міжнародних науково-практичних конференціях, конгресах:

- XXIV-ий Міжнародний конгрес двигунобудівників, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ» - Харків - Коблево, 2-7 вересня 2019р.;

- X-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2019», 12-13 вересня 2019 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019;

- VI-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Безпека життєдіяльності на транспорті та виробництві – освіта, наука, практика», 11-14 вересня 2019 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019;

- Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», 7-8 листопада 2019 р. – Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2019;

- X-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до вискоєфективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2019)», 12-14 грудня 2019 р., Ізмаїл: Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», 2019;

- Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В. С. (*FS - 2019*), 24–28 квітня 2019 р. – Одеса - Стамбул - Одеса, пором «Kaunas»: Одеський національний морський університет, 2019;

- 5-th International Scientific Conference «SEA-CONF 2019», 17 May, 2019, Constanta: “MIRCEA CEL BATRAN” NAVAL ACADEMY;

- IX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», 22-24 травня 2019 р., Східноукраїнський

національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет – Одеса, 2019;

- Міжнародній науково-технічній конференції «100 років вищої морської освіти в Україні, 27 листопада 2018 р., Одеса: Одеський національний морський університет, 2018;

- IX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2018)», 6-7 грудня 2018 р., Ізмаїл: Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», 2018;

- VIII-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», 23-25 травня 2018р., Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет – Одеса, 2018;

- VIII-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту», 7 грудня 2017, Ізмаїл: Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», 2017;

- VIII-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2017», 28-29 вересня 2017 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2017.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 23 наукові роботи, 7 з них у спеціалізованих науково-технічних виданнях, рекомендованих МОН України для публікації результатів дисертаційних досліджень і включених в наукометричні бази даних. Останні 2 публікації зроблені в 2019 році в виданнях, які входять до переліку міжнародної наукометричної бази *SCOPUS*:

- «*Journal of Physics: Conference Series*»;
- «*Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics*».

Публікації у повному обсязі відображають основні результати дисертаційного дослідження.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Загальний обсяг роботи становить 162 сторінки, в тому числі 34 рисунка і 8 таблиць. Список використаних джерел становить 121 найменування на 14 сторінках. У додатку А наведені акти впровадження результатів дисертаційного дослідження, у додатку Б наведено список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації. У додатку В наведено результати математичного моделювання робочого процесу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота відповідає пріоритетним напрямам наукових досліджень в області "Енергетика та енергоефективність. Технології енергетичного машинобудування", затверджених Постановою Кабінету Міністрів України №942 від 7 вересня 2011 р., «Стратегії розвитку суднобудування на період до 2020 року», затвердженої постановою Кабінету Міністрів України від 6 травня 2009 року №581-р, «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 року № 2174- р.

Дисертаційна робота пов'язана з науково-дослідною тематикою кафедри «Інженерних дисциплін» Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія» та кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету. Наукові результати, що представлені в дисертації, використані: в НДР «Підвищення енергоефективності у судноплавстві» ДР № 0118U007606 від 01.01.2019 та НДР «Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок» ДР № 0216U000617 від 29.12.2017 в якості співвиконавця розділів, присвячених методам параметричної діагностики транспортних двигунів.

Практичне значення отриманих результатів дисертаційного дослідження полягає в розробці методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу, імплементованного в нову версію програмного

забезпечення системи моніторингу *DEPAS D4.0HT*, яка широко застосовується на морських судах, на берегових дизельних електростанціях і на дизелях тепловозів. Отримані внаслідок аналітичної синхронізації значення індикаторної потужності та середнього індикаторного тиску, а також питомої індикаторної витрати палива використовуються для розрахунку коефіцієнта енергоефективності транспортних суден по методиці *ІМО*.

Розроблений в дисертації практичний метод визначення положення верхньої мертвої точки поршня в робочому циліндрі і подальша аналітична синхронізація дозволили виключити апаратний датчик визначення ВМТ. Підвищено точність визначення ВМТ і подальшої синхронізації при діагностуванні транспортних дизелів в умовах практичної експлуатації.

Результати дисертації впроваджені при експлуатації суден судноплавних компаній «*TRANSHIP*» (Україна), ПрАТ «Українське Дунайське Пароплавство» отримано акти впровадження.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес кафедри Інженерних дисциплін (ІД) Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія», кафедри Суднові машини та механізми Військово-морської академії ім. Ніколи Вапцарова (м. Варна, Болгарія) та кафедри Суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ) Одеського національного морського університету. Теоретичні і практичні результати роботи використовуються при викладанні дисциплін «Електроніка і електронні засоби управління», «Системи діагностування», «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок» для студентів, курсантів старших курсів та аспірантів судномеханічних факультетів спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок» зазначених вищих навчальних закладів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ДІАГНОСТИЧНОГО КОНТРОЛЮ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ

1.1 Вибір оптимальних режимів експлуатації

Діагностика судових двигунів і вибір оптимальних режимів експлуатації базуються на аналізі індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу (ПКВ) $P(\varphi, deg)$ [1]–[3]. Паралельно з індикаторними діаграмами, отриманими під час експлуатації, можуть розглядатися діаграми паливоподачі і газорозподілу, які підвищують достовірність діагностики [4]–[6]. В результаті аналізу індикаторних діаграм розраховується середній індикаторний тиск (MIP) і індикаторна потужність (N_i), яка надалі використовується в управлінні режимами експлуатації двигунів, в розрахунках питомих показників, а також в розрахунках коефіцієнтів енергоефективності морських суден по рекомендаціях *IMO* [7]. Найбільший вплив на точність розрахунку індикаторної потужності надає похибка у визначенні положення верхньої мертвої точки (ВМТ) [4].

Індикаторні діаграми записуються на працюючому під навантаженням двигуні за допомогою спеціальних датчиків тиску, які забезпечують стабільність характеристик при високій температурі вимірюваного середовища (датчики *IMES* [8], *Kistler* [9], etc.). Значення тиску записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді часових рядів $P(t)$ з постійним проміжком. У більшості випадків крок дискретизації вибирається таким, щоб отримати не менше двох точок на один градус повороту колінчастого валу.

Задача отримання індикаторних діаграм із часових серій $P(t)$ формулюється як переклад даних з функцій часу t до функції від кута повороту колінчастого валу φ , де найбільш впливає точність визначення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня.

$$f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi), \quad (1.1)$$

Існує два методи рішення цієї задачі: апаратний - за допомогою датчиків на маховику двигуна (*AVL OT-sensor 428* [10], *Kistler TDC sensor Type 2629B* [9], etc.), і аналітичний – шляхом аналізу окремих ділянок діаграми тиску газів в робочому циліндрі $P(t)$ і похідних від неї діаграм.

Розрахунок ефективної потужності на морських дизелях необхідний не тільки для оцінки питомої витрати палива і діагностики технічного стану, а й для актуального в даний час розрахунку коефіцієнта енергоефективності суден, введеного Міжнародною морської організацією (*IMO*). Резолюція *IMO* МЕРС.282 (70) являє собою настанову по розробці суднового плану управління енергоефективністю, в якому запропоновані підходи до управління екологічністю і економічністю роботи, а також можливі шляхи поліпшення загальних експлуатаційних показників судна. Основні фактори, що впливають на енергоефективність, викладені в Резолюції, застосовуються і для суден внутрішнього плавання в різній мірі «вагомості».

1.2 Апаратний метод визначення верхньої мертвої точки

Апаратний метод визначення ВМТ очевидний і традиційно застосовувався на транспортних двигунах з моменту використання на них найперших систем моніторингу робочого процесу. Датчик ВМТ, або *TDC pickup sensor*, встановлюється на маховик двигуна так, щоб відмічати позицію ВМТ першого циліндра. ВМТ інших циліндрів визначаються по кутах заклинювання колінчастого валу. Висока точність установки ВМТ забезпечується тим, що ділять навпіл ділянку $[m, m_1]$ на маховику двигуна. Кути від ВМТ до точок m і m_1 вибираються в діапазоні від $6...10^\circ$ ПКВ до і після ВМТ, рис. 1.1.

$$TDC = \frac{m + m_1}{2}, \quad (1.2)$$

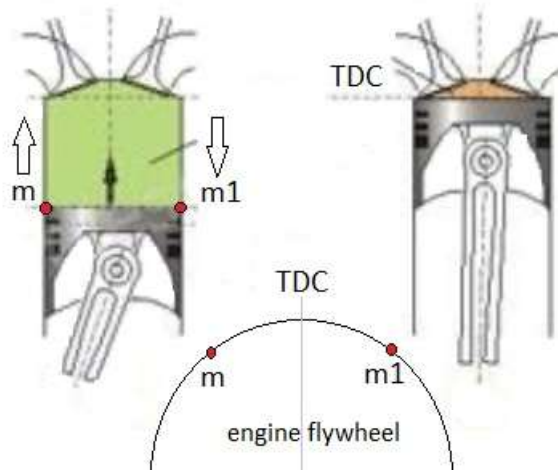


Рисунок 1.1 – Установка ВМТ по двух точках: до ВМТ (m) і після ВМТ (m_1)

За допомогою датчиків на маховиках визначали ВМТ і синхронізували дані моніторингу наступні системи: одна з перших, широко поширених в 1990-х на флоті систем моніторингу морських дизелів *NK-5* і подальші *NK-100*, *NK-200* норвезької фірми *Autronica A/S*; європейські системи *Кума*, *Premet*, *Malin*, *Doctor*, *Depas 2.34* [4] і багато інших систем, розроблених до початку 2000-х років.

Необхідно відмітити, що робота систем моніторингу морських дизелів, що використовують апаратні датчики ВМТ, пов'язана з рядом проблем. В першу чергу, це необхідність тимчасового виведення двигуна з експлуатації. Як правило, усі роботи, пов'язані з необхідністю тимчасового виведення суднового двигуна з експлуатації, повинні узгоджуватися з морськими і береговими службами, і для цього має бути отриманий спеціальний дозвіл. Крім того, роботи по установці додаткових *TDC «pick-up sensors»* вимагають значних часових і матеріальних витрат, пов'язаних з необхідністю точного калібрування датчиків. Додаткові кабельні траси від *TDC «pick-up sensors»*, тимчасово прокладені під час діагностики двигуна, знижують надійність усієї системи виміру і підвищують ризик виникнення апаратних помилок.

Установка датчика ВМТ відбувається на непрацюючому двигуні. Потім, коли двигун обертається під навантаженням, відбувається кілька подій, які зміщують положення ВМТ щодо його статичного положення:

- вибірка мікролюфтів в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і поршня;
- крутильні коливання колінчастого валу;
- термодинамічне зміщення ВМТ [11];
- зміщення положення ВМТ при вимірюванні тиску через канал індикаторного крана, який встановлений на всіх мало- і середньооборотних дизелях [3].

Всі переносні системи моніторингу реєструють тиск в робочому циліндрі шляхом приєднання датчика тиску до індикаторного крану, який має стандартну різьбу $W27 \times 1/10$ і встановлений на всіх мало- і середньооборотних морських дизелях з моменту отримання патенту Рудольфом Дизелем в 1892 році. Під час вимірювання тиску канал вносить похибки типу запізнення сигналу, дроселювання і хвильові похибки, причому перша може бути вельми істотна - до декількох градусів ПКВ, – і вона збільшується з підвищенням частоти обертання двигуна. В результаті, за рахунок тільки останнього фактору, положення ВМТ може зміститися на кілька градусів щодо свого статичного положення [3], [4].

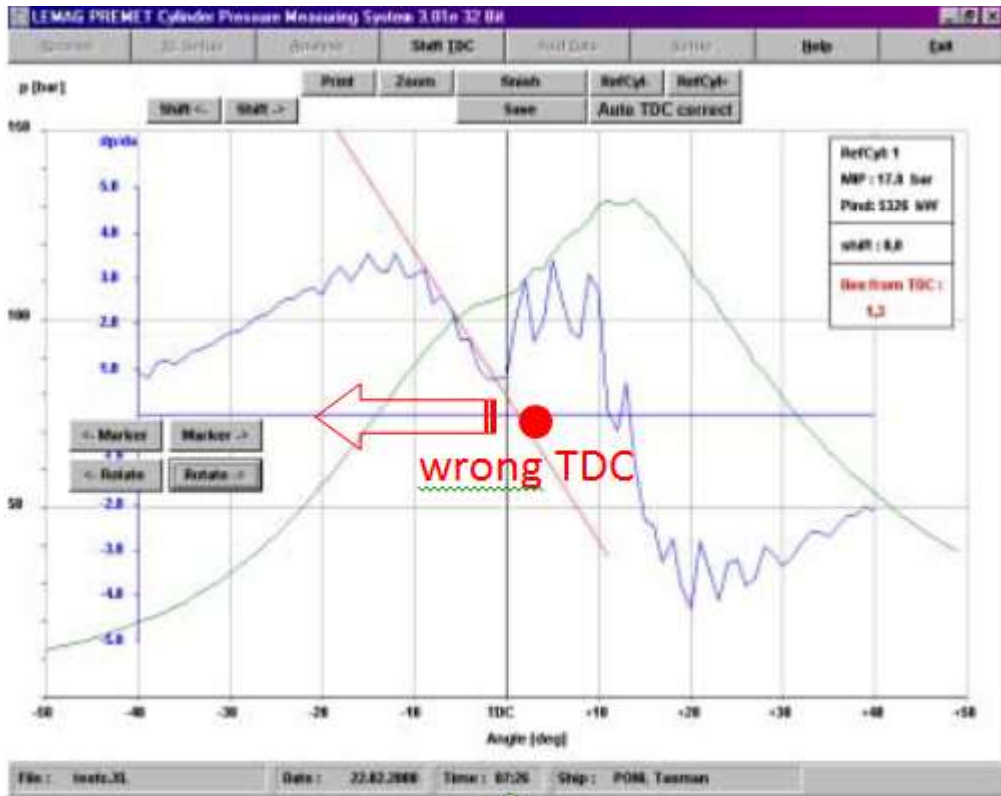
Стало очевидним, що незручні при роботі з переносними системами апаратні датчики ВМТ ще й вносять ряд суттєвих похибок в розрахунок середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності [12], [13].

Коли на зміну дорогим стаціонарним системам моніторингу морських двигунів прийшли портативні переносні системи періодичного моніторингу, почали розвиватися аналітичні методи синхронізації і розрахунку ВМТ.

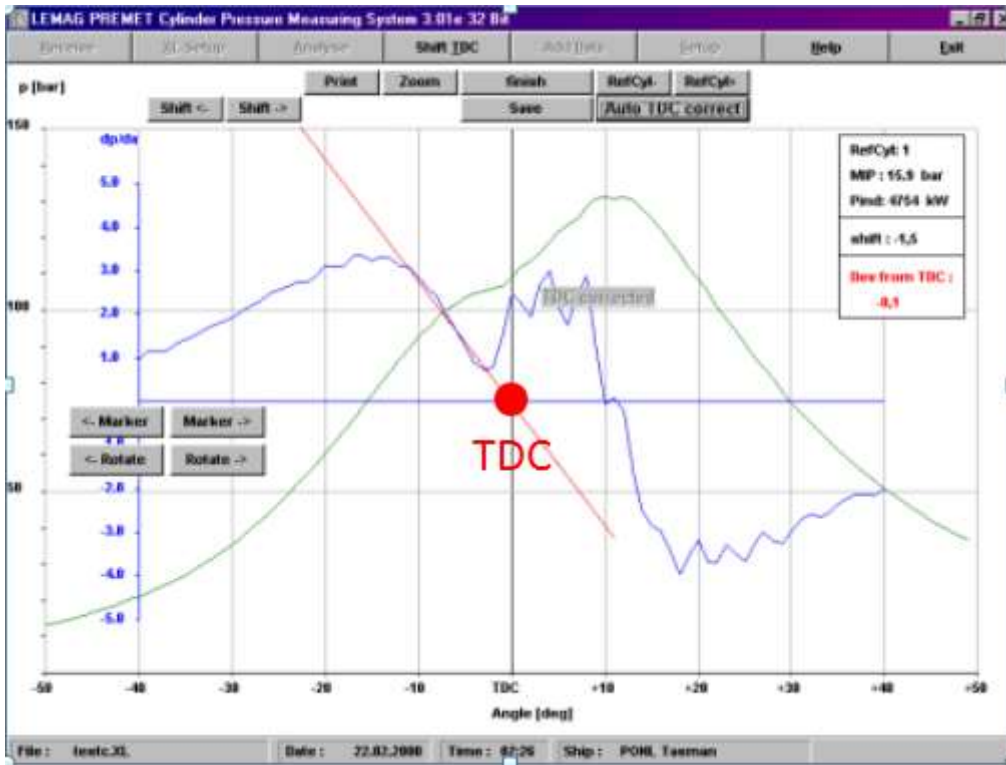
1.3 Аналіз існуючих аналітичних методів визначення верхньої мертвої точки

Можливо, одним з перших аналітичних методів визначення ВМТ (скоріше корекції ВМТ), які застосовуються на практиці, був метод, реалізований в системах діагностики морських дизелів *The Electronic Indicator*

Lemag «Premet XL, C» [18] рис. 1.2.



a)



b)

Рисунок 1.2 – Коригування ВМТ в системах LEMAG "PREMET XL, C" [18]

В системі передбачено напівавтоматична (за участю оператора) побудова дотичної до кривої швидкості зміни тиску в циліндрі на ділянці до ВМТ (рис. 1.2a). Координата перетину цієї дотичної нуля (за шкалою $dP/d\phi$) припускається уточненим значенням ВМТ. Пропонується змістити всю індикаторну діаграму (скорегувати положення ВМТ) так, щоб ця дотична перетнула «0» в позиції ВМТ (рис. 1.2b). Далі в інструкції до системи сказано, що такий метод базується «... на фундаментальних термодинамічних законах робочого процесу в циліндрі *ICE*». Мається на увазі той факт, що при відсутності подачі палива (процес стиснення-розширення в циліндрі без згоряння) швидкість зміни тиску в ВМТ повинна дорівнювати нулю.

Це вираз не зовсім коректний, тому що існує термодинамічний зсув діаграми тиску за рахунок передачі теплоти в стінки циліндра [3, 11]. За рахунок термодинамічного зсуву вся діаграма тиску трохи зміщується вліво, максимум стиснення знаходиться до ВМТ і, відповідно, крива $dP/d\phi$ теж перетинає «0» трохи лівіше реального значення ВМТ. Цей факт можна врахувати за рахунок постійної корекції ВМТ, тому що термодинамічний зсув вельми малий і для більшості морських двигунів його величина не перевищує 1° ПКВ [11]. Необхідно зазначити, що в перших системах *LEMAG "PREMET XL, C"* про це нічого не сказано, однак програмне забезпечення систем передбачає корекцію ВМТ на деяку постійну величину.

Неврахування термодинамічного зсуву реальних індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі більшістю сучасних систем моніторингу морських дизелів можна пояснити наступними суб'єктивними причинами:

- термодинамічний зсув малий (менше 1° ПКВ), і його розрахунок може бути проведений тільки при емпіричному завданні коефіцієнтів теплообміну. Розрахунок цих коефіцієнтів за різними методиками дає результати, що відрізняються майже на 100% [11]–[13], [15]–[17];

- неврахування термодинамічного зсуву діаграми вліво до ВМТ дає ефект штучного збільшення середнього індикаторного тиску та індикаторної

потужності, що безумовно подобається експлуатуючим двигун механікам, які розраховують питомі показники двигунів для регулярних звітів.

Проте майже всі сучасні системи моніторингу мають можливість вводити постійні коефіцієнти для корекції ВМТ, що дає можливість враховувати як термодинамічний зсув, так і систематичні похибки розрахунку.

Один з найбільш цікавих методів корекції ВМТ наведено в роботах *M.Tazerout* зі співавторами [12], [20]. В цих роботах показано, що T - S діаграма, побудована за виміряними даними тиску, має близький до симетричного вигляд без перетинів, в разі коректного визначення ВМТ, і перетин з характерною петлею, в разі помилки у визначенні ВМТ, рис. 1.3.

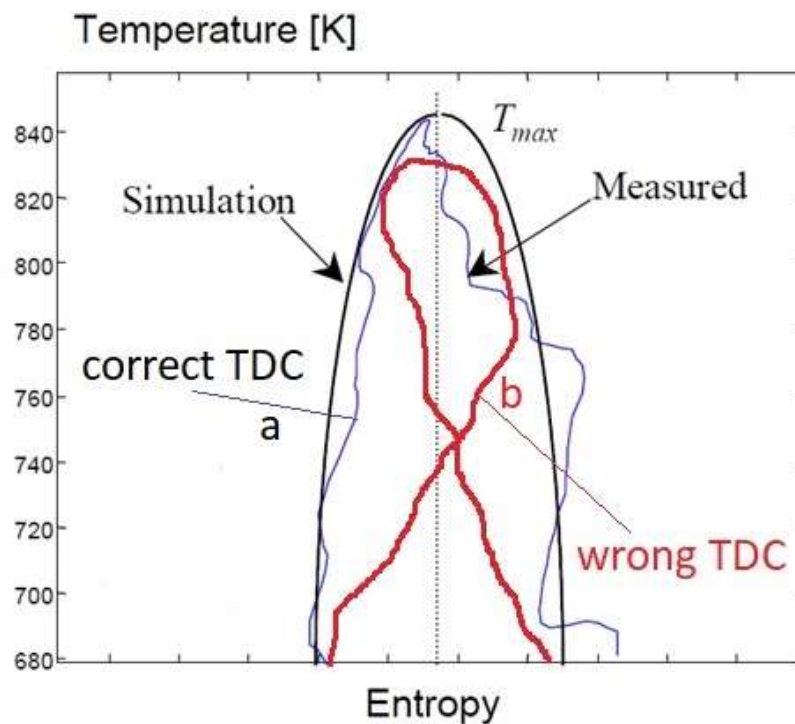


Рисунок 1.3 – T - S діаграма в випадках коректного (a) і помилкового (b) визначення ВМТ [12], [20]

Зазначений метод можна реалізувати на практиці, якщо запропонувати строгий критерій наявності петлі на T - S діаграмі. Однак наявність шумів в даних і нестабільний вигляд самої T - S діаграми напевно зменшать точність такого критерію.

В роботі [21] наведений спосіб виведення об'єму в циліндрі в точці "m" - максимальної швидкості підвищення тиску при стисненні, див. рис. 2.3. В статті показано, що об'єм V_m не залежить від тиску P_m і похідної від тиску P'_m , а залежить тільки від геометричних даних циліндра.

$$V_m = V_c + \frac{\pi D^2 S}{8} (1 + 1/\lambda - \cos \varphi_m - \Phi_m^{0.5}), \quad (1.3)$$

де $\Phi_m = 1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m$, V_c - об'єм камери стиснення; $\lambda_R = S/2L_R$ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна; D , S - діаметр циліндра і хід поршня, L_R - довжина шатуна.

З висновку цієї статті випливає, що об'єм в точці "m" і, відповідно, кут повороту колінчастого валу від "m" до ВМТ можна розрахувати заздалегідь, перед індиціюванням двигуна, знаючи діаметр циліндра D , хід поршня S , довжину шатуна L_R і обсяг камери стиснення V_c . Координату "m" можна визначити за допомогою чисельного диференціювання діаграми $P(t)$. Таким чином, зміщення ВМТ в градусах °ПКВ щодо точки P'_m може бути визначено перед діагностуванням двигуна. Така чудова властивість точки P'_m могла б швидко вирішити всі проблеми аналітичного визначення ВМТ і задачу аналітичної синхронізації даних при індиціюванні двигунів. Однак, треба визнати, що наявність шуму в дискретних даних тиску $P(t)$, навіть при їх коректному виключенні [3], може значно знизити точність цього витонченого методу. Проте, даний метод може бути ефективно використаний для попередньої оцінки ВМТ.

В роботі [4] наведено аналіз методу визначення ВМТ за допомогою функції *Agnesi*, записаної для ділянки стиснення до P'_c

$$P(\varphi) = P_c / [1 + \theta(\varphi - \varphi_{TDC})^2], \quad (1.4)$$

де P_c і θ - параметри, що визначаються за допомогою методу найменших квадратів (МНК) на ділянці стиснення шляхом мінімізації функціоналу. Основна властивість моделі *Agnesi* полягає в тому, що розрахункове значення

координати ВМТ має малу абсолютну похибку (менше 1 °ПКВ) при заданих початкових наближень P_c і θ з похибкою до 8 % [4].

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^l \left[\frac{P_j}{P(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min, \quad (1.5)$$

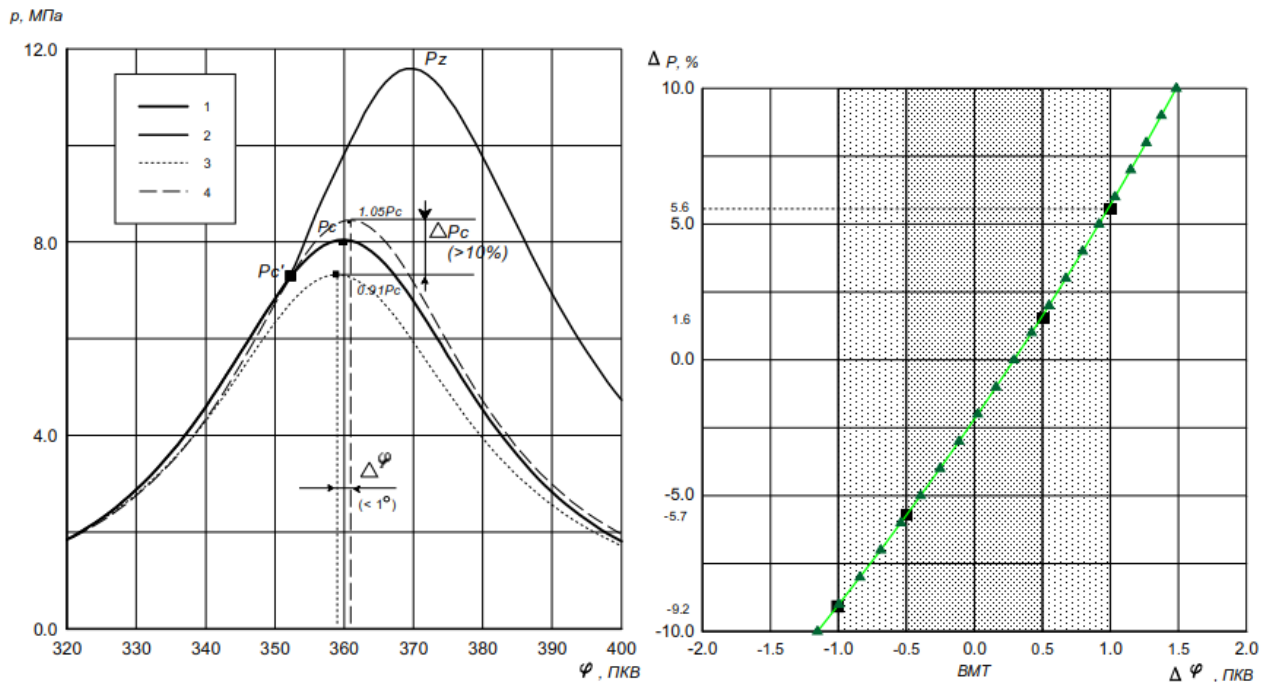


Рисунок 1.4 – Алгоритм моделі *Agnesi* та аналіз похибки визначення ВМТ[4]

В роботах [13]–[17] наведені методи, засновані на властивостях симетричності кривих стиснення-розширення, аналізі T - S і P - V діаграм, аналізу термодинамічної моделі робочого процесу на базі першого початку термодинаміки. Всі ці методи можна з певними припущеннями використовувати на практиці, якщо провести процедуру коректного виключення шумів у вихідних даних $P(t)$, яка не буде зсувати фазу і спотворювати амплітуду вихідного сигналу.

Необхідно зазначити, що метод термодинамічного моделювання циклу вимагає більшого розрахункового часу і використовує емпіричні коефіцієнти. Його складно здійснити на практиці в режимі реального часу. Емпіричні коефіцієнти знижують точність розрахунку.

1.4 Цифрова обробка даних моніторингу робочого процесу із застосуванням фільтра низьких частот *Butterworth*

Обрано метод цифрової обробки даних моніторингу діаграми із використанням фільтра низьких частот *Butterworth*, що дозволяє здійснювати чисельний аналіз екстремумів першої і другої похідних діаграм тиску, отриманих методами чисельного диференціювання. В результаті стало можливим розмежування процесів стиснення і згоряння в робочому циліндрі, визначення приблизної (до $0,5^\circ$ ПКВ) координати ВМТ і попередня синхронізація даних моніторингу робочого процесу на етапі аналізу часових діаграм.

Незважаючи на високу якість датчиків тиску *IMES*, а також їх низьку відносну похибку меншу ніж 1% і низький рівень шуму, подальше чисельне диференціювання отриманих індикаторних діаграм призводить до практичної неможливості чисельного аналізу кривих $dP/d\varphi$. В цьому випадку визначення координати максимуму $dP/d\varphi$ перед процесом згоряння також буде здійснюватися з досить великою похибкою (див. рис. 1.5). Стає очевидним, що необхідно застосовувати правильну процедуру фільтрації вихідних даних.

Автором застосовується цифровий фільтр *Butterworth LowPass filter* на базі дискретного перетворення Фур'є, який має рівномірну характеристику по всьому частотному діапазоні і не зміщує фазу вихідного сигналу. Частотні характеристики цифрового фільтра низьких частот *Butterworth* j -го порядку визначаються як [3]:

$$G(f) = \frac{G_0}{\sqrt{1 + (f / f_c)^{2j}}}, \quad (1.6)$$

де G_0 - коефіцієнт підсилення при нульовій частоті; f_c - частота зрізу (при якій амплітуда дорівнює 3 дБ [119]); j - порядок фільтра.

Фільтр *Butterworth* був вперше розроблений британським інженером *Stephen Butterworth* [120], єдиний з фільтрів, що зберігає форму амплітудно-

частотної характеристики (АЧХ) для більш високих порядків, тоді як багато інших різновидів фільтрів (фільтр Бесселя, фільтр Чебишева та ін.) мають різні форми АЧХ при різних порядках. Для нескінченних значень порядку j АЧХ стає прямокутною функцією, і частоти нижче частоти зрізу f_c будуть пропускатися з коефіцієнтом посилення G_0 , а частоти вище частоти зрізу будуть повністю подавлятися.

На рисунку 1.5 наведені діаграми вихідних даних тиску газів в циліндрі $P(\varphi)$ і похідної від тиску $P'(\varphi)$ до застосування фільтра низьких частот *Butterworth*. Через вплив аналогового і цифрового шуму при записі даних тиску газів $P(\varphi)$ визначення максимальної координати першої похідної від тиску при стисненні $P'(\varphi)$ буде виконуватися з великою помилкою. Аналіз другої похідної $P''(\varphi)$ просто неможливий в цьому випадку.

Параметри фільтра можуть бути обрані для кожного конкретного типу двигуна так, щоб співвідношення експериментальних і розрахункових значень середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності циліндрів була не більше 2%. На рисунку 1.6 показані настройки фільтра: коефіцієнт підсилення при нульовій частоті $G_0 = 2$, частота зрізу $f_c = 100$, порядок фільтра $j = 7$.

Застосування фільтра низьких частот *Butterworth* дозволяє чисельно аналізувати першу похідну від тиску $P'(\varphi)$ і другу похідну від тиску $P''(\varphi)$ (див. рис. 1.7). До застосування фільтра *Butterworth* аналіз першої, а тим більше другої похідних не є можливим внаслідок значних шумів, що з'являються після чисельного диференціювання кривої тиску $P(\varphi)$.

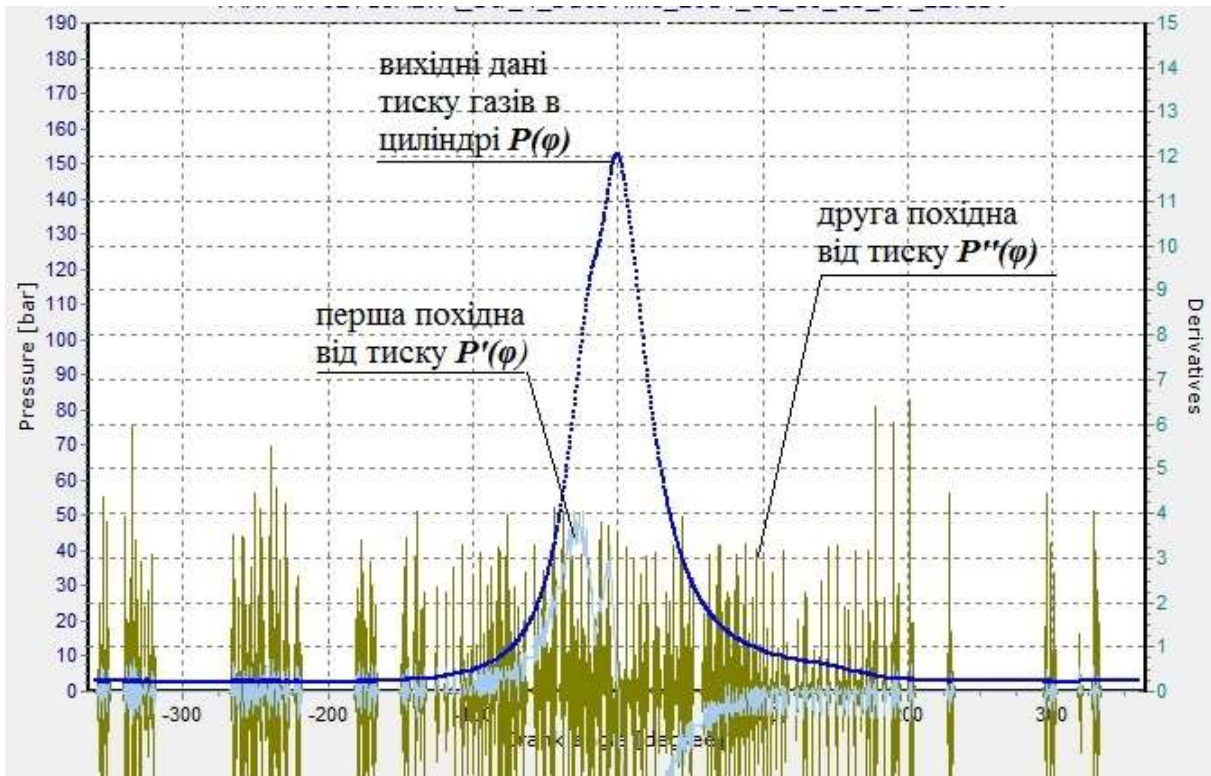


Рисунок 1.5 – Діаграми вихідних даних тиску газів в циліндрі $P(\varphi)$ і похідної від тиску $P'(\varphi)$ та другої похідної $P''(\varphi)$ до застосування фільтра низьких частот *Butterworth* середньооборотного морського дизеля *Yanmar 6EY18ALW*

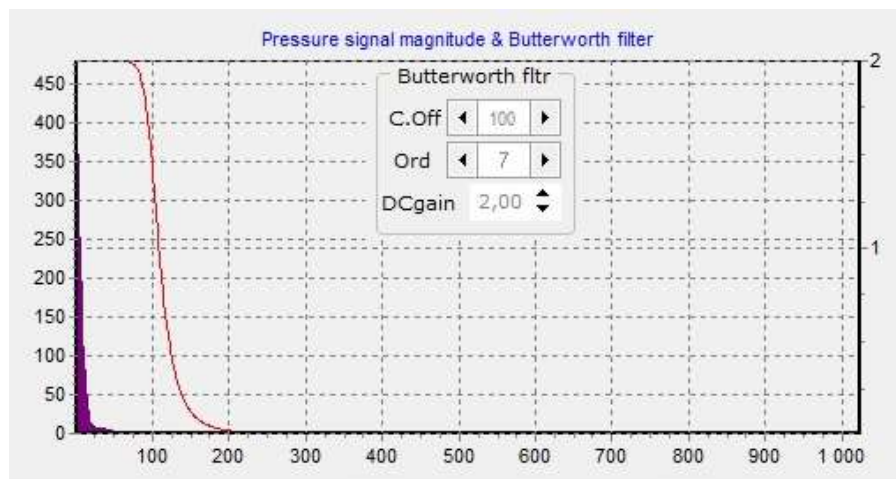


Рисунок 1.6 – Параметри фільтра *Butterworth*

Після застосування фільтра *Butterworth* стає можливим проводити аналіз першої та другої похідних на екстремуми, рисунок 1.7. Так, перший екстремум кривої P' , а це точка P'_{max2} , показує максимальну швидкість підвищення тиску на ділянці стиснення, другий (це точка P'_{max1}) – максимальну швидкість

підвищення тиску на ділянці згоряння. Локальний мінімум між екстремумами, точка P'_{min} показує падіння швидкості зміни тиску між двома різнорідними процесами: стиснення і згоряння. Координати локальних екстремумів використовуються при вирішенні задачі синхронізації даних та уточнення розрахунку ВМТ поршня, як показано в роботі [3] авторів (*Neumann, S., Varbanets, R., Kyrylash, O., Yeryganov, O., Maulevych, V.*). Максимум другої похідної, точка P''_{max} (див. рис. 1.7) використовується для визначення тиску і фази початку згоряння в циліндрі.

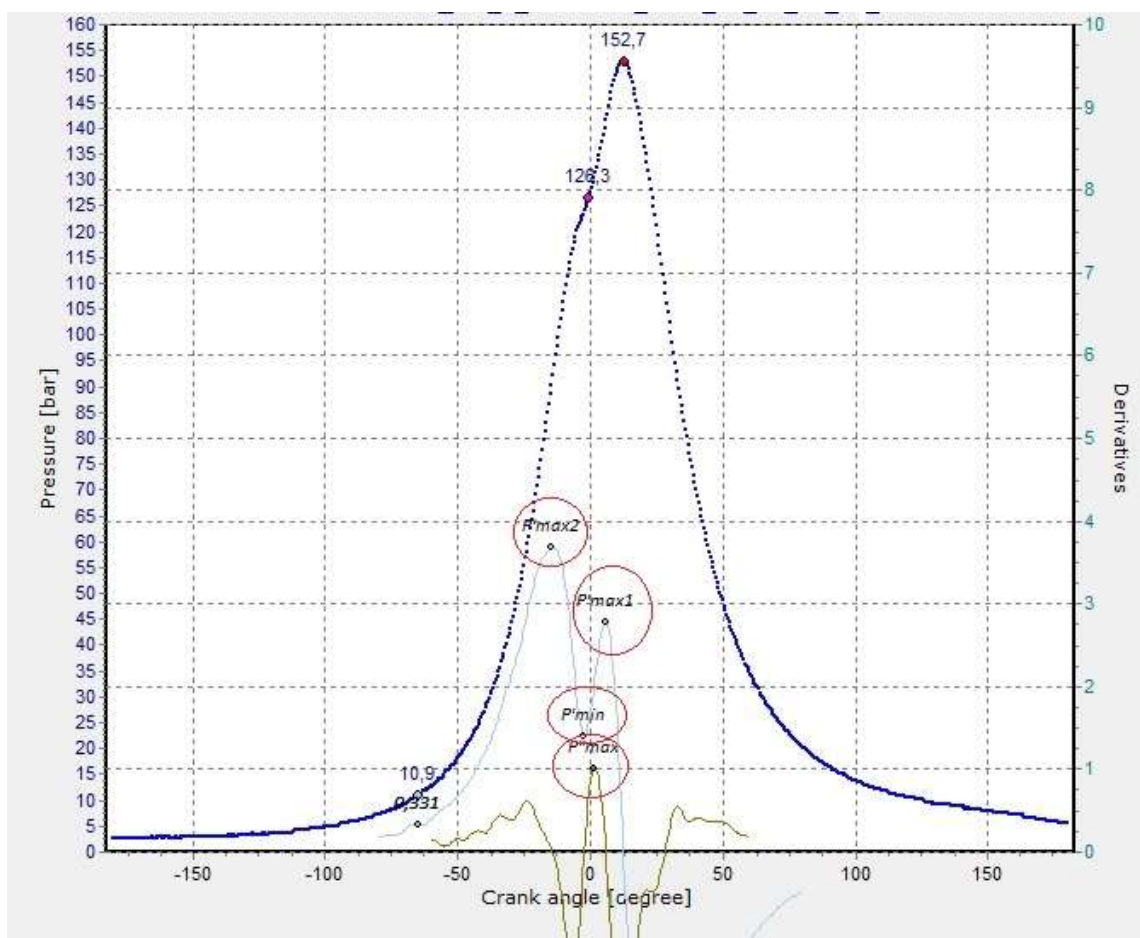


Рисунок 1.7 – Аналіз першої $P'(\varphi)$ та другої похідної від тиску $P''(\varphi)$, визначення екстремумів середньооборотного морського дизеля *Yanmar 6EY18ALW*

Висновки до першого розділу

1. Визначення ВМТ за допомогою датчиків, які використовуються в стаціонарних системах моніторингу, потребує додаткової корекції внаслідок зсуву позначки положення ВМТ під час роботи двигунів під навантаженням. В цьому випадку необхідно враховувати вибірку мікролюфтов в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і термодинамічний зсув максимуму тиску стиснення в циліндрі [11]–[13]. Для стаціонарних систем запропонований аналітичний метод може уточнити визначене за допомогою датчиків положення ВМТ [1], [2], [8]–[10].

2. В переносних діагностичних системах визначення ВМТ краще відразу здійснювати аналітичним методом. В першу чергу виникають незручності під час діагностики двигунів, тому що необхідно використовувати додаткові «*pick-up sensors*» та кабелі до них. Перед встановленням датчиків потрібно вивести двигун із експлуатації, а встановлені датчики необхідно калібрувати, що пов'язано зі значними затратами часу [6], [9], [10], [18]. Всі переносні системи параметричної діагностики двигунів вимірюють тиск в робочому циліндрі через канал індикаторного крана. У зв'язку з цим в переносних системах, крім вищезазначених похибок, виникають похибки типу дроселювання і запізнювання сигналу, що призводить до додаткового зсуву положення [1], [3].

3. Останнім часом більшість сучасних переносних систем діагностування морських дизелів не використовують «*pick-up sensors*», а застосовують різні варіанти алгоритмічного визначення ВМТ [2]–[5], [8]. Точність розрахунку ВМТ всіх розглянутих методів в значній мірі залежить від ефективності процедури виключення шумів на початкових даних. Таким чином, щоб отримати прийнятний на практиці розрахунок середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності (з максимальною відносною похибкою не більше 2,5%), необхідно визначати ВМТ з максимальною абсолютною похибкою не більше $0,1 \dots 0,3^\circ$ ПКВ.

4. Отримав подальший розвиток метод первинної синхронізації шляхом

визначення екстремумів діаграм швидкості і прискорення зміни тиску в робочому циліндрі транспортного двигуна за допомогою паралельного аналізу цих діаграм, отриманих методом чисельного диференціювання та згладжених фільтром низьких частот *Butterworth*, що на відміну від існуючих методів дозволяє забезпечити абсолютну похибку не більше 0,5 градуса повороту колінчастого валу ($^{\circ}$ ПКВ), достатню на етапі первинної синхронізації. Шуми при аналізі похідних, отриманих методами чисельного диференціювання, підвищують похибку визначення параметрів. У зв'язку з цим застосований цифровий фільтр *Butterworth* на базі дискретного перетворення Фур'є. Забезпечується необхідна точність остаточного розрахунку середнього індикаторного тиску з подальшим розрахунком індикаторної і ефективної потужності двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5%.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕННЯ ВЕРХНЬОЇ МЕРТВОЇ ТОЧКИ

2.1. Технологічна карта досліджень

Процес досліджень включає в себе вибір теми, інформаційний пошук, рішення головних і допоміжних завдань і етап впровадження. Графічне зображення цього процесу називається технологічною картою наукових досліджень [57]. За визначенням професора І.І. Кринецького технологічна карта відображає суть наукових досліджень у вирішенні задачі аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації.

Доктор технічних наук професор Іван Іванович Кринецький був відомим вченим свого часу (80-ті, 90-ті роки). Під його керівництвом створена наукова школа ТАУ, підготовлено 80 кандидатів технічних наук і 12 докторів технічних наук. І.І. Кринецький автор 222 наукових робіт, в тому числі: підручника з суднової автоматики, 8 монографій, 8 навчальних посібників, 10 авторських свідоцтв.

У 90-ті роки Іван Іванович керував кафедрою «Теорія автоматичного управління та обчислювальна техніка» Одеського вищого інженерного морського училища ОВІМУ. Як фахівець в області теорії автоматичного управління професор Кринецький І.І. розробив технологічну карту наукових досліджень як функціональну схему системи автоматичного регулювання зі зворотним зв'язком. Завершальне наукове дослідження, зворотний зв'язок передбачає остаточне порівняння результатів роботи з цілями головних задач.

Логічне уявлення взаємозв'язків дослідницького процесу при рішенні великої комплексної наукової задачі допомагає структурувати наукову діяльність і впорядкувати дії за рішенням поставленої задачі. Чітке

структурування та логічні взаємозв'язки дозволяють уникнути низки помилок і повторень, що неминуче виникають при розв'язку комплексної задачі. Нині розглядаються концепції віртуального відображення наукової діяльності. Прикладами служать проекти ІТ-компаній: *ConceptDraw MindMap*[®], *Microsoft Project*[®], *ConceptDraw Project*[®] [120], [121] та інші, які за допомогою сучасних засобів on-line програмування вирішують наукові завдання аналогічним шляхом, описаним професором І.І. Кринецьким.

Відповідно до рекомендацій [57] складемо технологічну карту наукових досліджень за темою дисертаційного дослідження.

«Наукове дослідження починається з постановки проблеми, вибору теми та інформаційного пошуку, що висвітлює стан питання і фізичну суть досліджуваного об'єкта» [57, с.7]. **Запит або проблема, поставлена практикою** експлуатаційної діагностики, в основі якої лежить індиціювання транспортних двигунів, полягає в необхідності рішення задачі синхронізації даних, яка повинна бути вирішена перед визначенням потужності і основних параметрів робочого процесу.

Рішення цієї проблеми полягає в розробці алгоритмів визначення положення ВМТ за допомогою аналізу часових діаграм тиску газів в циліндрі $P(t)$, які вимірюються з високою точністю в процесі експлуатації транспортного двигуна.

Робоча гіпотеза полягає в тому, щоб використати рішення рівняння рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні $P'=0$ з попереднім уточненням початкових умов за допомогою лінійної і синусоїдальної моделей.

Методи і засоби аналітичної синхронізації, які застосовувалися раніше не дозволяють ефективно розв'язати цю задачу в умовах експлуатації дизельної СЕУ, тому що недостатньо точні в умовах реальної експлуатації, що становить суть *наукової проблеми*, вирішення якої присвячена дана робота.

Об'єктом дослідження є робочий процес транспортного двигуна.

Предметом дослідження є методи аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних двигунів в експлуатації, що

базується на алгоритмі визначення положення верхньої мертвої точки поршня шляхом аналізу часових діаграм тиску газів в робочому циліндрі, без використання апаратних датчиків.

Аналітична синхронізація забезпечує розрахунок середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності, а також основних параметрів робочого процесу із заданою відносною похибкою, що необхідно для діагностики технічного стану систем транспортних двигунів в експлуатації і для розрахунку показників енергоефективності двигунів за методикою *ІМО*.

Таким чином, формується *тема дослідження*: «Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу».

Метою дослідження в рамках поставленої задачі є розробка методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації і подальше визначення основних параметрів робочого процесу.

Підтвердження робочої гіпотези вимагає рішення чотирьох *завдань* наукового дослідження.

Перше головне завдання – аналіз існуючих методів синхронізації даних з точки зору точності, критерію оцінки і застосування їх в умовах експлуатації транспортних двигунів.

Тут дано аналіз апаратних і аналітичних методів синхронізації. Показано недоліки апаратної синхронізації стосовно до переносних систем діагностики робочого процесу транспортних двигунів. Запропоновано концепцію аналітичної синхронізації і зроблено висновок про те, що таким чином може бути досягнута висока точність синхронізації.

Друге завдання – цифрова фільтрація часових даних тиску газів в робочому циліндрі $P(t)$ моніторингу робочого процесу і попередня синхронізація даних за допомогою лінійних функцій.

Показано, що існуючі методи аналітичної синхронізації недостатньо ефективні стосовно до умов експлуатації транспортних двигунів. В основному

це пов'язано зі складністю формулювання критеріїв синхронізації або їх недостатньою точністю внаслідок впливу шумів у вихідних даних. Необхідно врахувати той факт, що при чисельному диференціюванні підвищується рівень шумів, пов'язаний з похибками вимірювання сигналів і їх дискретним поданням. Вплив шумів при аналізі першої похідної значно підвищує похибку визначення параметрів, пов'язаних з нею. Аналіз другої похідної взагалі неможливий без застосування спеціальних методів цифрової фільтрації. Шуми при аналізі похідних, отриманих методами чисельного диференціювання, підвищують похибку визначення параметрів. У зв'язку з цим застосований цифровий фільтр *Butterworth* на базі дискретного перетворення Фур'є. Критерієм оцінки ефективності методу синхронізації є точність визначення середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності. Отримав подальший розвиток метод первинної синхронізації шляхом визначення екстремумів діаграм швидкості і прискорення зміни тиску в робочому циліндрі транспортного двигуна за допомогою паралельного аналізу цих діаграм, отриманих методом чисельного диференціювання та згладжених фільтром низьких частот *Butterworth*.

Третє завдання – аналітична синхронізація даних $P(\varphi)$ за допомогою синусоїдальної моделі і моделі розв'язку рівняння рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні $P'=0$; оцінка похибки синхронізації за допомогою математичної моделі робочого процесу.

Після первинного визначення ВМТ за допомогою методу лінійної регресії проводиться попереднє перетворення $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ кількох послідовних робочих циклів. В результаті може бути застосований метод синусоїдальної апроксимації ділянки діаграми швидкості зміни тиску $dP_{comp}/d\varphi$, який уточнює положення ВМТ декількох циклів. Остаточне положення ВМТ і переведення діаграм з часових серій в залежність від кута ПКВ $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ здійснюється за допомогою рішення рівняння $P'=0$. При цьому початкове наближення ВМТ

декількох циклів отримано на попередньому кроці за допомогою синусоїдальної моделі.

За допомогою математичної моделі викладено аналіз впливу похибки визначення ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, швидкості і ступеня підвищення тиску при згорянні, розрахункових значень тиску початку згоряння палива і тиску на лінії розширення.

Четверте завдання – аналіз коефіцієнта енергоефективності при експлуатації транспортного судна на базі отриманих значень потужності двигунів відповідно до методики *ІМО*.

На підставі експериментальних даних індикаторної потужності, середнього індикаторного тиску, а також питомої індикаторної витрати палива, отриманих методом аналітичної синхронізації, при різних способах формування баржо-буксирних составів (караванів) виконано оцінку характеру залежностей індексу енергоефективності (*EEI*) від швидкості руху різних за формою і масовими характеристиками караванів для дунайського судноплавства. Розглянуто питання ідентифікації індикаторів енергоефективності у внутрішньому судноплавстві. Виконано аналіз індексів енергоефективності, які застосовуються Міжнародною морською організацією у міжнародному морському судноплавстві. Приділено увагу питанням визначення швидкості руху судна в умовах змінної обмеженої глибини фарватеру на річкових ділянках, аналізу невизначеностей та факторів, які впливають на значення швидкості. Показані відмінності технологій перевезень в міжнародному морському, європейському внутрішньому і дунайському судноплавстві. Виконано аналіз показників енергоефективності, встановлених в міжнародному морському судноплавстві, а також особливості їх застосування у внутрішньому судноплавстві. Визначено принципи застосування показників енергоефективності до оцінки екологічних показників роботи суден у внутрішньому судноплавстві з урахуванням специфіки навігаційних умов та інших факторів, що визначають режими роботи судового пропульсивного

комплексу. Наведено оцінку інтенсивності дунайського судноплавства у порівнянні з інтенсивністю судноплавства на основних магістралях внутрішніх водних шляхів Європи, порівняні характеристики суден та караванів суден, які працюють на різних частинах водних шляхів, а також сконцентрована увага на гідрологічних особливостях та забезпеченості прохідних глибин європейських внутрішніх водних шляхів та водного шляху ріки Дунай.

Узагальнений результат науково-дослідної роботи: рішення завдання підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом розроблення методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних двигунів під час експлуатації, що дозволяє визначати потужність і параметри робочого процесу з малою відносною похибкою.

Новий науковий напрям: експрес-методи аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу, які дозволяють здійснювати синхронізацію даних в режимі реального часу для транспортних дизелів з високою частотою обертання колінчастого валу.

Технологічна карта дисертаційного дослідження представлена на рис. 2.1.

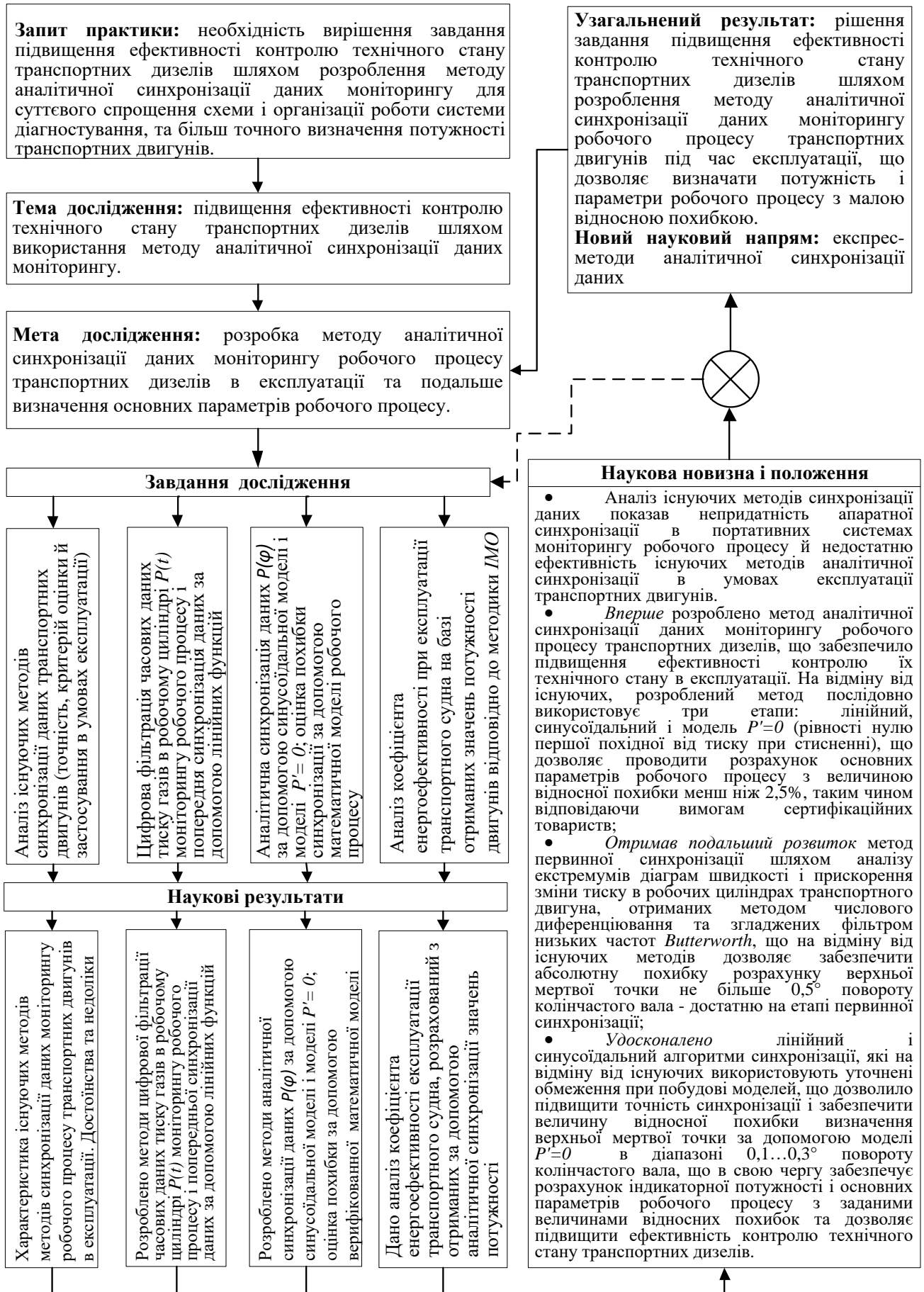


Рисунок 2.1 – Технологічна карта дисертаційного дослідження

2.2 Модель лінійної регресії

Наведений в 1-му розділі метод визначення ВМТ, який використовується в системі *The Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»*, має важливий теоретичний сенс, який неповністю розкритий в описі системи. Його можна пояснити, якщо розглянути записану за допомогою якісних датчиків тиску *IMES* [2] діаграму $P(\varphi, deg)$ типового середньооборотного морського двигуна і її похідну $\frac{dP}{d\varphi}$, отриману чисельним методом після виключення високочастотного шуму [3], рис. 2.2.

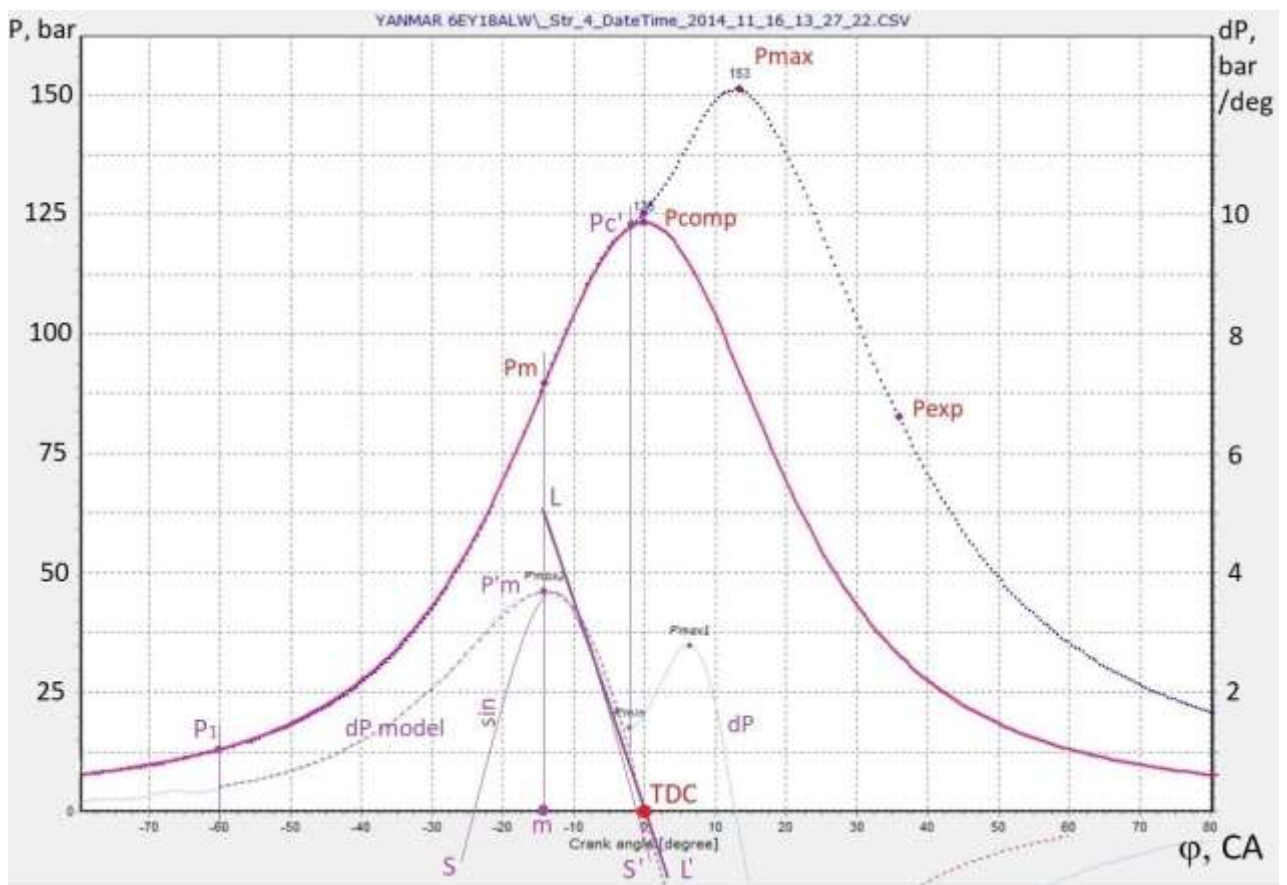


Рисунок 2.2 – Діаграми $P(\varphi, deg)$, $dP/d\varphi$ середньооборотного морського дизеля

Yanmar 6EY18ALW

Якщо розглянути відрізок діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ від максимуму швидкості при стисненні (точка $P'm$) до початку згоряння (координата точки Pc'), то видно, що ця ділянка може бути промодельована прямою лінією LL' або частиною

синусоїди SS' . Незважаючи на те, що в документації *Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»* сказано про дотичну до похилого відрізка діаграми P' , за всіма ознаками подальших дій там мається на увазі лінійна апроксимація цієї ділянки. Без урахування термодинамічного зсуву діаграми тиску (а воно буває зневажливо мало) апроксимуюча пряма повинна перетнути «0» в положенні ВМТ. Це положення впливає з того, що швидкість зміни тиску в ВМТ в цьому випадку дорівнює нулю.

Рівняння прямої LL' запишемо у вигляді:

$$LL' = b_0 + b_1\varphi, \quad (2.1)$$

Координату ВМТ визначаємо із умови:

$$LL' = 0 \rightarrow \varphi_{TDC} = -b_0 / b_1, \quad (2.2)$$

Згідно вимогам методу найменших квадратів, вираз для b_1 та b_0 подаємо у вигляді:

$$b_1 = \frac{\sum \varphi_i \sum P'_i - n \sum P'_i \varphi_i}{(\sum \varphi_i)^2 - n \sum \varphi_i^2}, b_0 = \frac{1}{n} (\sum P'_i - b_1 \sum \varphi_i), \quad (2.3)$$

де знаком суми позначається підсумовування на інтервалі від максимального тиску на ділянці стиснення P_m до тиску початку згоряння в циліндрі P_c' :

$$\sum = \sum_{i=\varphi_i P_m}^{\varphi_i P_c'} \quad n - \text{кількість точок на інтервалі.}$$

Для підвищення точності методу лінійної регресії потрібно виключити частину точок ϑ після координати P_m і перед координатою P_c' . Таким чином уточняється база для побудови регресійної моделі, і можна записати:

$$\sum = \sum_{i=\varphi_i P_m + \vartheta}^{\varphi_i P_c' - \vartheta}, \quad (2.4)$$

У випадку, коли запис індикаторних діаграм передбачає 2 точки на 1 ПКВ, $\vartheta=3 \div 5$ точок в залежності від виду діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ і фактичної довжини ділянки цієї діаграми від P_m до P_c' .

Істотна проблема методу лінійної регресії, яка значно підвищує похибку

визначення ВМТ, з'являється тоді, коли інтервал ділянки $[P_m, P_c']$ діаграми $\frac{dP}{d\phi}$ занадто малий.

На рис. 2.3 наведено індикаторну діаграму суднового двигуна *MAN 9L58/64* з великим кутом випередження впорскування палива.

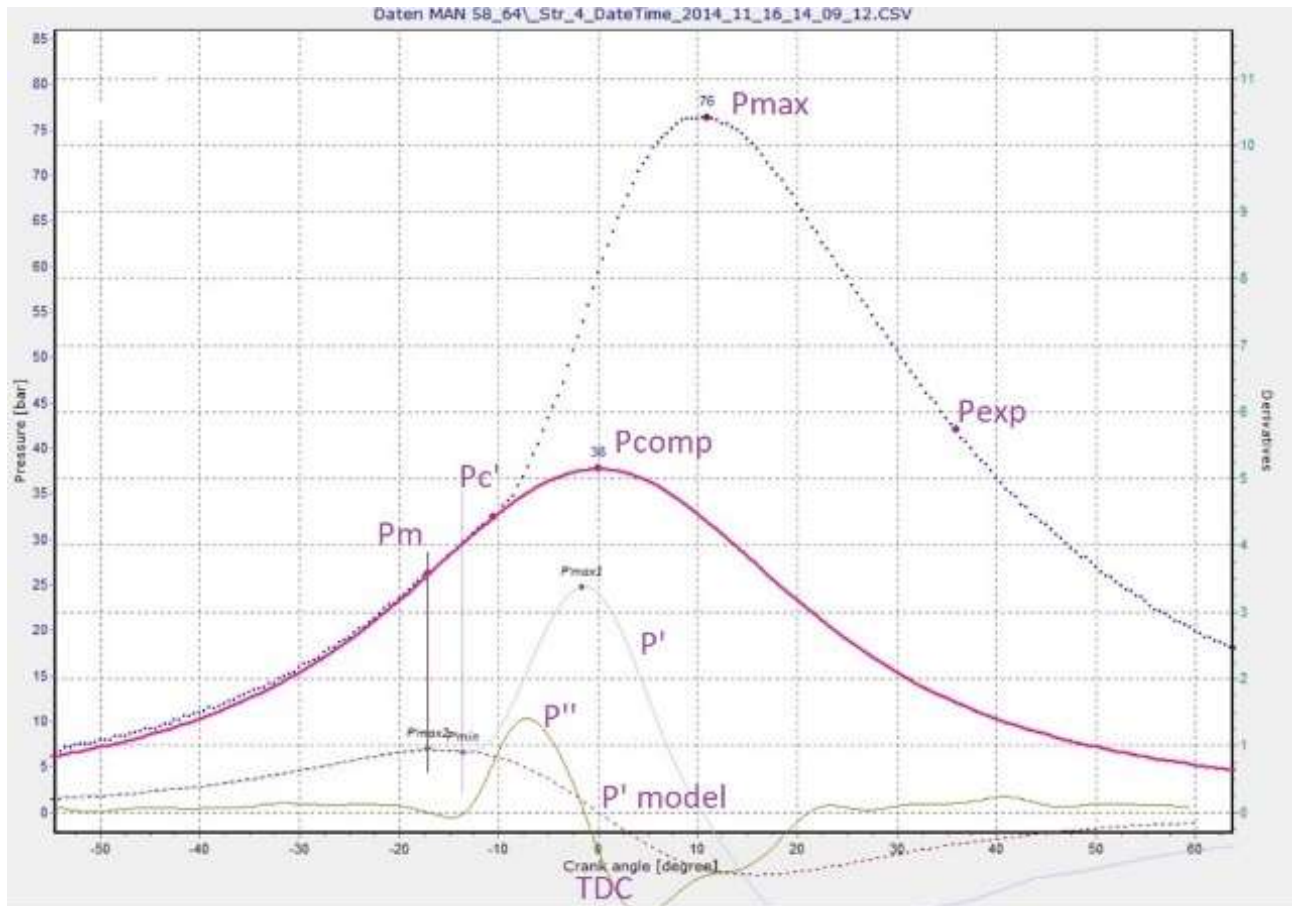


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма *MAN 9L58/64* з раннім кутом випередження впорскування палива

У випадку ранніх кутів випередження впорскування палива відрізок $[P_m, P_c']$ діаграми $\frac{dP}{d\phi}$ скорочується, як показано на рис. 2.3. У деяких випадках, коли геометричні кути випередження впорскування палива доходять до величин $15...20^\circ$ ПКВ до ВМТ, цей відрізок пропадає зовсім. У таких випадках метод уточнення ВМТ, запропонований в системах *Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»*, буде працювати з великою похибкою.

Найбільш стійка робота методу визначення ВМТ за допомогою лінійної

регресії буде на сучасних двотактних морських двигунах з пізнім впорскуванням палива і початком згоряння за ВМТ, рис. 2.4.

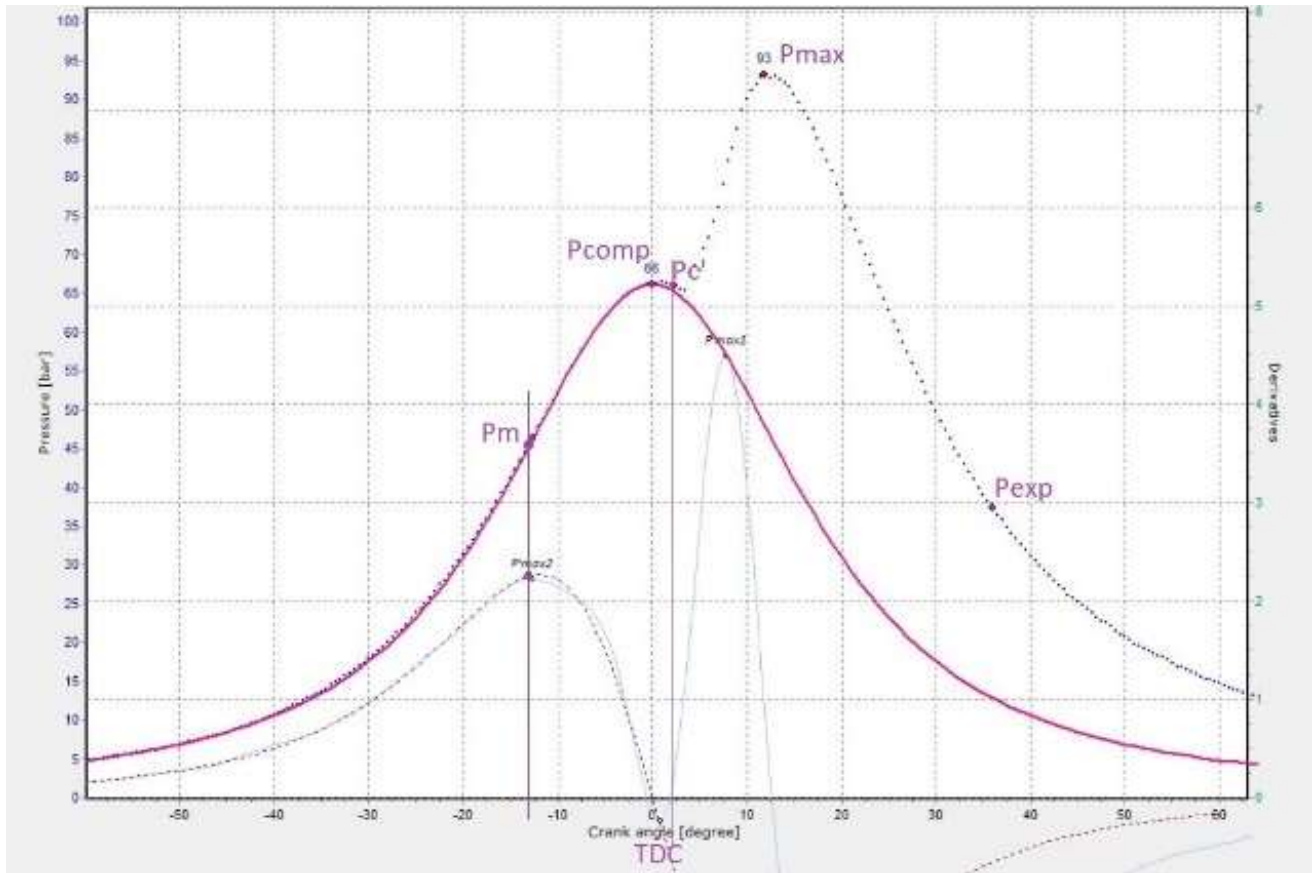


Рисунок 2.4 – Індикаторна діаграма *6RT-FLEX82C* з пізнім кутом випередження впорскування палива

В цьому разі ділянка $[P_m, P_c']$ діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ має достатню кількість точок для побудови лінійної регресійної моделі. Більш того, діаграма $\frac{dP}{d\varphi}$ перетинає «0», і не потрібно екстраполювати лінійну модель, підвищуючи тим самим вірогідність похибки. Положення ВМТ в цьому випадку знаходиться всередині ділянки $[P_m, P_c']$, що дозволяє визначати ВМТ з високою точністю, як, наприклад, для двигуна *Wartsila 6RT-FLEX82C* (див. рис. 2.4).

2.3 Синусоїдальна модель

У всіх випадках похідні від початкової діаграми $P(t)$ визначаються методом чисельного диференціювання, при цьому видаляються високочастотні шуми, як показано в [3], що дає можливість проводити подальший аналіз отриманих діаграм $P'(t)$ і $P''(t)$. З допомогою цього аналізу можна визначити координати екстремумів $P'(t)$ і $P''(t)$ на ділянках стиснення і, таким чином, визначити фазу початку згоряння Pc' з достатньою точністю [3], [4]. Фаза Pc' наближено є кінцем процесу стиснення в циліндрі і виступає правою межею моделювання ділянки $[Pm, Pc']$.

Очевидно, що лінійна регресійна модель недостатньо точно передає характер зміни тиску на ділянці $[Pm, Pc']$, яка зовсім нелінійна по своїй фізичній суті. Можна навіть сказати, що з дуже великим наближенням ця ділянка схожа на лінійну залежність. Крім того, в ситуаціях, показаних на рис. 2.3, метод корекції ВМТ, запропонований в системах *Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»*, не працюватиме зовсім або буде працювати погано.

Отож, ділянку $[Pm, Pc']$ діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ з істотно меншою похибкою можна промоделювати за допомогою синусоїдальної моделі SS' , рис. 2.2. В цьому випадку:

$$SS' = P'_m \sin(B\varphi_i + A), \quad (2.5)$$

де B, A – коефіцієнти синусоїдальної моделі; P'_m – максимум першої похідної діаграми тиску на ділянці стиснення.

На відміну від лінійної моделі, де для її побудови використовується частина кривої $\frac{dP}{d\varphi}$ до точки $P'm$. При побудові синусоїдальної моделі може використовуватися до $\vartheta = 6 \div 10$ точок до координати Pm і після координати Pc' (при записі індикаторних діаграм з кроком 2 точки на 1° ПКВ).

Коефіцієнти синусоїдальної моделі SS' визначаються за допомогою мінімізації функціоналу F_s , побудованого відповідно вимогам методу найменших квадратів.

$$F_s = \sum [P'_m \sin(B\varphi_i + A) - P'_i]^2 \rightarrow \min, \quad (2.6)$$

де знаком суми позначається підсумовування на ділянці моделювання:

$$\sum = \sum_{i=\varphi_i P'_m - \vartheta}^{\varphi_i P'_C + \vartheta}, \quad (2.7)$$

Синусоїдальна модель SS' з більшою точністю, ніж лінійна модель LL' , описує ділянку кривої $\frac{dP}{d\varphi}$ до початку згоряння і дозволяє визначити координату ВМТ з меншою абсолютною похибкою.

В точці мінімуму функціоналу F_s повинні дорівнювати нулю всі частинні похідні цільової функції:

$$\begin{cases} \frac{\partial F_s}{\partial P'_m} = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial B} = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial A} = 0; \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} \sum [2[P'_m \sin(B\varphi_i + A) - p'_i] \sin(B\varphi_i + A)] = 0; \\ \sum [2[P'_m \sin(B\varphi_i + A) - p'_i] P'_m \cos(B\varphi_i + A) \varphi_i] = 0; \\ \sum [2[P'_m \sin(B\varphi_i + A) - p'_i] P'_m \cos(B\varphi_i + A)] = 0; \end{cases} \quad (2.9)$$

Остаточно отримуємо систему з 3-х трансцендентних рівнянь:

$$\begin{cases} P'_m = \frac{\sum p'_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)}; \\ \frac{\sum p_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)} = \frac{\sum p_i \cos(B\varphi_i + A) \varphi_i}{\sum \sin(B\varphi_i + A) \cos(B\varphi_i + A) \varphi_i}; \\ \frac{\sum p_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)} = \frac{\sum p_i \cos(B\varphi_i + A)}{\sum \sin(B\varphi_i + A) \cos(B\varphi_i + A)}. \end{cases} \quad (2.10)$$

Система розв'язується чисельним методом. Алгоритм методу *Powell'64* [19] – пошук по системі сполучених напрямків, добре підходить для мінімізації гладких функцій парного степеню і для тригонометричних функцій. Якщо скористатися цим методом, то коефіцієнти P'_m , B , A визначаються після декількох послідовних кроків мінімізації функціоналу \overline{F}_S .

$$\begin{aligned} \overline{F}_S = & \left(P'_m - \frac{\sum p'_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)} \right)^2 + \\ & + \left(\frac{\sum p_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)} - \frac{\sum p_i \cos(B\varphi_i + A)\varphi_i}{\sum \sin(B\varphi_i + A) \cos(B\varphi_i + A)\varphi_i} \right)^2 + \\ & + \left(\frac{\sum p_i \sin(B\varphi_i + A)}{\sum \sin^2(B\varphi_i + A)} - \frac{\sum p_i \cos(B\varphi_i + A)}{\sum \sin(B\varphi_i + A) \cos(B\varphi_i + A)} \right)^2 \rightarrow \min \end{aligned} \quad (2.11)$$

Мінімум функціоналу \overline{F}_S , знайдений з початкової точки $(P'_m, 0, 0)$ (рис. 2.3), визначає координату ВМТ. При цьому метод *Powell'64* визначає глобальний мінімум функціоналу \overline{F}_S за менш, ніж 10 кроків пошуку для всіх досліджених P -діаграм різних типів морських двигунів. Для реалізації методу необхідно мати початкове наближення ВМТ і кутів φ повороту колінчастого валу, які були отримані за допомогою лінійної регресійної моделі.

2.4 Модель рішення рівняння рівності нулю першої похідної від тиску при стисненні $P'=0$

При побудові лінійної регресійної моделі методом найменших квадратів використовується малий відрізок чисельно взятої похідної $\frac{dP}{d\varphi}$: $[\varphi_i P'_m + \mathcal{G}, \varphi_i P'_c - \mathcal{G}]$. При побудові синусоїдальної моделі використовується дещо більша ділянка $[\varphi_i P'_m - \mathcal{G}, \varphi_i P'_c - \mathcal{G}]$. В тих ситуаціях, коли кут випередження впорскування палива близький до «0» або менший (пізніше

впорскування), база точок на зазначених проміжках достатня для побудови моделей (рис. 2.2, 2.4). Проте, для двигунів з раннім кутом випередження впорскування палива (рис. 2.3) зазначені проміжки занадто малі для побудови регресійних моделей.

Якщо скористатися моделлю швидкості зміни тиску на ділянці стиснення, отриманої з рівняння політропи стиснення $PV^n = const$, то можна використовувати велику базу експериментальних точок. Наприклад, можна використати всі точки від початку процесу стиснення (після закриття впускних клапанів) до початку згоряння в циліндрі. Однак при аналізі реальних індикаторних діаграм вплив шумів на ділянках після закриття клапанів занадто великий, що вносить додаткову похибку до побудови регресійної моделі [3]. Вплив шумів значно менший, якщо розглядати ділянку діаграми від координати $P_1 \sim 0.1 P_{max}$ (див. рис. 2.2) до координати P'_c . Таким чином, базою для побудови моделі $P' = 0$ приймаємо проміжок діаграми $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_c - \mathcal{A}]$.

Тиск газів на вказаному проміжку стиснення дорівнює [1]:

$$\tilde{P}_{comp} = P_a \left(\frac{V_a}{V_\varphi} \right)^{n_l}, \quad (2.12)$$

де P_a – тиск на початку стиснення; V_φ – поточний об'єм циліндра.

$$V_\varphi = V_C + 0,5V_S \left[1 + \frac{1}{\lambda_{III}} - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda_{III}} \sqrt{1 - (\lambda_{III} \sin \varphi)^2} \right], \quad (2.13)$$

Об'єм, описаний повним ходом поршня:

$$V_S = V_C (\varepsilon - 1), \quad (2.14)$$

де V_C – об'єм камери стиснення;

λ_{III} – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

$$\lambda_{III} = \frac{R_{KP}}{L_{III}} = \frac{S}{2L_{III}}. \quad (2.15)$$

Для поставленої задачі визначення координати ВМТ, приймаємо значення n_1 постійним. Відповідно до рекомендацій [1] для малооборотних і середньооборотних двигунів значення n_1 приймаємо рівним 1.34...1.37. Подальший аналіз показав, що в задачі визначення ВМТ подібне допущення доречне і наближене середнє значення n_1 в зазначених межах не погіршує якість моделювання $dP/d\varphi$, яке в значній мірі залежить від рівня шумів на лінії стиснення і від точності визначення координати кінця стиснення P'_c – правої межі проміжку моделювання [3].

Вираз для швидкості зміни тиску на ділянці стиснення можна записати:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot \frac{dV_\varphi}{d\varphi}. \quad (2.16)$$

Після нескладних перетворень остаточно отримаємо:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot 0,5V_s \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{III} \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{III}^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (2.17)$$

В даному випадку параметрами моделі $dP_{comp}/d\varphi \in P_a$ і n_1 . Відповідно до вимог методу найменших квадратів запишемо функціонал F_P , мінімізація якого визначить значення цих параметрів на ділянці $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_c - \mathcal{G}]$.

$$F_P = \sum_{j=1}^m \left(P'_j - \frac{dP_{comp}}{d\varphi_j} \right)^2 \rightarrow \min \quad (2.18)$$

де m - кількість точок на ділянці $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_c - \mathcal{G}]$.

Для мінімізації функціоналу F_P скористаємося методом *Powell-64*, оскільки він ефективний для мінімізації квадратичних і тригонометричних функцій.

Для видалення шумів на цих ділянках автором застосовується цифровий фільтр *Butterworth* [3], [4], який має гладку характеристику на всьому частотному діапазоні і не зміщує фазу вихідного сигналу. Результати

моделювання швидкості зміни тиску $dP_{comp}/d\varphi$ на ділянках стиснення до початку згоряння P'_C на різних типах індикаторних діаграм показані на рис. 2.2 – 2.4.

Використання відносно великої бази експериментальних точок $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_C - \mathcal{G}]$ для побудови моделі $dP_{comp}/d\varphi$ дає хороші результати. Побудована таким чином модель з високою точністю описує процес стиснення для різних типів двигунів, навіть у випадку значно ранніх кутів початку згоряння палива в циліндрі, як показано на рис. 2.3.

Права межа моделювання $\varphi_i P'_C - \mathcal{G}$ найбільше впливає на точність побудови моделі, оскільки після впорскування палива в циліндр відбуваються передполуменеві процеси і крива тиску вже не носить характер політропи стиснення. Завдання визначення координати початку згоряння P'_C і правої межі вирішується за допомогою аналізу екстремумів діаграм похідних від діаграми тиску, як показано в [3], [4].

Висновки до другого розділу

1. У зв'язку з тим, що індикаторні діаграми записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді часових серій $P(t)$, першим методом аналітичного визначення ВМТ служить метод лінійної регресії. Для його роботи не потрібна попередня оцінка кутів ПКВ.

Після первинного визначення ВМТ за допомогою методу лінійної регресії проводиться попереднє перетворення $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ кількох поспіль робочих циклів. В результаті може бути застосований метод синусоїдальної апроксимації ділянки діаграми швидкості зміни тиску $dP_{comp}/d\varphi$, який уточнює положення ВМТ декількох циклів. Остаточне положення ВМТ і переведення діаграм з часових серій в залежність від кута ПКВ $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ здійснюється за

допомогою розв'язку рівняння $P' = 0$. При цьому початкове наближення ВМТ декількох циклів отримано на попередньому кроці за допомогою синусоїдальної моделі.

2. Зазначений алгоритм дозволяє розрахувати положення ВМТ з максимальною абсолютною похибкою не більше $0,1 \dots 0,3^\circ$ ПКВ. Таким чином забезпечується необхідна точність остаточного розрахунку середнього індикаторного тиску з подальшим розрахунком індикаторної і ефективної потужностей двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5%.

Така точність у визначенні потужності двигуна дає змогу прогнозувати його навантаження, діагностувати, розраховувати питомі показники і показники енергоефективності відповідно до вимог *МО*, а також в цілому підвищувати ефективність експлуатації.

3. Для переносних систем моніторингу робочого процесу морських дизелів запропонований метод аналітичного визначення ВМТ і подальшої синхронізації даних дає наступні переваги:

- зменшується кількість датчиків і кабелів при індиціюванні, що знижує ймовірність збоїв і помилок;
- автоматично враховуються зсуви ВМТ за рахунок різних факторів під час експлуатації;
- автоматично враховується вплив каналу індикаторного крана;
- похибка методу аналітичного визначення ВМТ і подальшої синхронізації індикаторних діаграм значно менше, ніж при апаратному методі визначення.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

3.1 Моделювання робочого процесу дизельної СЕУ з заданим законом тепловиділення

У розділі наведені можливості розрахункового модуля системи моніторингу і діагностики робочого процесу суднових дизелів *DEPAS D4.0H*. Математична модель робочого процесу базується на I-му законі термодинаміки. При наявності експериментальних даних математична модель дозволяє досліджувати характер робочого процесу і визначати еталонні моделі на часткових навантажувальних режимах, а також моделювати наслідки регулювання паливної апаратури і механізму газорозподілу. Головною метою моделювання робочого процесу в режимі реальної експлуатації є уточнення витрати палива і діагностика стану основних вузлів двигуна [4].

Ефективна експлуатація суднових двигунів внутрішнього згорання базується на постійному експлуатаційному контролі основних, найбільш значущих параметрів робочого процесу. Під робочим процесом маються на увазі також процеси подачі палива і газорозподілу як його невід'ємні складові [104]. Актуальність проблеми експлуатаційного контролю або моніторингу робочого процесу зростає з підвищенням екологічних вимог (МАРПОЛ 73/78, Додаток VI [101]) і зі змінною, але в кінцевому підсумку, зростаючою вартістю морських палив [103].

Математичне моделювання робочого процесу дозволяє аналізувати ефективність поточного режиму експлуатації СДВЗ, здійснювати оцінку резерву його навантаження і знаходити оптимальне поєднання регулювальних параметрів ПА і МГР.

У зв'язку з цим на кафедрі СЕУ ОНМУ був розроблений програмно-апаратний комплекс *DEPAS D4.0H* [104], [105], який дозволяє проводити

моніторинг і моделювання робочого процесу з метою оперативної діагностики стану ЦПГ, ПА і МГР в експлуатаційних умовах.

Під час експлуатації СДВЗ за допомогою *DEPAS D4.0H* для обраного режиму можуть бути визначені наступні параметри робочого процесу (ПРП):

- середній індикаторний тиск P_i (MIP);
- індикаторна потужність циліндра N_i ;
- частота обертання колінчастого валу RPM ;
- максимальний тиск згоряння в циліндрі
 $P_Z, P_Z^{\min}, P_Z^{\max} (\varphi P_Z), P_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max} (\varphi P_{\max})$;
- максимальний тиск стиснення P_{comp} ;
- середній індикаторний тиск $P_{exp} (P_{36^\circ})$;
- максимальна швидкість підвищення тиску $v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$;
- ступінь підвищення тиску $\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$;
- тиск і кут початку згоряння $p'_c (\varphi P'_c)$;
- дійсні і 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 $\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$;
- тиск в будь-якій точці діаграми – P_x ;

Порівняльний аналіз зазначених ПРП по циліндрах дозволяє визначити ступінь нерівномірності їх навантаження. Спосіб зниження розбалансу механічних і теплових напружень між циліндрами двигуна очевидний: усунення дефектів в роботі ПА, МГР і ЦПГ, коригування фаз подачі палива і газорозподілу і потім, - рівномірний розподіл циклових подач палива по циліндрах.

Аналіз наслідків коригування регульовальних параметрів ПА і МГР, а також зміни ПРП на часткових режимах, відмінних від поточного режиму експлуатації можливий за допомогою математичної моделі робочого процесу.

Математична модель робочого процесу [103].

Модель робочого процесу (рис. 3.1, 3.2) базується на 1-му законі термодинаміки

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

де dQ_x – теплота, виділена при згорянні палива;
 pdV – робота газів в циліндрі;
 dU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла;
 dQ_w – передача тепла через стінки циліндра.

Вирази для визначення зазначених складових наведені в роботах Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С. [25], [26]. Облік газообміну, роботи турбокомпресора і втрат тепла через стінку циліндра виконаний відповідно до методики, викладеної в лекціях В.С. Семенова [107].

Для оцінки швидкості тепловиділення в циліндрі використовується трифазна модель Семенова - Квятковського (рис. 3.3, 3.4) [108].

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2}; \quad (3.2)$$

де φ_i – кут затримки займання палива; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз;

A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти, що визначаються за допомогою навантажувальних критеріїв $\Pi_n, \Pi_{n1}, \Pi_{n2}, \Pi_{n3}$

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{181,4}{\Pi_n} \Pi_{n1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i}; \\ A_2 &= \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{n2}^{0,5} \varphi_2; \\ A_3 &= \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{n3}^{0,5} \varphi_3. \end{aligned} \quad (3.3)$$

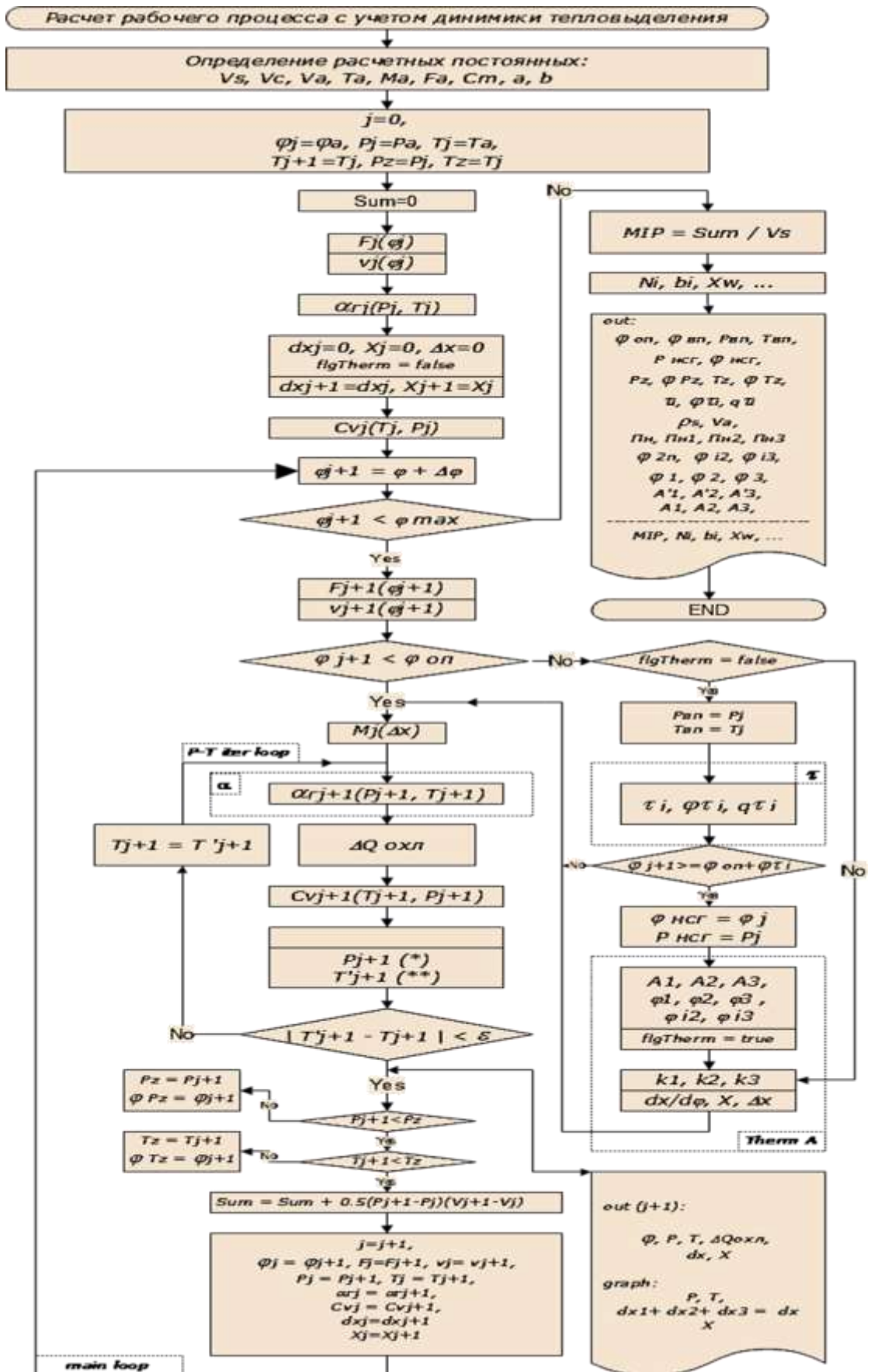


Рисунок 3.1 – Блок-схема розрахунку робочого процесу з урахуванням динаміки тепловиділення [4]

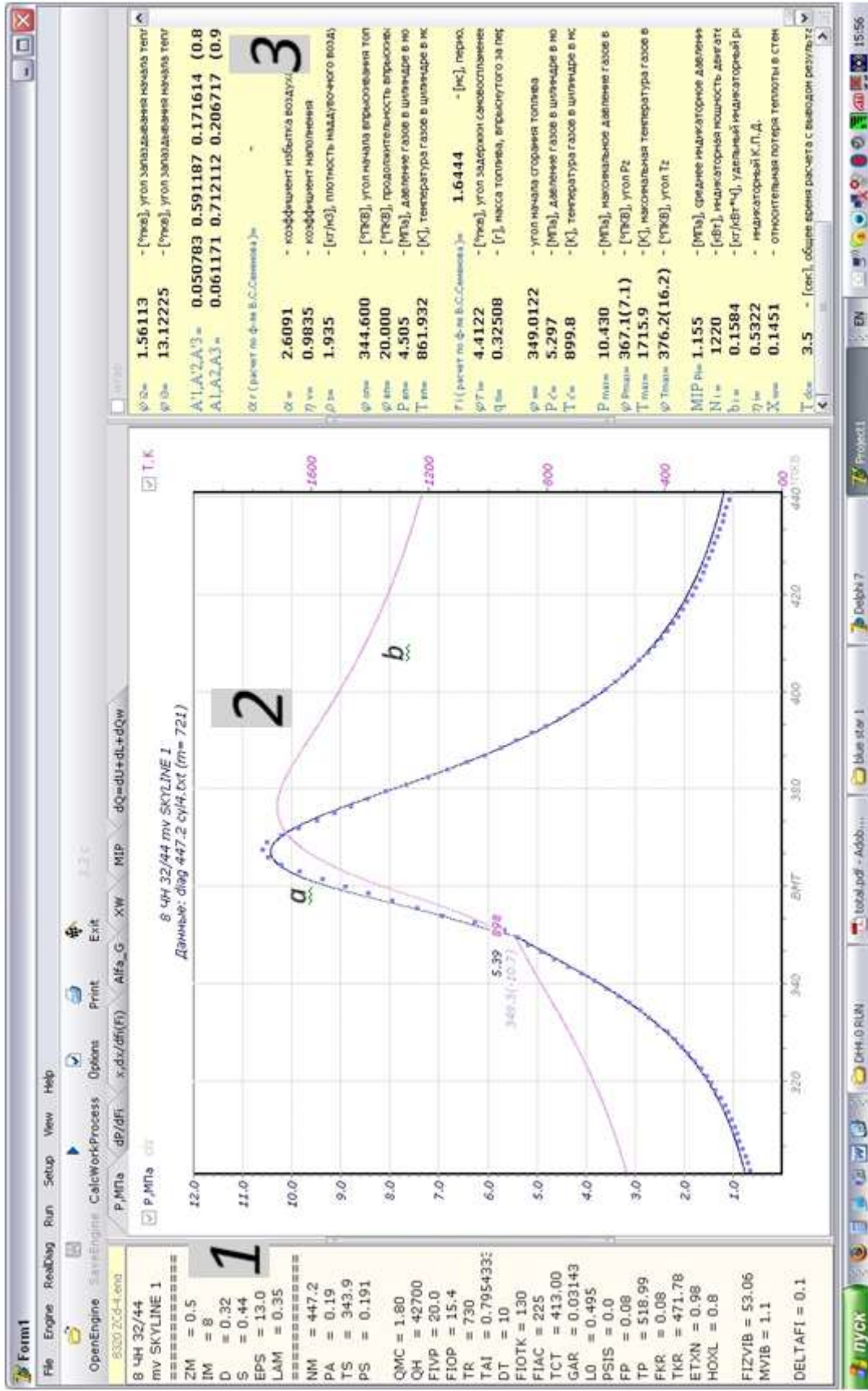


Рисунок 3.2– Основне вікно з результатами розрахунку робочого процесу СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE»: 1 – вихідні дані; 2 – розрахункові діаграми $a: P(\varphi)$, $b: T(\varphi)$; 3 – результати моделювання для експлуатаційного значення кута впорскування палива $\alpha=15,4^\circ$

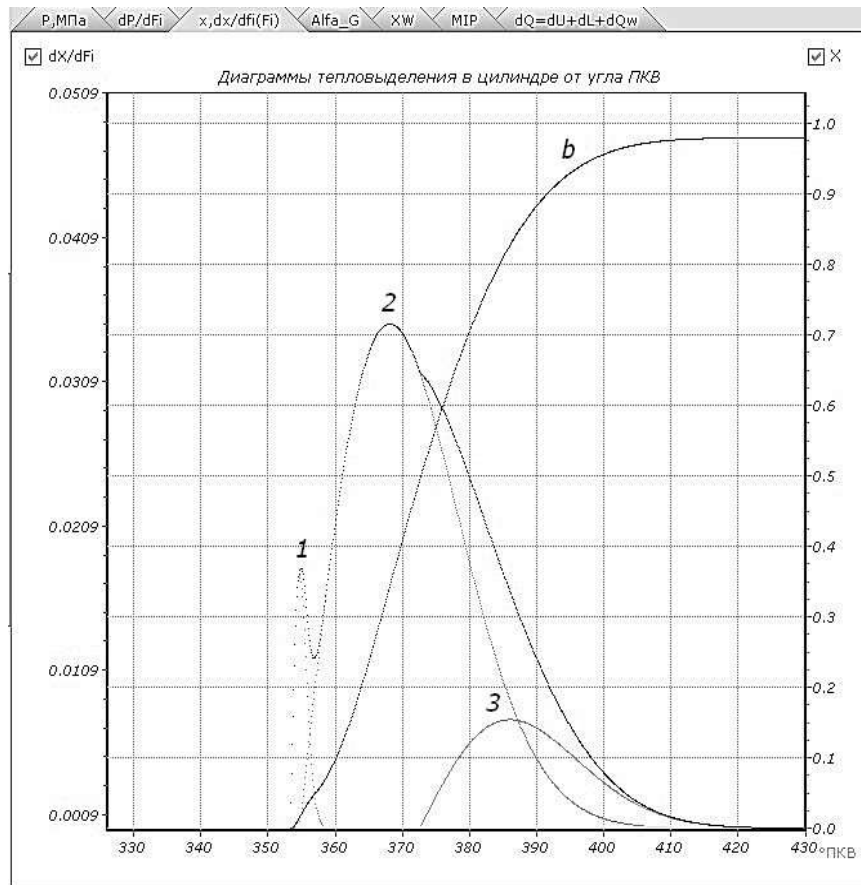


Рисунок 3.3 – Криві тепловиділення в циліндрі (розрахунок за методом В.С. Семенова) 1, 2, 3 – швидкість на першій, другій і третій фазі; b – сумарна частка виділеної теплоти [4]

В деяких випадках, коли не використовується багатозафазна подача палива, може бути використана модель тепловиділення І.І. Вібе [106]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^m \times \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (3.4)$$

де m і φ_z – показник характеру згоряння і умовна тривалість процесу тепловиділення, які визначаються на часткових режимах за допомогою залежностей Г. Вошні за їх значенням на номінальному режимі [109] (рис. 3.5).

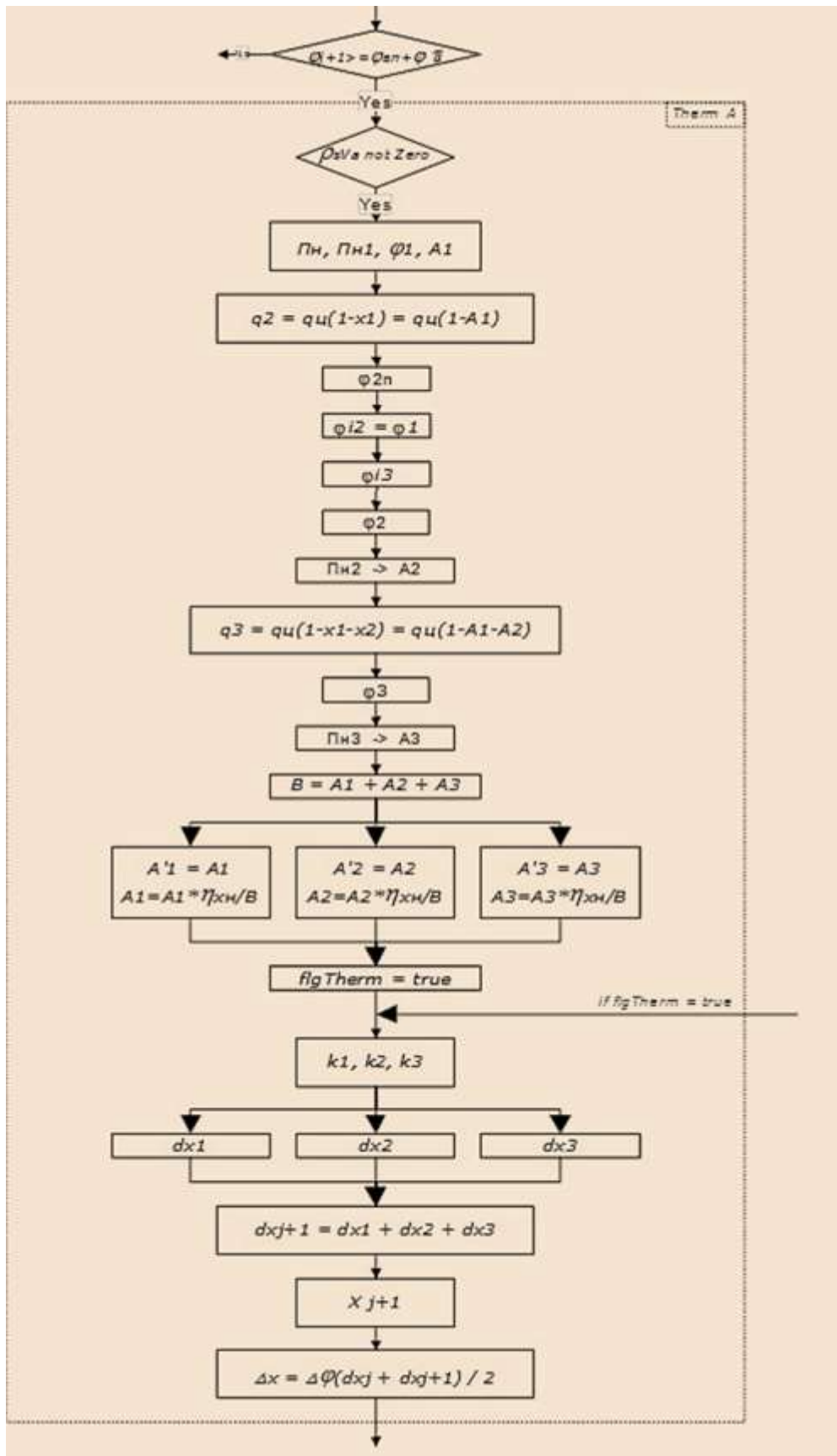


Рисунок 3.4 – Блок-схема розрахунку трифазної моделі тепловиділення в циліндрі за методом В.С. Семенова [4]

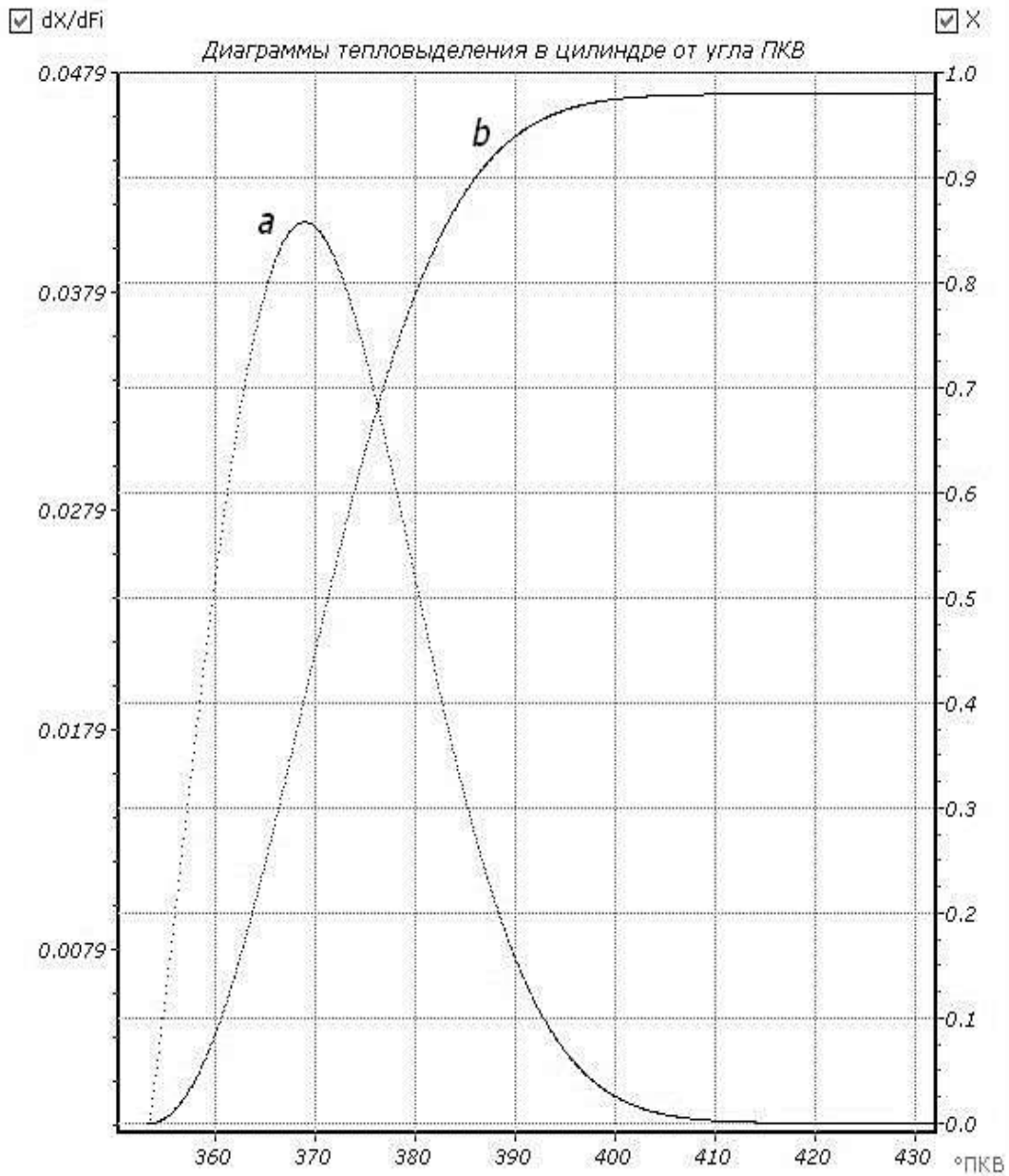


Рисунок 3.5 – Швидкість тепловиділення (а) і частка виділеної теплоти (b)
(Розрахунок за методом І.І. Вібе) [4]

Розрахунок тепловиділення з використанням формули І.І. Вібе (3.4) забезпечує достовірність лише при точній оцінці показника характеру згоряння m і тривалості тепловиділення φ_z . Визначення m і φ_z для номінального робочого режиму зручно виконувати, маючи запис цього процесу в координатах $P(\varphi)$ з кроком дискретизації $\Delta\varphi = 0,5^\circ$ ПКВ [4], [21], [23]. В цьому випадку за допомогою безградієнтного методу оптимізації *Powell'64*, мінімізується функціонал (рис. 3.6).

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, m, \varphi_z)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min \quad (3.5)$$

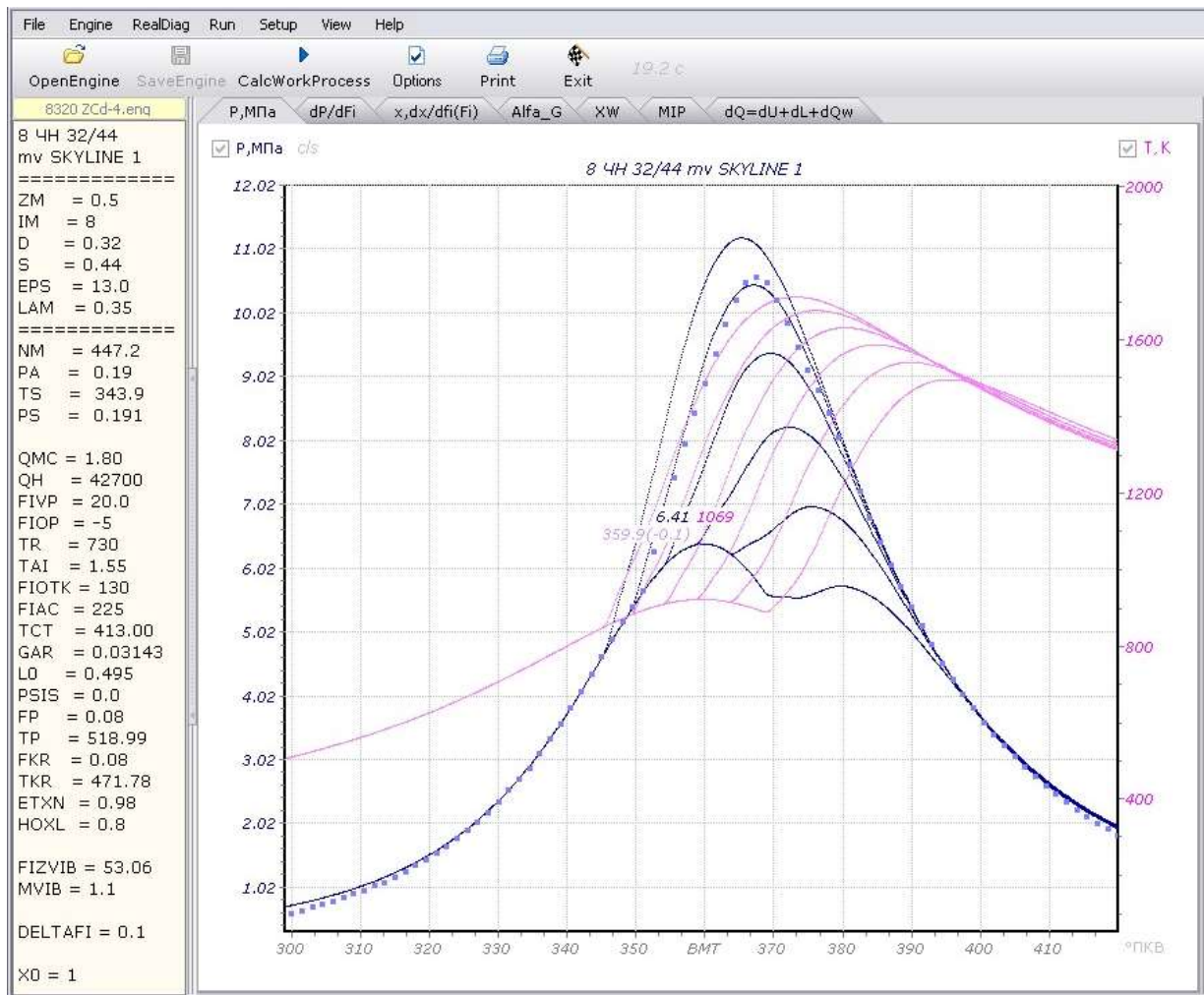


Рисунок 3.6 – Результат мінімізації функціоналу (3.5) для експлуатаційного значення кута впорскування палива

Використовуючи стійкий алгоритм мінімізації нелінійної функції, визначаються значення m і φ_z так, щоб домогтися максимального збігу розрахункової і реальної діаграм $P(\varphi)$, згідно з вимогами зваженого МНК.

Альтернативою методу І.І. Вібе є метод В.С. Семенова-В.І. Квятковського. Метод базується на припущенні про те, що найбільш загальним видом кривої тепловиділення є крива з трьома (в окремих випадках з двома або з одним) максимумами (3.2). Метод реалізований за допомогою навантажувальних критеріїв, які безпосередньо пов'язані з масами палива,

впорскуваного за період затримки самозаймання і за весь процес впорскування палива. Зазначені вище параметри m і φ_Z фактично включені в розрахункові рівняння за допомогою цих критеріїв.

За допомогою методу В.С. Семенова - В.І. Квятковського можна виконати більш точне моделювання тепловиділення робочого процесу. Використання трифазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє моделювати багатofазне впорскування палива, шляхом зміщення фаз тепловиділення (див. рис. 3.3), реалізоване в сучасних МОД і СОД. У цьому випадку метод *Powell'64* використовується для уточнення навантажувальних критеріїв $\Pi_H, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3}$.

Початкові значення навантажувальних критеріїв розраховуються за такими, зазначеними залежностями:

$$\begin{aligned} \Pi_H &= \frac{q_{\text{ц}}}{\rho_s V_a}; \\ \Pi_{H1} &= \Pi_H \frac{q_{\tau}}{q_{\text{ц}}}; \\ \Pi_{H2} &= \frac{q_2}{\rho_s V_a}; \\ \Pi_{H3} &= \frac{q_3}{\rho_s V_a}, \end{aligned} \quad (3.6)$$

де ρ_s – щільність наддувочного повітря;

V_A – обсяг циліндра на початку стиснення;

$q_{\text{ц}}, q_{\tau}$ – циклова подача і маса палива, впорскуваного за період затримки самозаймання;

q_2, q_3 – маси палива, згорілі на другій і третій фазі процесу згорання.

За методом В.С. Семенова - В.І. Квятковського задаються певні взаємозв'язки між окремими фазами процесу тепловиділення, де кожне наступне зміщення максимуму швидкості тепловиділення залежить від попереднього:

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= 0,3273 \text{ cm} \cdot D/S; \\
 \varphi_2 &= f(\varphi_1, \varphi_i, \varphi_{inj}, \dot{I}_i, \ddot{I}_{il}); \\
 \varphi_3 &= f(\varphi_2, \text{Re});
 \end{aligned}
 \tag{3.7}$$

крім того, інтервал між окремими фазами тепловиділення також задається у вигляді емпіричних залежностей. Ці залежності були складені і перевірені експериментально для випадків однофазного впорскування палива.

В сучасних СДВЗ все частіше використовується багатофазне впорскування. Наприклад, в деяких моделях СОД *Wartsila* з технологією *Low NO_x*, використовується передвпорскування - попередня запальна порція палива [28]. У моделях МОД *MAN B&W ME* [46], [113] планується використовувати технологію багатофазного впорскування палива, яка дозволяє підвищити якість згоряння палива і зменшити токсичність випускних газів за рахунок зменшення затримки займання і більш якісного сумішоутворення.

З використанням технологій *RT-Flex* можливості управління подачею палива ще більш доступні. Кероване впорскування палива дає можливості не тільки варіювати фази і тривалість впорскування палива в залежності від навантаження двигуна, але також в повній мірі реалізовувати багатофазне впорскування за задалегідь обраним законом.

У цьому випадку зміна залежностей, закладених в методі В.С. Семенова - В.І. Квятковського, дозволяє вирішити задачу моделювання багатофазного впорскування. В якості початкових значень (початкових умов) окремих фаз впорскування можна приймати одержані за допомогою *DEPAS D4.0H* дійсні кути подачі палива ($\alpha_1, \alpha_2, \dots$).

Потім, для уточнення $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ на поточному експлуатаційному режимі мінімізується функціонал на ділянці від $\varphi P_c'$ до 36° ПКВ за ВМТ

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min
 \tag{3.8}$$

В даному випадку безградієнтний метод оптимізації *Powell'64* дозволяє

уточнити значення коефіцієнтів закону тепловиділення при багатofазному впорскуванні палива.

Після коригування закону тепловиділення остаточно уточнюються навантажувальні критерії $\Pi_H, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3}$ та циклова подача палива. Для цього мінімізується функціонал від наступних змінних:

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, q_{cycl}, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3})}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min \quad (3.9)$$

Після уточнення q_{cycl} питомий індикаторний b_i і ефективний b_E витрати палива визначаються за допомогою наступних, відомих залежностей:

$$b_i = \frac{60RPM \cdot q_{ц} \cdot i \cdot z}{N_i}; \quad (3.10)$$

$$b_E = b_i / \eta_M,$$

де $Z = 0,5 (1,0)$ для 4-х (2-х) тактних ДВЗ;

i – кількість циліндрів;

η_M – механічний ККД, який визначається на часткових режимах за допомогою методики професора Г.А. Конакова [44].

Необхідно відзначити, що функціонали (3.5), (3.8) і (3.9) мають декілька локальних мінімумів, тому дуже важливим є вдалий вибір початкових значень. У багатьох випадках в якості початкових значень фаз $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ і критеріїв навантаження $\Pi_H, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3}$ добре підходить попередній розрахунок цих величин, закладений в методі В.С. Семенова - В.І. Квятковського. Подальша мінімізація функціоналів (3.5), (3.8), (3.9) уточнює ці значення стосовно поточного експлуатаційного режиму СДВЗ.

З розв'язку рівняння (3.1), записаного у вигляді кінцевих різниць, і рівняння стану газу виходить система рівнянь (3.11), вирішуючи яку ітераційним методом отримуємо основні розрахункові діаграми $P(\varphi), T(\varphi)$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{j+1} = \frac{q_{ц} Q_H \Delta x + M_j c_{vj} T_j - 500 p_j (V_{j+1} - V_j) - \Delta Q_w}{0,5(V_{j+1} - V_j) + c_{vj} V_{j+1} / R} \cdot 10^{-3}; \\ T_{j+1} = \frac{P_{j+1} V_{j+1}}{R M_{j+1}}; \\ \Delta x = 0,5 \left[\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_j + \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_{j+1} \right] \Delta \varphi, \end{array} \right. \quad (3.11)$$

де P_{j+1}, T_{j+1} – тиск і температура в $J+1$ точці;

Δx – частка теплоти, що виділилася на розрахунковій ділянці;

$q_{ц}, Q_H$ – циклова подача палива і нижча теплота його згоряння;

M_j, c_{vj} – число молей і теплоємність газу в циліндрі на розрахунковій ділянці;

V_j, V_{j+1} – об'єми циліндра на початку і в кінці розрахункової ділянки;

ΔQ_w – втрата теплоти в стінки циліндра;

$R = 8.31(44)$ Дж/(моль·К) – універсальна газова постійна.

Розрахункова залежність $P(\varphi)$ використовується в процесі мінімізації функціоналів (3.5), (3.8), (3.9) при визначенні значень коефіцієнтів моделі робочого процесу.

Розрахунковий модуль системи *DEPAS D4.0H* дозволяє оцінити ряд параметрів робочого процесу в циліндрах СДВЗ. Для зручності оцінки інформація представлена в цифровому і графічному вигляді. Так наприклад, одночасно з розрахунком індикаторної діаграми $P(\varphi)$ (рис. 3.7, а), відбувається розрахунок і відображення швидкості і прискорення зміни тиску в циліндрі. Максимальна швидкість підвищення тиску на першій фазі згоряння $v_m = dP/d\varphi_{\max}$ (рис.3.7, б) характеризує механічне навантаження двигуна і ударні навантаження на елементи кривошипно-шатунного механізму. За координатою максимуму другої похідної (рис. 3.7, с) оцінюється момент початку згоряння палива [49].

$$\varphi_{P_c'} \approx \varphi \rightarrow (d^2 P / d\varphi^2)_{\max} \quad (3.12)$$

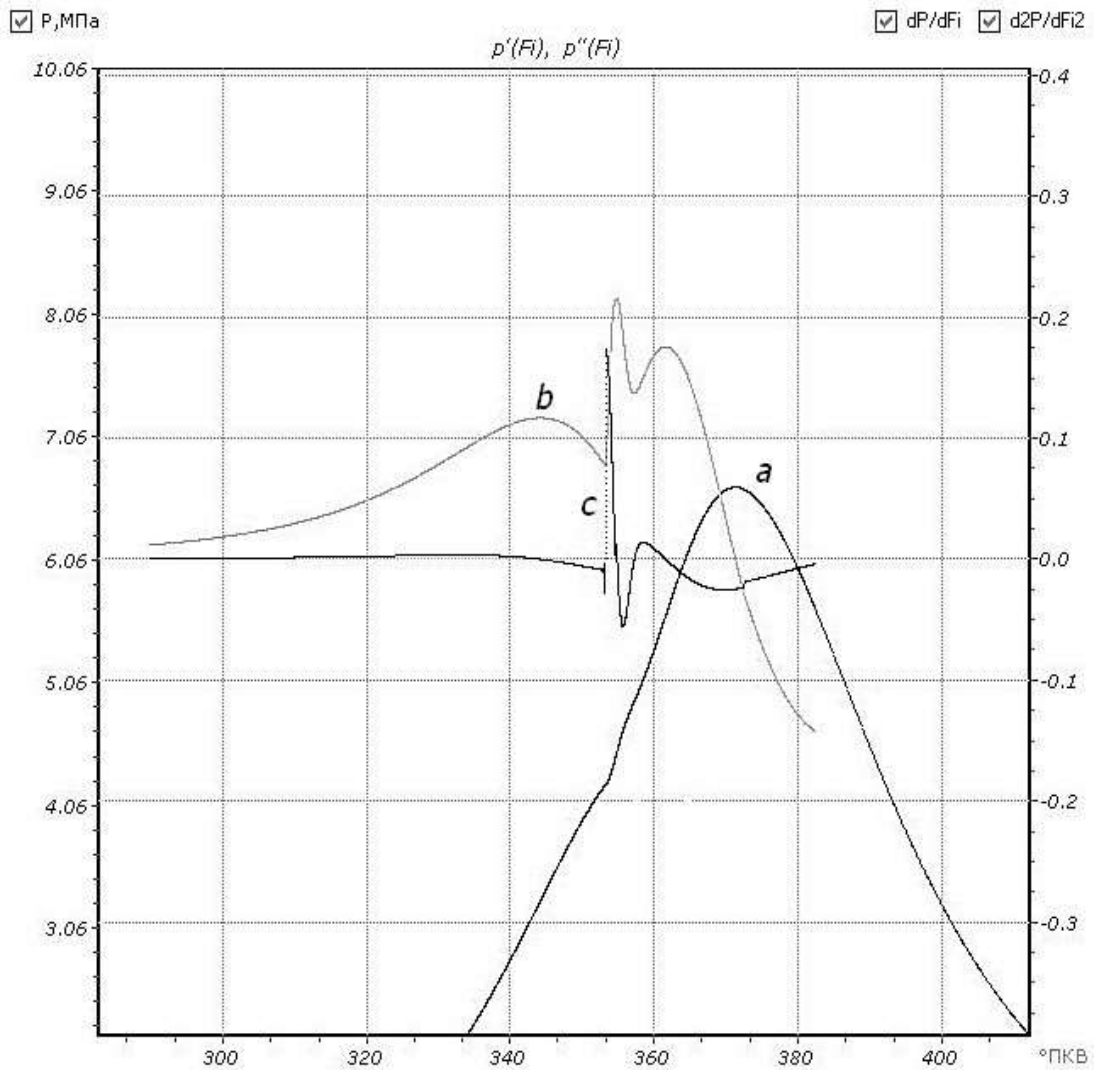


Рисунок 3.7 – Діаграми $a - (\varphi)$, $b - P'(\varphi)$, $c - P''(\varphi)$ [4]

Необхідно відмітити, що при розрахунку ізохорних теплоємностей $C_{v_j}, C_{v_{j+1}}$, що використовуються при визначенні внутрішньої енергії газу dU (3.1), на відміну від прийнятої раніше однопараметричної лінійної залежності $C_{v'} = f(T)$ використовується точніша двох параметрична залежність $C_{v'} = f(T, P)$.

Облік тиску при розрахунку ізохорної теплоємності повітря є актуальним в зоні низьких і середніх температур (до 800 К) [47]. Саме в цьому температурному діапазоні відбувається процес стиснення в циліндрі. Таким чином, при розрахунку процесу стиснення перехід на більш складну залежність $C_{v'} = f(T, P)$ дозволяє уточнити розрахунок робочого циклу перед початком

згоряння і отримати більш коректну модель робочого процесу в цілому.

Для процесу стиснення, де різниця в методах розрахунку максимальна, процентна похибка у визначенні C_v суміші повітря і продуктів згоряння може бути визначена за формулою

$$\Delta C_{cm} = 100 \frac{[\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r][C_{v[1,2]} - C_{v[3,6]}]}{\gamma_r C_{v'} + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] C_{v[3,6]}} \quad (3.13)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів;

$C_{v'}$ – теплоємність продуктів згоряння.

У діапазоні температур і тисків процесу стиснення $\Delta C_{cm} = 7..10 \%$.

Математичне моделювання робочого процесу дозволяє аналізувати ефективність поточного режиму експлуатації СДВЗ, здійснювати оцінку резерву його навантаження і визначати оптимальне поєднання настроювальних параметрів ПА і МГР. Наявність експериментальних даних дозволяє уточнювати коефіцієнти тепловиділення і визначати еталонні моделі на часткових навантажувальних режимах, а також моделювати наслідки регулювання паливної апаратури і механізму газорозподілу.

В якості основного методу розрахунку тепловиділення обраний метод В.С. Семенова - В.І. Квятковського. Фазові коефіцієнти і навантажувальні критерії, які використовуються в ньому, визначаються за допомогою процедури нелінійного програмування, шляхом мінімізації функціоналів (3.8) і (3.9), при цьому досягається висока точність побудови моделі і може бути враховане багатозафазне впорскування палива.

Застосування більш точної двопараметричної залежності для розрахунку ізохорної теплоємності $C_{v'} = f(T, P)$ дасть можливість уточнити розрахунок робочого циклу перед початком згоряння (3.13).

Головною метою моделювання робочого процесу в режимі реальної експлуатації є уточнення витрати палива і діагностика стану основних вузлів двигуна.

3.2 Аналіз основних характеристик робочого процесу дизельної СЕУ

У розділі розглядаються деякі можливості розрахункового модуля: зміна закону тепловиділення в циліндрі, аналіз питомої роботи циклу, варіації коефіцієнта тепловіддачі і енергетичний баланс згідно з 1-м законом термодинаміки.

Метою моделювання робочого процесу є оцінка резерву навантаження двигуна шляхом контролю середнього індикаторного тиску (індикаторної потужності) і оцінка теплових та механічних навантажень шляхом контролю ряду параметрів робочого процесу [32], [35]. Важливим завданням моделювання робочого процесу є уточнення витрати палива на поточному експлуатаційному режимі і його прогнозування при зміні налаштувань паливної апаратури і механізму газорозподілу. Порівняння розрахункових і фактичних значень параметрів робочого процесу на експлуатаційному режимі дозволяє діагностувати основні вузли циліндропоршневої групи (ЦПГ), ПА і МГР.

Актуальність проблеми експлуатаційного моніторингу робочого процесу і його моделювання диктується все більш жорсткими економічними та екологічними вимогами експлуатації суднових ДВЗ [48].

Існуючі моделі робочого процесу ДВЗ дозволяють здійснювати багатофакторний аналіз експлуатаційних режимів і вирішувати оптимізаційні задачі [103, 105]. Проте, можна стверджувати, що в умовах експлуатації математична модель робочого процесу на базі обраного закону тепловиділення може бути адекватна лише в тому випадку, якщо є можливість уточнення ряду емпіричних коефіцієнтів, що входять до неї. Це стосується коефіцієнтів тепловіддачі, коефіцієнта залишкових газів, середніх умовних температур стінок циліндрів, кришок та поршнів і т.д.

3.2.1 Корекція емпіричних коефіцієнтів.

Звісно, безпосередня оцінка багатьох заданих при моделюванні робочого процесу емпіричних коефіцієнтів, під час експлуатації неможлива. Однак завжди є можливість їх корекції, виходячи з того, що на експлуатаційному режимі можна з достатньою точністю визначити декілька основних параметрів: максимальні тиски згоряння (в деяких випадках - стиснення) в циліндрі, температури випускних газів, тиск наддувочного повітря, частоту обертання ротора турбонагнітача та ін.

За допомогою методів оптимізації можна підібрати такі значення емпіричних коефіцієнтів, щоб домогтися збігу експериментальних і розрахункових даних в основних контрольних точках. В цьому випадку мінімізується функціонал, складений відповідно вимогам методу найменших квадратів (МНК), а в якості вільних змінних вибирається один або кілька шуканих емпіричних коефіцієнтів [114], [115].

Часто під час експлуатації СДВЗ ускладнюється безпосереднє вимірювання максимального тиску стиснення або тиску наддуву (одне з них повинно бути відомо з достатньою точністю). У цьому випадку зручно користуватися такими співвідношеннями:

$$P_a = P_c / \varepsilon^{n1} \quad (3.14)$$

де $P_a = (1,0 + P_s) \xi_a$;

P_c – максимальний тиск стиснення;

ε – ступінь стиснення;

$n1$ – показник політропи стиснення (вибирається для МОД, СОД і ВОД згідно з рекомендаціями [22], [25];

P_s – надлишковий (манометричний) тиск в наддувочному ресивері;

ξ_a – коефіцієнт втрат тиску на впускних органах ($\xi_a \approx 1$ для 4-х тактних СДВЗ, $\xi_a = 0,93 \div 0,98$ для 2-х тактних МОД з впусканням через вікна).

За допомогою (3.14) можна з інженерної точністю визначати один з трьох базових параметрів, при відомих двох інших.

3.2.2 Вибір закону тепловиділення

Математична модель робочого процесу в циліндрі СДВЗ базується на 1-му законі термодинаміки. Для оцінки швидкості тепловиділення при згорянні палива в циліндрі використовується трифазна модель В.С. Семенова - В.І. Квятковського [108], або модель І.І. Вібе [106] (див. рис. 3.8).

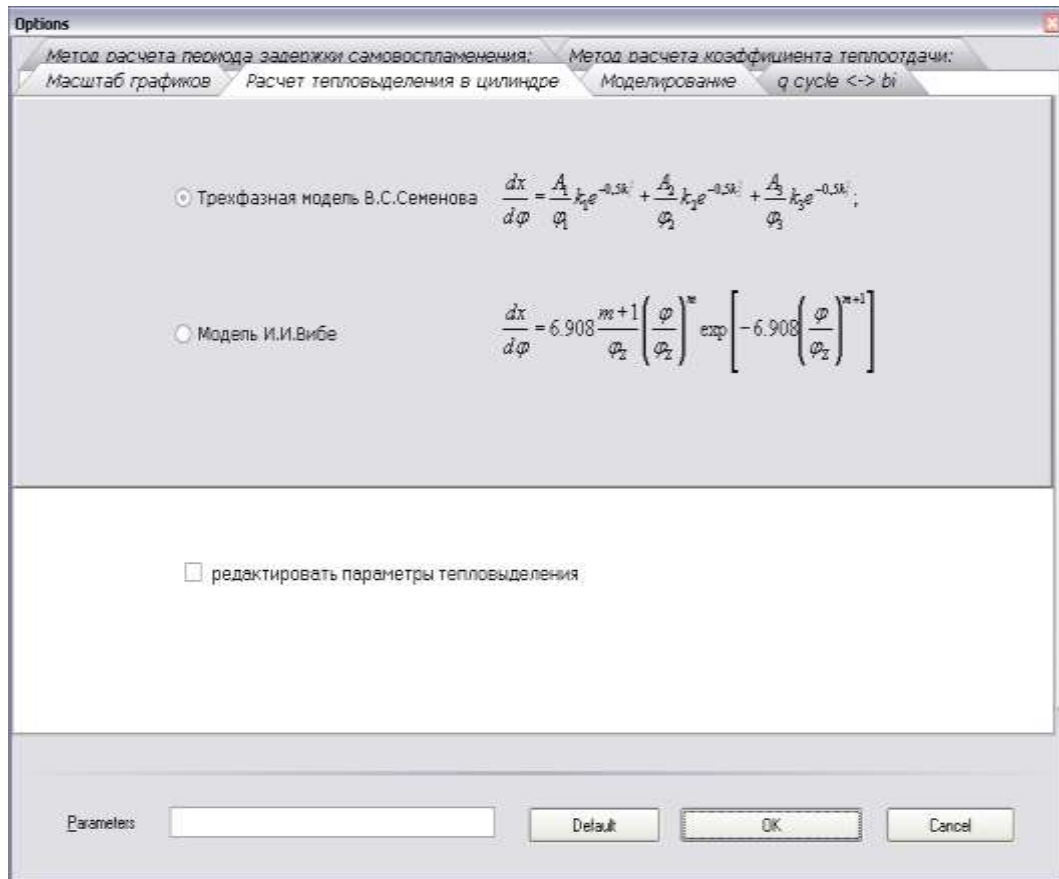


Рисунок 3.8 – Вибір закону тепловиділення при моделюванні робочого процесу[4]

Розрахунок тепловиділення з використанням формули І.І. Вібе забезпечує достовірність при точному оцінюванні показника характеру згорання m і тривалості тепловиділення φ_Z . Визначення m і φ_Z для конкретного

експлуатаційного режиму зручно використовувати, маючи запис індикаторної діаграми робочого процесу в координатах $P(\varphi)$.

На відміну від методу І.І. Вібе, метод В.С. Семенова - В.І. Квятковського базується на припущенні про те, що найбільш загальним видом тепловиділення є трифазне тепловиділення. Метод реалізований за допомогою навантажувальних критеріїв, які безпосередньо пов'язані з цикловою подачею палива. За допомогою методу В.С. Семенова - В.І. Квятковського можливо виконати більш точне моделювання тепловиділення і робочого процесу, а також можливе моделювання багатofазного впорскування палива, реалізоване в сучасних СДВЗ [4], [107], [108], [109].

3.2.3 Розрахункові залежності коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки

Втрата теплоти в стінки циліндра, яка виражається у вигляді кінцевих різниць на кожному розрахунковому інтервалі, розраховується як:

$$\Delta Q_w = 0,5 \left[\alpha_{rj} (T_j - T_{cyl}) F_j + \alpha_{rj+1} (T_j - T_{cyl}) F_{j+1} \right] \frac{\Delta \varphi}{6n} \quad (3.15)$$

де α_r – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки;

T_{cyl} – середня температура стінок циліндра;

F – поверхня охолодження циліндра;

$\Delta \varphi$ – розрахунковий інтервал - елементарна ділянка методу кінцевих різниць;

n – частота обертання колінчастого валу.

Якщо середня умовна температура стінок циліндра задається на підставі досвіду і може бути уточнена за експериментальними даними, то коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки розраховується за кількома авторськими залежностями [107], [109], [117]:

$$\text{В.С. Семенова} - \alpha_r = 0,00081 C m^{0,5} P^{1/3} T^{0,75} / D^{0,25};$$

$$\text{Г. Хохенберга} - \alpha_r = 0,8201 (C m + 1,4)^{0,8} P^{0,8} / (V_s^{0,6} T^{0,4});$$

$$\text{Г. Ейхельберга} - \alpha_r = 0,779 \cdot 10^{-2} C m^{1/3} \sqrt{PT};$$

$$\text{Х. Цаффа} - \alpha_r = 3,277 C m^{0,78} P^{0,78} / (D^{0,22} T^{0,52});$$

$$\text{Г. Вошні} - \alpha_r = 0,820 (P v_z)^{0,8} / (D^{0,2} T^{0,55}).$$

Як видно з представлених залежностей, коефіцієнт тепловіддачі в основному залежить від поточного тиску, температури і середньої швидкості поршня $Cm = Sn/30$.

Проте, вплив їх відмінностей на результати розрахунку робочого процесу виявився не дуже значним. При використанні різних методів розрахунку α_r , максимальне відхилення розрахункової потужності не перевищує 3%, максимальний тиск згоряння P_z , стиснення P_c , початку займання P_c' і P_{36} не перевищує 2,5% для більшості МОД і СОД. Для теплонапружених СОД і ВОД з відносно високими середніми температурами деталей ЦПГ можна рекомендувати розрахунок α_r за формулою Х. Цаффа, для інших СДВЗ розрахунок коефіцієнта тепловіддачі за різними формулами дає відмінності не більше 2–2,5% для основних параметрів робочого процесу.

3.3 Вплив похибки визначення верхньої мертвої точки на розрахунок основних параметрів робочого процесу

Похибка апаратних датчиків настільки велика і непостійна в залежності від навантаження, що стало очевидним, що в межах цієї похибки, і навіть точніше, положення ВМТ можна розрахувати, аналізуючи окремі ділянки записаних діаграм $p(t)$ і діаграм похідних від них. З іншого боку, вплив похибки визначення ВМТ на точність розрахунку середнього індикаторного тиску дуже великий: 6...9% на 1° помилки ВМТ (*M. Tazerout* [12], *S. Polanowski* [14], *Per Tunestal* [15], *Y. Nilsson and L. Eriksson* [16], *E. Pipitone* [17]).

За допомогою математичної моделі викладено аналіз впливу похибки визначення ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, швидкості і ступеня підвищення тиску при згорянні, розрахункових значень тиску початку згоряння палива і тиску на лінії розширення, рис. 3.9.

Внаслідок помилки визначення ВМТ відбувається істотне спотворення результатів розрахунку параметрів робочого процесу. Розрахункове значення кута випередження вприску палива α збільшується лінійно відповідно до помилки синхронізації рис. 3.9а. Розрахункове значення ступеня підвищення тиску λ лінійно зменшується, а значення швидкості підвищення тиску V_m збільшується, а потім зменшується рис. 3.9б. Розрахункові значення середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності циліндра практично лінійно підвищуються на 7.2 %/°СА рис. 3.9с. Розрахункове значення тиску в кінці процесу стиснення збільшується на 5.5 %/°СА, а контрольна точка тиску на лінії розширення (36 °ПКВ за ВМТ) зменшується на 4.6 %/°СА за лінійною залежністю рис. 3.9с.

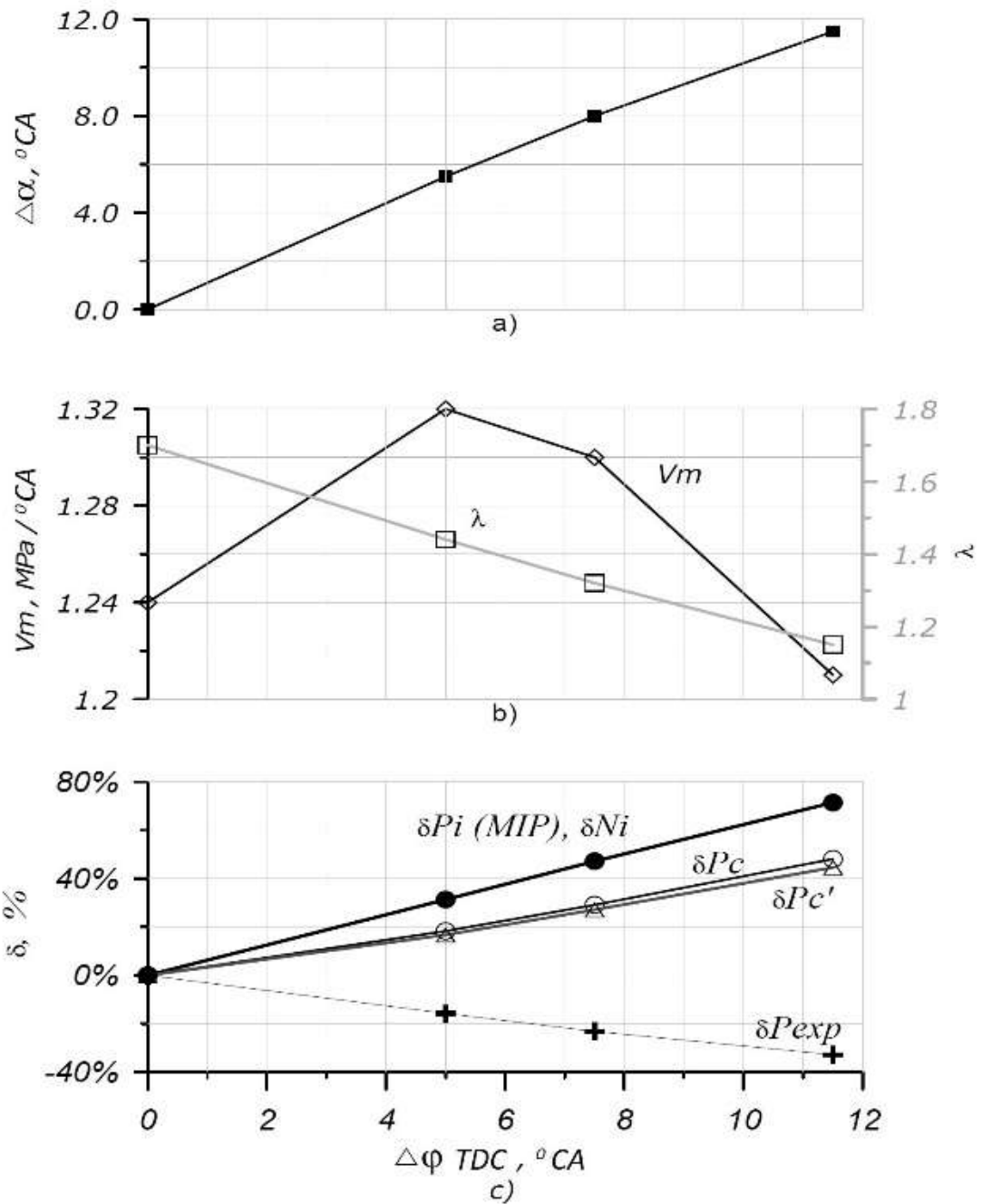


Рисунок 3.9 – Вплив похибки визначення ВМТ на розрахункові параметри робочого процесу двигуна 8ЧН 32/44

Таким чином, щоб отримати прийнятний на практиці розрахунок середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності (з максимальною відносною похибкою не більше 2,5%), необхідно визначати ВМТ з максимальною абсолютною похибкою не більше $0,1 \dots 0,3^{\circ}$ ПКВ.

Висновки до третього розділу

1. Розроблено математичну модель робочого процесу дизеля. В якості основного методу розрахунку тепловиділення обрано метод трифазного тепловиділення. Коефіцієнти і навантажувальні критерії, які використовуються в ньому, визначаються за допомогою процедури нелінійного програмування, причому початкові значення розраховуються за методикою В.С. Семенова - В.І. Квятковського.

2. В задачах діагностичного контролю, при моделюванні робочого процесу методом кінцевих різниць, оптимальним, з точки зору мінімуму похибки розрахунку основних параметрів і часу, є фіксований крок розрахунку $\Delta\varphi = 0,5^\circ$ ПКВ.

3. Для теплонапружених СОД і ВОД з відносно високими середніми температурами деталей ЦПГ рекомендується розрахунок α_r по формулі Х. Цапфа. Для МОД рекомендується розрахунок α_r за формулою В.С. Семенова. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі за формулами Г. Хохенберга, Г. Ейхельберга і Г. Вошні дає відмінності не більше 2–2,5 % для основних параметрів робочого процесу.

4. Внаслідок помилки визначення ВМТ відбувається істотне спотворення результатів розрахунку параметрів робочого процесу. Розрахункове значення кута випередження вприску палива α збільшується лінійно відповідно до помилки синхронізації. Розрахункове значення ступеня підвищення тиску λ лінійно зменшується, а значення швидкості підвищення тиску V_m збільшується, а потім зменшується. Розрахункові значення середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності циліндра практично лінійно підвищуються на 7,2 %/°ПКВ. Розрахункове значення тиску в кінці процесу стиснення збільшується на 5,5 %/°ПКВ, а контрольна точка тиску на лінії розширення (36 °ПКВ за ВМТ) зменшується на 4,6 %/°ПКВ за лінійною залежністю.

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ У СУДНОПЛАВСТВІ НА ВНУТРІШНІХ ВОДНИХ ШЛЯХАХ

4.1 Оцінка факторів, що визначають енергоефективність суден внутрішнього плавання

На підставі експериментальних даних індикаторної потужності, середнього індикаторного тиску, а також питомої індикаторної витрати палива, отриманих методом аналітичної синхронізації і описаних в попередніх розділах, виконано оцінку характеру залежностей індексу енергоефективності (*EEI*) від швидкості руху різних за формою і масовими характеристиками та при різних способах формування баржо-буксирних караванів.

В якості основного документа, що зобов'язує контроль роботи СДУ в ефективних параметрах, можна вказати резолюцію *ІМО МЕРС.282 (70)* в частині визначення коефіцієнта енергоефективності суден.

Як відомо, Резолюція МЕРС.282 (70) являє собою настанову по розробці суднового плану управління енергоефективністю (*SEEMP – Ship Energy Efficiency Management Plan*), в якому запропоновані підходи до управління екологічністю і економічністю роботи флоту, а також можливі шляхи поліпшення загальних експлуатаційних показників судна [7].

Слід зазначити про основні фактори, що впливають на енергоефективність, викладені в Резолюції, застосовуються і для суден внутрішнього плавання в різній мірі «вагомості».

У загальному вигляді формула операційного індексу енергоефективності *EEOI* по *ІМО*:

$$EEOI = \frac{N_e \cdot SFC \cdot C_F}{Dw \cdot v}, \quad (4.1)$$

де N_e – ефективна потужність головного двигуна (ГД), кВт; SFC – питома витрата палива, г/(кВт·г); C_F – коефіцієнт викидів CO_2 (безрозмірний

конверсійний фактор між споживанням палива і викидом CO₂), $C_F = T_{CO_2} / T_{топлива}$
 Dw – дедвейт, т; v – швидкість судна, км/год. Чисельник в цій формулі являє собою викиди CO₂, г, а знаменник - транспортну роботу, т·км.

Активність Міжнародної морської організації (IMO) і визнані реальні обсяги зниження викидів CO₂ в результаті впровадження заходів щодо поліпшення показників енергоефективності на морському транспорті, а також поглиблення вивчення основних факторів впливу на енергоефективність морських суден і їх систематизація, викладена в Резолюції МЕРС.282 (70), прийнятої 28.10.2016, створює основу для постановки і рішення аналогічної задачі застосування показників енергоефективності та й для суден внутрішнього плавання.

Дана задача поступово знаходить своє відображення в проектах розвитку судноплавства на конвенціональних (Рейн, Дунай, Сава, Мозель) внутрішніх водних шляхах (ВВШ) Європи, перш за все, в проектах екологічного спрямування. Значення цих попередніх кроків необхідно вважати позитивним, маючи на увазі, що по ВВШ країн Європейського Союзу щорічно перевозиться понад 550 млн. тон вантажів.

Вперше поняття «*Energy Efficiency*» стосовно до суден внутрішнього плавання для дунайського судноплавства було використано в проекті «*The Innovative Danube Vessel*» (2012-2015 р.) Європейського Союзу в вигляді аналогічного індексу *EET*, (г CO₂/т·км), тобто у вигляді питомого обсягу викиду на тонно/кілометр руху судна. У наступній програмі *PROMINENT* (початок в 2015 р., заплановане закінчення – в 2018 р.) використовується той же аналог індексу енергоефективності. Специфічний характер застосування індексу в річкових умовах плавання полягає в тому, що в обох програмах в комплексі з індексом *EET* розглядається спільно з індексом собівартості перевезення вантажу у вигляді індексу *SCE* (*Specific Cost Efficiency*, €/т), як величина, пов'язана з основною змінною експлуатаційною витратою, а саме, споживанням палива (витрати на паливо на суднах внутрішнього плавання починаючи з 2004 р становлять 45 ... 55% суми змінних витрат).

В обох програмах визначальним фактором впливу на зазначені індекси наводиться фактор мілководдя, а саме критичне значення відношення глибини фарватеру до осадки судна H/d . З даним фактором можна погодитися, але при цьому слід розглянути деякі особливості дунайського судноплавства, що відрізняються від інших конвенціональних ВВШ Європи.

У вищезазначених програмах в якості об'єкта дослідження наводяться поодинокі судна (переважаючи в Рейнському судноплавстві) по групах *fleet families*, а штовхані комплекси приведені до групи «судно-штовхач + одна баржа класу Європа II», тобто практично міркування наводяться для абстрактного одиночного судна шириною 11,45 м.

У той же час, на Середньому і Нижньому Дунаї близько 60% (в Українському Дунайському пароплавстві - понад 90%) перевезень здійснюється великовантажними складами, що рухаються за наступною схемою:

- штовхач (2×995 кВт або 2×1249) + 9 барж (загальна довжина каравана $L=275\dots285$ м, ширина $B = 34,2$ м);

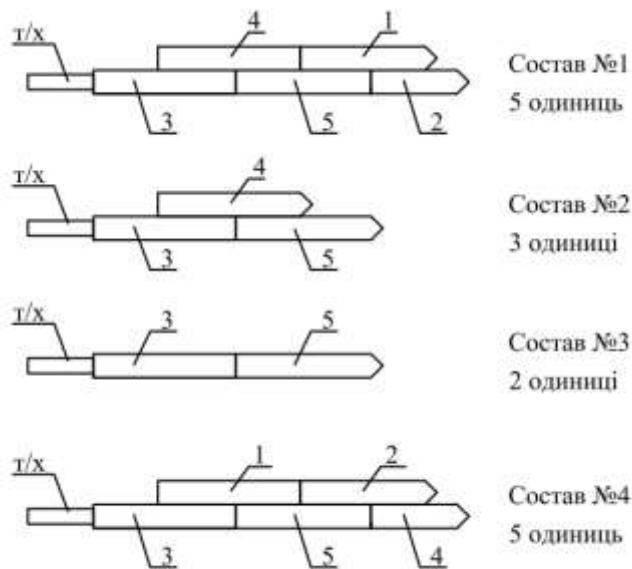
- штовхач (2×772 кВт) + 6 барж (загальна довжина каравана $L=270\dots280$ м, ширина $B = 22,8$ м).

На Верхньому Дунаї в сприятливих навігаційних умовах також застосовується схема:

- штовхач (2×772 кВт) + 4 баржи (загальна довжина каравана $L=185\dots195$ м, ширина $B = 22,8$ м).

При наявності такої сталою практики побудови караванів (складів) актуальним є, крім дослідження впливу фактору мілководдя, розгляд фактору різних схем побудови караванів у визначенні індексу EEI .

На рис. 4.1 наведені деякі схеми, які застосовуються для побудови караванів, для яких були проведені дослідження в 1990 – 2003 р в Українському Дунайському пароплавстві з пошуку раціональних режимів руху в різних умовах плавання [72], [73].



Баржі :

1 – осадка $d_1 = 2,0$ м, кількість вантажу $D_{гр1} = 895,2$ т;

2 – $d_2 = 2,0$ м, $D_{гр2} = 888,2$ т;

3 – $d_3 = 2,3$ м, $D_{гр3} = 1409,3$ т;

4 – $d_4 = 2,0$ м, $D_{гр4} = 1159,7$ т;

5 – $d_5 = 2,3$ м, $D_{гр5} = 1409,3$ т

Рисунок 4.1 – Схеми побудови караванів (составів)

Особливістю проведених випробувань стала унікальна можливість визначення тяги пропульсивного комплексу при різній побудові составів і при однакових глибинах з штовхачем «Знаменка» (серія «Запорожжє») з головними двигунами марки *SBV6M628* фірми *Deutz*, ФРН, діаметр циліндра $D = 240$ мм, хід поршня $S = 280$ мм, 2×910 кВт при $n = 1000$ хв⁻¹.

Особливу увагу при проведенні випробувань [74] було приділено точності вимірювань годинної витрати палива $Vч$, кг/год, і швидкості v , км/год.

Результати випробувань математично підтверджують принципово відомий факт, що форма побудови каравану і його маса істотно впливають на витрату палива при однаковій глибині під кілем (рис. 4.2). Навіть проста перестановка баржі в складі однієї маси (№ 1 і № 4) викликає досить істотне для даної потужності зміну годинної витрати палива (при швидкості $v=10$ км/год різниця склала $\Delta Vч \approx 27$ кг/год).

З огляду на те, що в гідродинамічному сенсі форма побудови составу не може бути виділена в прямому вигляді, а оцінюється в будь-якому випадку значенням еквівалентного опору, виведемо значення індексу енергоефективності в залежності від швидкості составу. При цьому можна застосувати метод, запропонований Лесюковим В.А. [71].

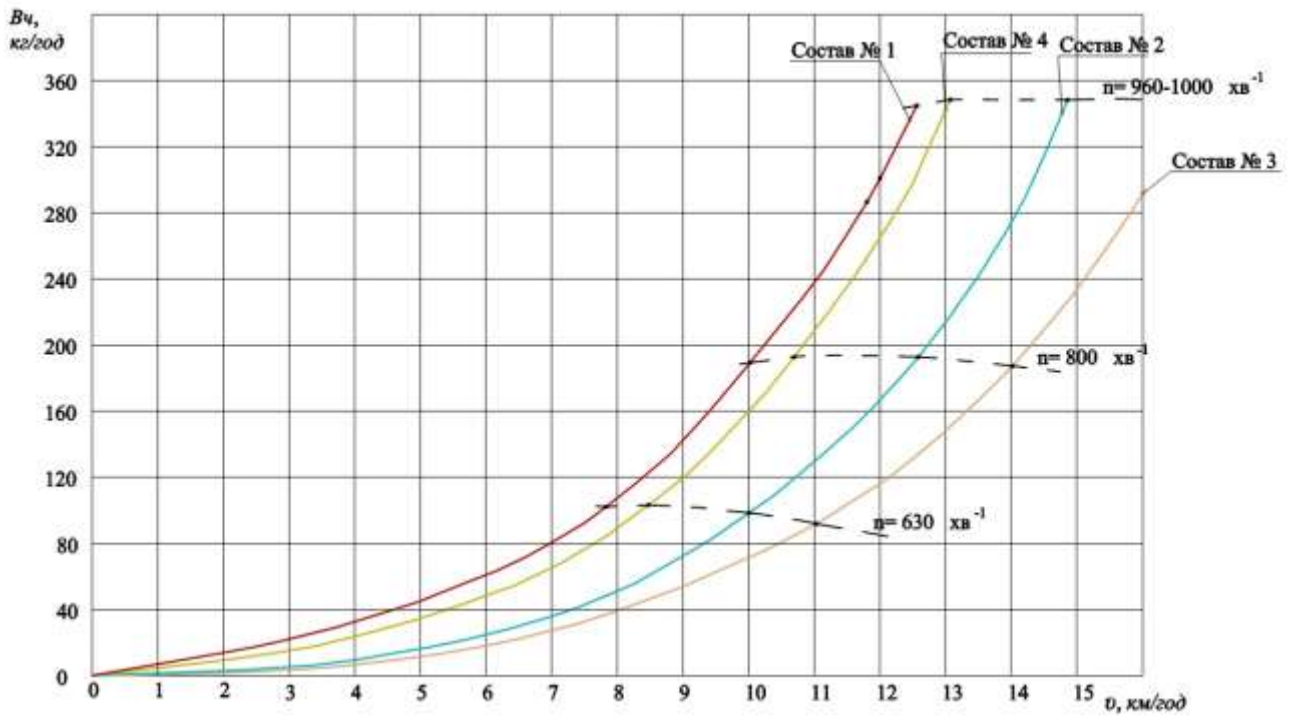


Рисунок 4.2 – Залежності годинної витрати палива від швидкості при різних схемах побудови составів

Зміна індексу енергоефективності EEI від швидкості составів №№ 1 - 4 має вигляд (рис. 4.3). Відповідно, найбільш оптимальною формою побудови каравану є варіант, при якому досягається мінімальне значення індексу енергоефективності.

В якості критерію застосуємо геометричний підхід до наведених на рис. 4.3 залежностей $EEI = f(v)$. Для кожної кривої може бути визначена точка, яка відповідає початку ділянки, на якій приріст значень індексу енергоефективності значно перевищує приріст швидкості. Цей проміжок буде відповідати діапазону швидкостей $v = (0,8...1,0)v_{кр}$, де $v_{кр} = \sqrt{gH}$, H – глибина фарватеру, рис. 4.4.

Виходячи із зазначеного підходу, для составів № 1, № 4 таке значення швидкості визначиться в межах довірчого діапазону $v \approx 9,5 \dots 10$ км/год, для составів № 2, № 3 - $v \approx 11 \dots 11,5$ км/год.

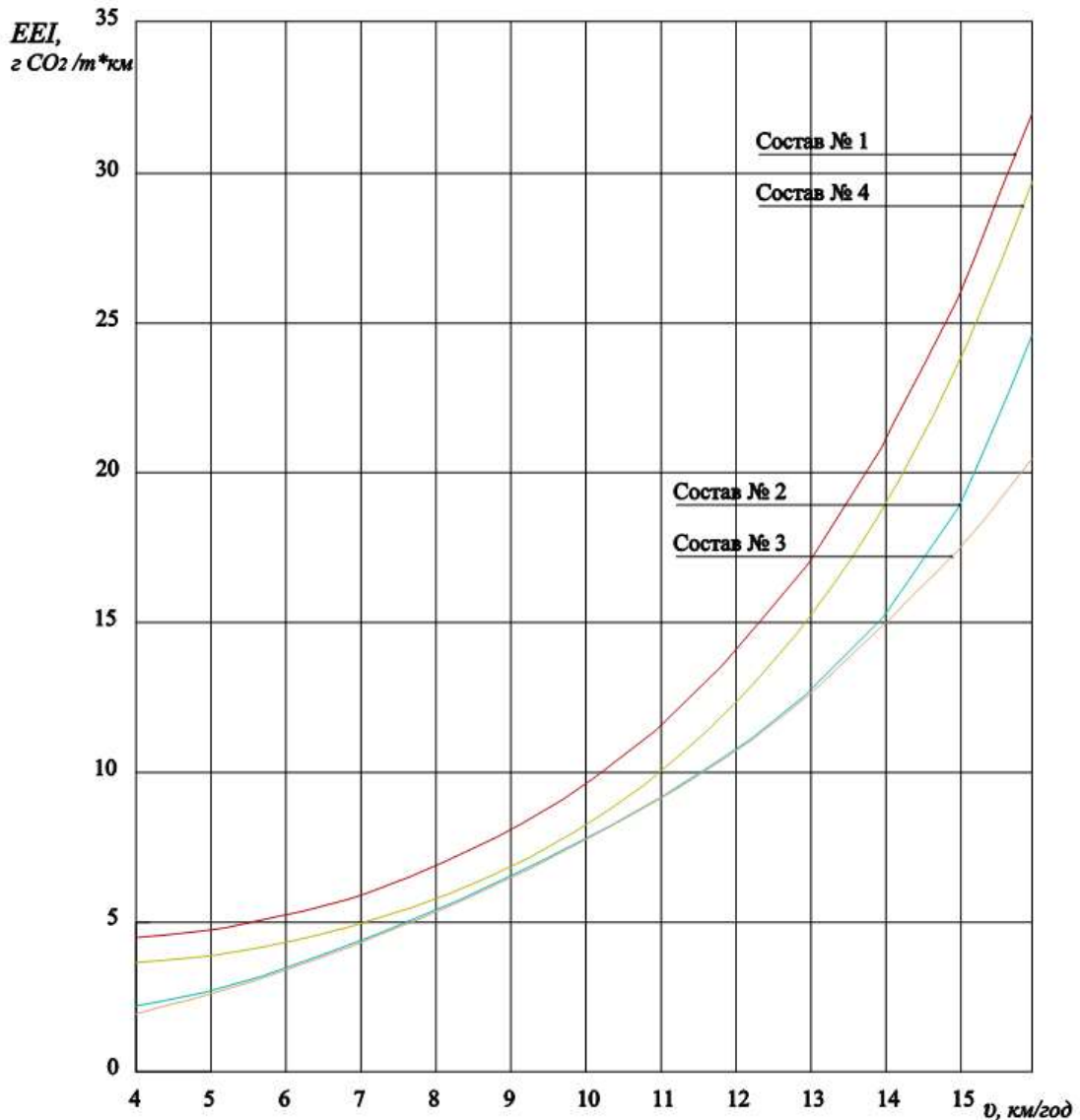


Рисунок 4.3 – Зміна індексу *EEI* в залежності від швидкості ходу

Виходячи з практики судноплавства на ВВШ, логічним можна визнати висновок, зроблений в програмі «*The Innovative Danube Vessel*» про визначальний вплив умов плавання на обидва індекси, які використовуються з урахуванням всіх інших факторів, включаючи проектні та технологічні: «*Ship design and technology will not compensate for insufficient waterway conditions*» – висновок про те, що ні проект судна, ні вживані технології не компенсують недостатні (по глибині фарватеру) умови плавання.

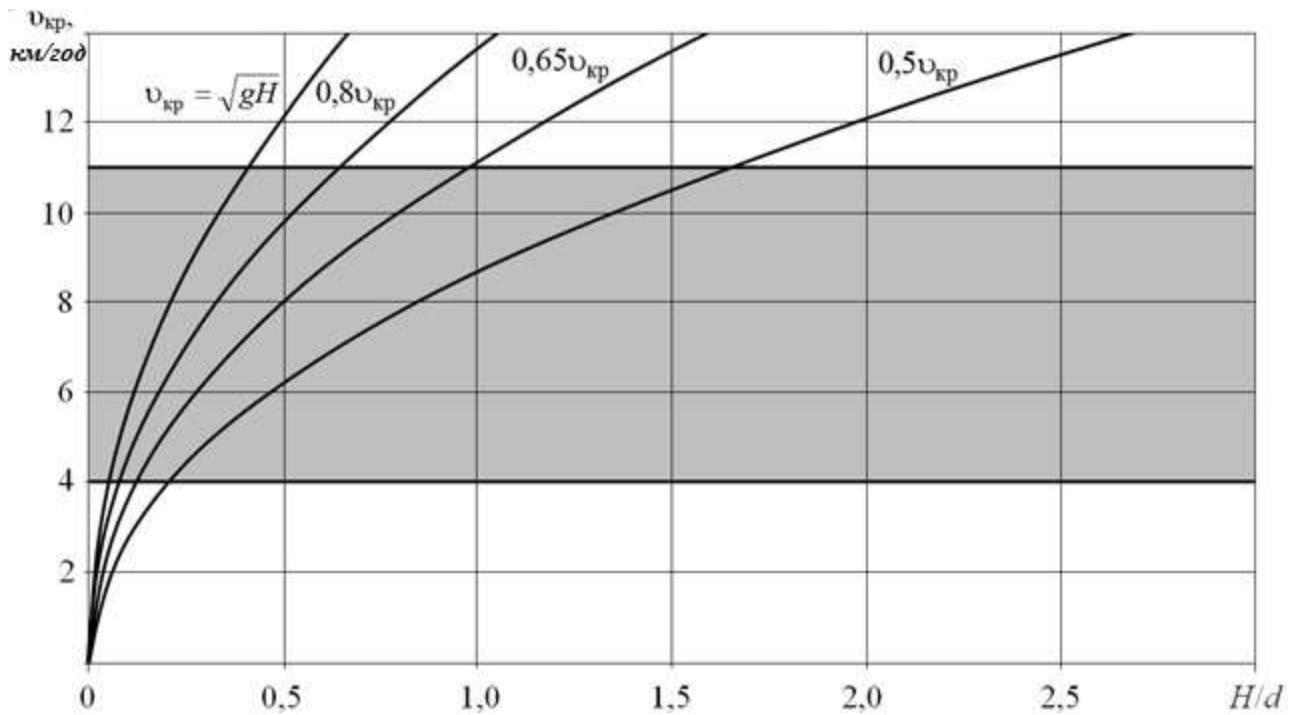


Рисунок 4.4 – Експлуатаційний діапазон швидкостей руху річкових караванів

Фактор визначального впливу мілководдя на наведені індекси розглядається як основний в обох перерахованих програмах Європейського Союзу.

Питання впливу глибини під кілем в умовах мілководдя на швидкість судна і його посадки детально викладені в [74]. Відомо, що воно починає проявлятися при глибині фарватеру, визначеної за формулою:

$$H < 4d + \frac{3v^2}{g}, \quad (4.2)$$

де H – глибина, м; d – середня осадка судна, м; v – швидкість судна, м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Виходячи з реальних осадок караванів на Дунаї з урахуванням сезонних коливань, можна вважати, що дунайський флот в основному працює в умовах систематичного мілководдя.

Малий запас води під кілем в даних умовах являє собою реальну навігаційну небезпеку; крім того, поведінка каравану на мілководді істотно відрізняється від поведінки на глибокій воді. До основних відмінних рис

поведінки каравану на мілководді можна віднести погіршення керованості, збільшення гальмівного шляху, додаткове просідання і падіння швидкості руху при тих же енергетичних витратах.

Дані випробувань караванів при різних відношеннях H/d наведені на рис.4.5, на якому очевидно фактичне зниження швидкості каравану відносно води для суден, які випробовувалися залежно від відношення H/d , яке в процесі випробувань змінювалося в діапазоні від 2 до 8.

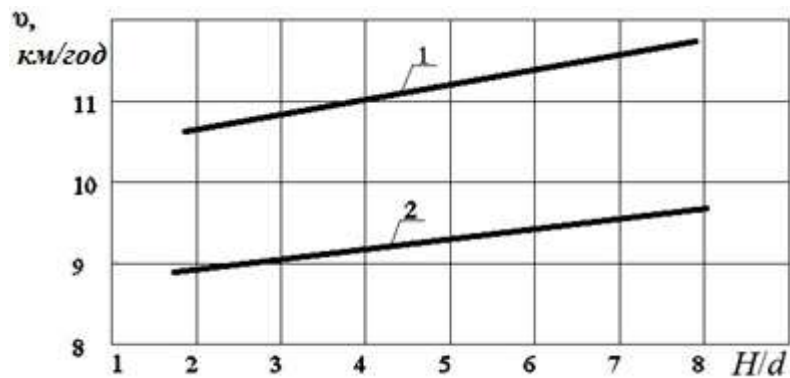


Рисунок 4.5 – Зміна швидкості ходу суден щодо води в залежності від відношення глибини фарватеру річки H до осадки судна d : 1 – состав №1; при $n = 960 \text{ хв}^{-1}$; 2 – состав № 1 при $n = 800 \text{ хв}^{-1}$

При цьому форма зміни індексів EEI для різних глибин має вигляд, наведений на рис. 4.6.

При цьому можливий висновок, що вплив відношення H/d на індекс енергоефективності EEI починається з $H/d \approx 2,75$ для важких караванів, тобто раціональним значенням швидкості за показником індексу енергоефективності становитиме для цих суден значення $v = 9,2 \dots 10,8 \text{ км/год}$, що входить в діапазон швидкостей по мінімуму EEI в залежності від форми каравану.

Застосовуваний спільно з EEI індекс собівартості SCE (€/т) буде визначатися перш за все витратою палива за рейс, який в свою чергу буде призначений для забезпечення раціональної швидкості в межах довірчого діапазону.

Розпочаті роботи по застосуванню показників енергоефективності для конвенціональних ВВШ Європи використовують в якості визначального фактору відношення глибини фарватеру до осадки H/d . У той же час для дунайського судноплавства другим визначальним фактором є форма побудови составу (каравану).

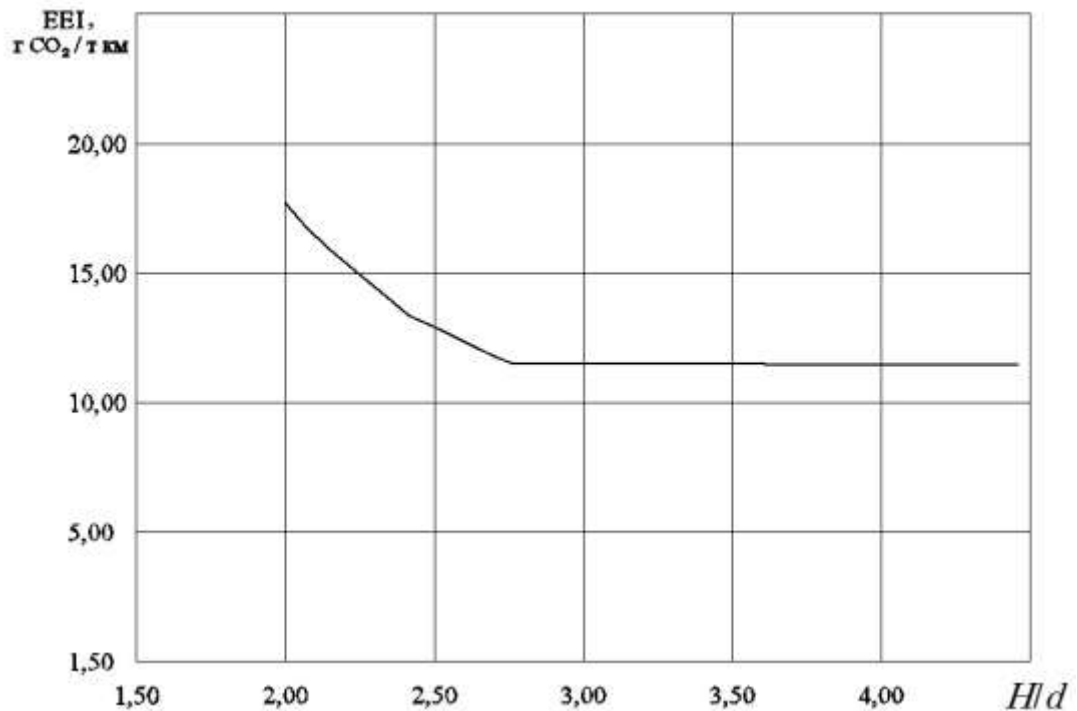


Рисунок 4.6 – Зміна індексу EEI в залежності від відношення глибини фарватеру річки H до осадки d

Розрахунково-експериментальними методами визначено наявність характерних точок в залежності EEI від зазначених факторів, віднесених до швидкості караванів, при яких має місце різке зростання EEI . Показано, що довірчі діапазони цих швидкостей можуть збігатися, що дає можливість коректно сформулювати завдання пошуку раціональних швидкостей руху за критеріями допустимого значення EEI і собівартості рейсу.

4.2 Про співвідношення енергоефективності та екологічності для суден внутрішнього плавання

Проблемам пошуку варіантів досягнення максимальної економії енергії (палива) при безумовному забезпеченні руху флоту і, відповідно, зниженням шкідливих викидів в атмосферу, зокрема CO₂, присвячено значній кількості досліджень, які істотно активізувалися з початку 2000-х рр. [83, 89, 90]. На поточний момент вже існують сформульовані основні думки з фундаментального вирішення цієї проблеми технічними методами (при прийнятті за основу індекс *costs/benefit* типовий одиниці стандартного проекту чинного судна с судною енергетичною установкою). Виходячи з прогнозу стану ринку до 2020 р, технічні методи забезпечення економії енергоресурсу суден внутрішнього плавання, в основному стосовно до нового флоту, наведені в табл. 4.1 [83].

Фактично всі наведені методи кардинального вирішення проблеми зведені до нового проектування суден і відповідним збільшенням капітальних вкладень по відношенню до базового проекту судна.

Після введення *IMO* методики оцінки енергоефективності, дослідження для ВВП сфокусувалися на пошуках обґрунтування можливого конвенційного (або директивного) застосування показника енергоефективності у вигляді аналогічного *IMO* індексу *EEl*, $g_{CO_2}/t \cdot km$, тобто у вигляді питомої маси шкідливих викидів, які призвели до CO₂, на одиницю транспортної роботи (тоннокілометрів, т·км) [88].

Слабкість і нестійкість ринку внутрішніх водних перевезень справедливо визначили специфічність розгляду індексу *EEl* спільно з індексом собівартості перевезень вантажу *SCE* (*Specific Cost Efficiency* – питома ефективність витрат, €/т, як величини, пов'язаної з основними змінними витратами судна, а саме споживанням палива.

Таблиця 4.1 – Технічні методи забезпечення економії енергії суден внутрішнього плавання

Технічний метод	Область впровадження	Економія енергії	Окупність років
Дизель- електрична установка	Нове судно	10%	10
Двохдвигунова установка типу «батько/син»	Нове судно	10%	7...8
Трьохдвигунова установка (пасажирські судна)	Нове судно	12%	6...7
Застосування <i>LNG (dual-fuel)</i>	Нове судно	7...8%	8...9
Застосування <i>LNG</i>	Модернізація СЗУ	7...8%	12...15
Оптимізація обводів корпусу і гвинт в насадці	Нове судно	10%	3...4

З 2015 року робляться спроби знайти логічний взаємозв'язок поняття енергоефективного судноплавства (*energy-efficient navigation*) і скорочення шкідливих викидів (*emission reduction*), розглянутих як окремо, так і в їх взаємозв'язку, тобто виникає ситуація, яка повинна привести до застосування нових технологій в СЕУ в судноплаванні в цілому і у внутрішньому судноплаванні ВВШ Європи зокрема [85].

Принципово всі можливі методи моніторингу енергоефективності відповідно до Додатку VI до Конвенції МАРПОЛ, що застосовуються для морських суден, які перебувають в експлуатації [80], з певними припущеннями справедливі і для суден внутрішнього плавання.

Разом з тим, на ВВШ Європи ще з середини 90-х років почалися серйозні дослідження проблеми зниження не тільки CO₂, а й інших шкідливих викидів (CO, HC, NO_x, PM) в випускних газах судових двигунів, що значно ускладнило дослідження в пошуках раціональних технологій управління енергоефективністю.

Основними результатами цих досліджень по встановленню граничних норм викидів NO_x є [82]:

– вимоги *IMO* - Технічний кодекс по NO_x, додаток VI «Правила запобігання забрудненню атмосфери з суден» до Конвенції МАРПОЛ 73/78

(рис. 4.7, суцільна лінія);

– Глава 8А «Викиди дизельними двигунами вихлопних газів і забруднюючих частинок» Резолюції № 61 Європейської Економічної Комісії ООН (ЄЕК ООН);

– Глава 8А «Викиди дизельними двигунами вихлопних газів і забруднюючих частинок», «Рекомендацій, що стосуються технічних приписів для суден внутрішнього плавання» Дунайської Комісії;

– Правила Центральної Комісії Судноплавства по Рейну, що базуються на Директиві Європейського Союзу 97/68/ЄС для двигунів недорожніх транспортних засобів «*Non-Road Mobile Machinery (NRMM)*», якими для NO_x встановлюються фази I, II, III (рис. 4.7)

Крім того, директивою 2004/26/ЄС встановлені вимоги, що пред'являються до процедури відбору проб газів, до застосовуваних газоаналізаторів, до процедури вимірювань, а також визначено термін, протягом якого значення шкідливих викидів повинні підтримуватися нижче гранично допустимого рівня.

У липні 2016 р оголошено, що Європейський парламент і Рада Європейського союзу ухвалили нову пропозицію про перегляд стандартів викидів ЄС для NRMM, етап V. В 2019-2020 роках ці стандарти вступлять в силу (табл. 4.2).

Очевидно, що для міжнародного морського судноплавства *ІМО* реалізований підхід до нормування, планування та управління енергоефективністю шляхом застосування, в той час як у внутрішньому судноплавстві більша увага приділяється кількісним обмеженням шкідливих викидів на одиницю потужності силової установки. При цьому проблема зниження загальних викидів CO_2 обтяжена додатковим введенням норм викидів NO_x і твердих частинок РМ.

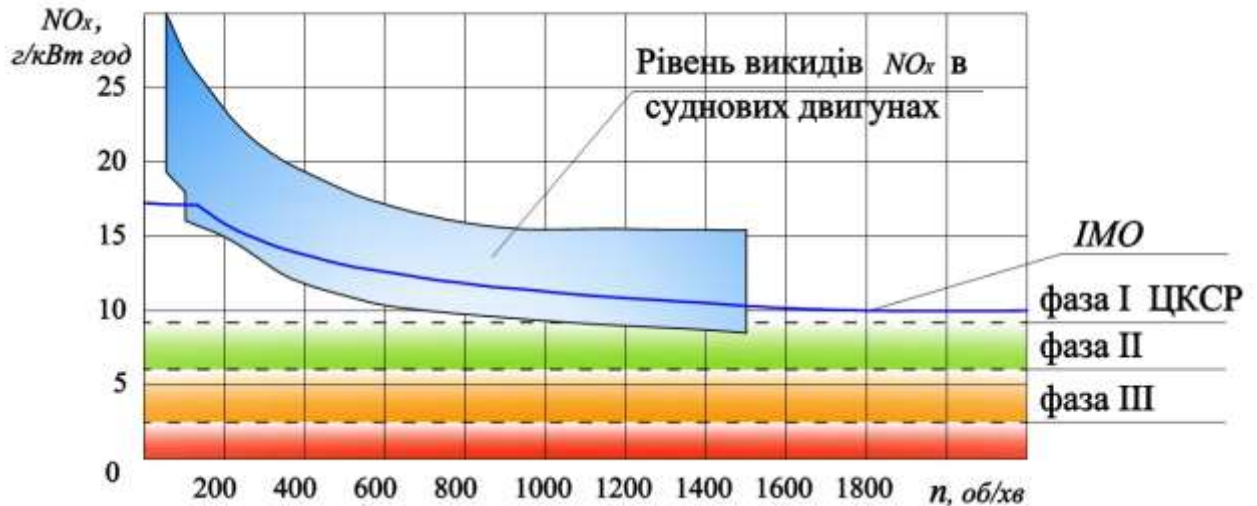


Рисунок 4.7 – Рівень викидів NO_x в виконаних суднових ДВЗ в спектрі робочих частот обертання в порівнянні з нормативами (дані 2010 року)

Таблиця 4.2 – Граничні рівні викидів суднових дизелів, етап V

Номінальна потужність N_n , кВт	Граничні рівні викидів суднових дизелів			
	Окис вуглецю CO , г/кВт·ч	Вуглеводи HC , г/кВт·ч	Окис вуглецю NO_x , г/кВт·ч	Тверді частинки PM , г/кВт·ч
1	2	3	4	5
$19 \leq N_n < 75$	5,0	$\text{HC} + \text{NO}_x \leq 4,70$	0,30	0,30
$75 \leq N_n < 130$	5,0	$\text{HC} + \text{NO}_x \leq 5,40$	0,14	0,14
$130 \leq N_n < 300$	3,5	1,00	2,10	0,10
$N_n \geq 300$	3,5	0,19	1,80	0,015

Локальні обмеження і наступні конвенційні посилення норм по шкідливих викидам дизелів призвело до того, що всі дизелебудівні фірми, ще в 90-х роках приступили до дослідницьких робіт за напрямками:

- формування малотоксичних робочих процесів: *первинні методи*;
- розробка ефективних систем очищення випускних газів: *вторинні методи*.

Первинні методи можна розділити на дві групи:

- що вимагають зміни конструкції двигуна і його елементів, які

практично можливі тільки при розробці нових моделей;

– які не потребують суттєвої зміни конструкції і реалізація яких можлива шляхом модернізації двигуна і його систем.

Найбільш складною в практичній реалізації як в світовому морському судноплаванні, так і для ВВШ, виявилася проблема зниження NO_x .

Дослідженнями встановлено [82] два принципових метода зменшення викидів NO_x в дизелях. Первинний метод має на меті зменшення NO_x , що утворюється в процесі власне згоряння палива, а вторинний метод має на меті видалення NO_x з відпрацьованих газів.

Вважається, що оксиди азоту можуть утворюватися тільки при високій температурі в камері згоряння, порядку 1800 ... 2800 К, але за фронтом полум'я і в зоні продуктів згоряння. Відповідно, всі варіанти *первинного методу* спрямовані на зменшення максимальної температури циклу, наприклад, за рахунок раннього закриття впускних органів (цикл Міллера - *Miller Cycle*), проте це тягне за собою і зменшення максимального тиску згоряння, а значить і зменшення термічного ККД циклу і відповідне збільшення питомої витрати палива.

Таким чином визначається зона раціонального вибору режиму роботи суднової силової установки (так звана дизельна дилема - «*Diesel Dilemma*», рис.4.8) [83], [87].

Активний пошук ефективних технологій очищення впускних газів шляхом застосування фільтрів і так званих каталізаторів палив при розумінні значущості заходів щодо зниження витрачання паливних ресурсів триває. При цьому їх застосування не виключається також і при роботі суднової силової установки на режимах, відповідних зоні раціонального вибору, яка показана на рис. 4.8.

Приблизні співвідношення ступеня зниження викидів окису азоту NO_x та відповідної зміни питомої ефективної витрати палива b_e при деяких методах, можливих до застосування на судах внутрішнього плавання, наведені в таблиці 4.3.

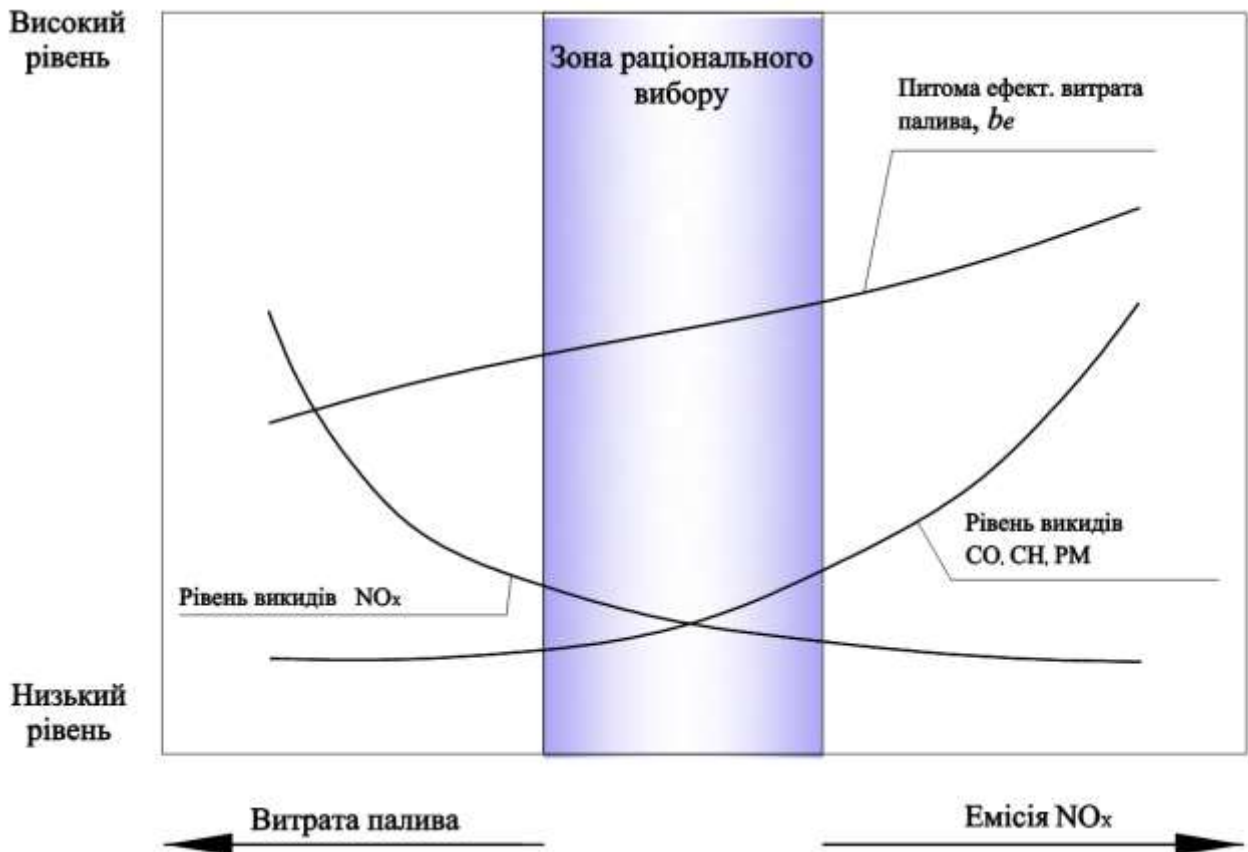


Рисунок 4.8 – Діаграма «Diesel Dilemma»

З усіх наведених методів найбільш перспективним з точки зору зниження NO_x є застосування на випуску системи на базі селективних каталізаторів з фільтром сажі (*SCR catalysts and DPF – diesel particulate filter*). При цьому якість палива повинна відповідати вимогам Директиви 2009/30/ЄС з обмеженням за змістом сірки 10 мг/кг (вступило в силу з 1 січня 2011 року).

Однак, ці системи є досить габаритними для розмірень машинних відділень суден внутрішнього плавання, вимагають особливого техобслуговування і мають досить високу вартість (до 15% вартості нової СЕУ).

Таблиця 4.3 – Методи зниження рівнів викидів NO_x

Методи зниження викидів	Окис азоту NO _x , зниження %	Ефективна витрата палива <i>b_e</i> , збільшення %
Водопаливна емульсія (ВПЕ), 20% H ₂ O	15%	1,4%
Водопаливна емульсія (ВПЕ) і пізнє впорскування	30%	2,9%
Пряме впорскування води (50%)	40%	3,0%
Перепуск газів	12%	2,1%
Селективні каталізатори з фільтром сажі (SCR + DPF)	98%	7% MDO 14% HFO

Для суден внутрішнього плавання значна кількість дослідників рекомендують застосування водопаливної емульсії (ВПЕ) в тому числі для суден в експлуатації.

Для суден в експлуатації зменшення кута випередження подачі палива призводить до зниження NO_x, але тягне за собою збільшення питомої витрати палива в такому співвідношенні: 10% -не зниження рівня NO_x цим методом викликає 2% -не збільшення питомої витрати палива *b_e*.

Раціональним варіантом визнаний спосіб подачі води в зону горіння палива, чим забезпечується випарне охолодження наддувочного повітря і зниження температури згорання: оптимальним підбором кількості води, а також кута випередження подачі палива можна знизити концентрацію NO_x в 1,5...2 рази в порівнянні зі схемою звичайного впорскування палива. Зміна параметрів наддувочного повітря, а саме зменшення температури і підвищення тиску наддуву на існуючих двигунах також призводить до зниження рівня NO_x, але допустимих норм величини викидів як правило не досягають.

4.3 Дослідження взаємозв'язку показників енергоефективності та екологічності у внутрішньому судноплаванні, а також можливих методів їх раціонального поєднання

Якщо компонентам шкідливих викидів умовно присвоїти чисельні індекси і ввести для кожної назви EM_i , г/год, то загальна емісія EM , г/год, визначиться як

$$EM = \sum_{i=1}^k EM_i, \quad (4.3)$$

де k - загальна кількість компонентів шкідливих викидів в атмосферу.

У загальному випадку масова частка викиду в атмосферу кожного компонента залежить від ряду z факторів: хімічного складу палива (комплекс факторів 1 – F_1), складу силової установки (комплекс факторів 2 – F_2), характеристик робочого циклу (комплекс факторів 3 – F_3), характеристики витрати палива (комплекс факторів 4 – F_4) і т.д.:

$$EM_i = f(F_1, F_2, F_3, \dots, F_z), \quad (4.4)$$

при цьому для кожного з компонентів шкідливих викидів дотримується залежність:

$$EM_i = f(n), \quad (4.5)$$

де n – частота обертання двигуна.

Для оцінки енергоефективності у внутрішньому судноплаванні розглянемо підхід, запропонований ІМО.

Індекс енергоефективності:

$$EEI = \frac{P \cdot SFC \cdot C_F}{Capacity \cdot v}, \quad (4.6)$$

де P – потужність головного двигуна (ГД), кВт; SFC – питома витрата палива, г/(кВт·год); C_F – коефіцієнт викидів CO_2 (безрозмірний конверсійний фактор між споживанням палива і викидом CO_2); $Capacity$ – дедвейт для

вантажних суден або валова місткість, для пасажирських суден, t ; v – швидкість судна, вузли.

У чисельнику формули (4.6) – сумарна емісія шкідливих речовин в атмосферу, приведена до CO_2 , г/год, тобто:

$$P \cdot SFC \cdot C_F = EM, \quad (4.7)$$

З виразу (4.22) випливає, що коефіцієнт викидів CO_2 C_F – це фактор приведення всіх компонентів шкідливих викидів в атмосферу до еквіваленту CO_2 , а також те, що визначити його можна таким чином:

$$C_F = \frac{EM}{P \cdot SFC}, \quad (4.8)$$

тобто діленням сумарної емісії всіх шкідливих речовин на добуток потужності і питомої витрати палива.

При цьому, з огляду на формули (4.5), (4.7), виходить:

$$EM_i = P \cdot SFC \cdot C_{F_i}, \quad (4.9)$$

$$C_{F_i} = \frac{EM_i}{P \cdot SFC}, \quad (4.10)$$

де C_{F_i} – коефіцієнт викидів i -го компонента, що залежить від марки вживаного палива.

Якщо прийняти в якості потужності ефективну потужність, тобто $P = N_e$, а в якості питомої витрати палива SFC – питому ефективну витрату палива b_e , то:

$$P \cdot SFC = N_e \cdot b_e = B_{\text{ч}}, \quad (4.11)$$

Для умов плавання на внутрішніх водних шляхах в загальному випадку часова витрата палива $B_{\text{ч}}$ є результатом не тільки частоти обертання n , але і швидкості течії v_m ; швидкості лобового вітру v_{em} ; глибини і ширини фарватеру, відповідно H і B ; його звивистості (русла річок); локальних обмежень, тобто

$$B_{\text{ч}} = f(n; v_m; v_{em}; H; B; r), \quad (4.12)$$

Робота суден у внутрішньому судноплаванні технологічно відрізняється від морського судноплавання у зв'язку з обмеженнями за зовнішніми умовами плавання – ділянки мілководдя, «вузькі» місця, звивистість фарватеру, яка проходить по руслах річок, різна швидкість течії річки на різних ділянках, і т.д.

Крім того, наприклад, в дунайському судноплаванні велика частина перевезень здійснюється баржо-буксирними караванами до 9 несамохідних суден, що приводяться в рух буксиром-штовхачем. Така технологія річкових перевезень на великі (до 2000 км) відстані виправдана економічно і технічно. Однак великі каравани (состави) при русі по річковому руслу стикаються з необхідністю здійснення проводок, при яких состав розформовується і буксир здійснює маневри по черзі, переводячи несамохідні одиниці флоту у вузькостях. Крім того, у кожній несамохідній одиниці може бути свій порт призначення. У зв'язку з цим визначення транспортної роботи (знаменник формули (4.6), $A_{тр} = Capacity \cdot v$, т·км/год) має бути адаптоване для вантажних караванів. В якості *Capacity* пропонується, наприклад, приймати сумарну масу перевезеного караваном вантажу.

Шкідливі викиди в атмосферу від внутрішнього судноплавання в еквіваленті CO₂ [85], [90] в порівнянні із загальною кількістю таких викидів від судноплавання в цілому і з глобальними викидами наведені в табл.4.4.

Динаміка зміни кількості шкідливих викидів в атмосферу в еквіваленті CO₂ по роках свідчить про те, що за період з 2007 по 2015 рік менші значення відповідають періодам спаду перевезень при загальній тенденції до зниження на тлі зростання глобальних викидів.

Якщо оцінювати частку окремих компонентів (викиди CO, HC, NO_x, PM), то дані [85] свідчать про наявність стійкої тенденції до зниження кількості кожного з них, при цьому найгірші показники спостерігаються по викидах NO_x, а потім SO_x (табл. 4.5).

Отримані в ході досліджень залежності (4.10) при їх співвідношенні з індексом енергоефективності (його експлуатаційним значенням, визначеним згідно вимогам *IMO*) нададуть можливість оцінити співвідношення

екологічності та енергоефективності у внутрішньому судноплаванні по кожному з компонентів шкідливих викидів з метою подальшого аналізу досяжності встановлених вимог, паливної економічності і застосування для існуючого вікового флоту.

Таблиця 4.4 – Шкідливі викиди в атмосферу в еквіваленті CO₂, млн. т [85]

Роки	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Внутрішнє судноплавання	133	139	75	83	110	87	73	78	78
% від глобальних викидів	0,4%	0,4%	0,2%	0,2%	0,3%	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%
Судноплавання в цілому	1100	1135	977	914	1021	942	910	930	932
% від глобальних викидів	3,5%	3,5%	3,1%	2,7%	2,9%	2,6%	2,5%	2,6%	2,6%
Глобальні викиди	31959	32133	31822	33661	34726	34968	35672	36084	36062

В ході дослідження вирішені поставлені задачі:

- визначений показник енергоефективності для суден внутрішнього плавання з урахуванням особливості технології їх роботи і фактично виконаної транспортної роботи;
- визначено механізм порівняння кількісних показників шкідливих викидів в атмосферу за складовими;
- визначено найбільш раціональний спосіб співвідношення показників енергоефективності та кількості шкідливих викидів в атмосферу по компонентах.

У той же час, необхідно окреслити, що виконання приписів щодо обмежень викидів стало основною проблемою для подальшої політики використання суден, збудованих до 2003 р (понад 83% діючого флоту на ВВШ Європи в 2017 р).

Складність проблеми полягає в тому, що вартість впровадження дорогих технологій зниження рівнів викидів для судових енергетичних установок з невеликими потужностями або з малим залишковим ресурсом буде становити значну частку його загальної залишкової вартості і можливо при цьому визнати необхідність повної заміни СЕУ. Рекомендовані в проекті «*Stage V*» граничні

рівні викидів при застосуванні відомих методів (насамперед *SCR catalysts and DPF - diesel particulate filter*) навіть для нових суден можливо будуть досягатися, якщо будуть введені спеціальні методи економічного стимулювання.

Таблиця 4.5 – Шкідливі викиди в атмосферу, млн. т [85]

Роки		2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Внутрішнє судноплавство	CO	0,099	0,103	0,060	0,072	0,082	0,076	0,063	0,067	0,068
	% ¹	9,92	9,91	6,51	8,06	8,41	8,12	7,90	8,28	8,35
		%	%	%	%	%	%	%	%	%
	НМЛОС ²	0,076	0,078	0,038	0,051	0,059	0,053	0,057	0,060	0,062
	%	9,19	9,09	5,14	7,47	7,96	7,61	7,30	7,63	7,80
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	
	NO _x	1,564	1,639	0,930	1,114	1,323	1,171	1,030	1,093	1,238
	%	6,86	6,93	4,48	5,94	6,51	6,16	5,59	5,94	6,49
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
	SO _x	0,278	0,331	0,202	0,251	0,358	0,268	0,090	0,094	0,095
	%	2,40	2,78	1,73	2,38	3,15	2,62	0,88	0,91	0,91
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
	PM	0,051	0,058	0,033	0,041	0,056	0,044	0,030	0,032	0,031
	%	3,14	3,45	2,10	2,86	3,58	3,14	2,03	2,13	2,08
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
Судноплавство в цілому	CO	0,998	1,039	0,921	0,893	0,975	0,936	0,797	0,809	0,814
	НМЛОС	0,827	0,858	0,739	0,683	0,741	0,696	0,781	0,786	0,795
	NO _x	22,80	23,63	20,75	18,75	20,31	19,00	18,42	18,39	19,06
		1	9	6	6	0	2	6	8	2
		%	%	%	%	%	%	%	%	%
	SO _x	11,58	11,89	11,64	10,55	11,36	10,24	10,35	10,36	10,45
	%	1	2	6	0	2	0	5	1	7
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
	PM	1,622	1,679	1,574	1,432	1,563	1,402	1,475	1,504	1,492

Зниження викидів CO₂ шляхом зменшення витрати палива для суден-штовхачів можливе в різних пропорціях, при цьому основний відсоток зниження може бути досягнутий за рахунок раціонального менеджменту: раціональним плануванням рейсу і оперативним управлінням під час руху (переформування каравану і зміна швидкісного режиму) в залежності від

¹ В таблиці 4. 5 зазначені % від викидів відповідної речовини від судноплавства в цілому, включаючи міжнародне морське судноплавство, внутрішнє і рибальське

² НМЛОС (*NMVOС* – англ.) – неметанові легкі органічні сполуки

поточних навігаційних умов.

Основні критерії при оцінці ефективності прийнятих рішень повинні бути наступними:

- витрати на паливо в установлений життєвий цикл;
- прийнятий граничний рівень викидів;
- собівартість модернізації або повної заміни СЕУ.

Флот європейських ВВШ склав в 2015 р близько 18 тис. суден, з них «активних» суден з двигунами середньою потужністю від 190 до 3200 кВт – близько 11 тис. одиниць.

Самохідні окремі судна вантажного флоту становлять близько 75% флоту, що працюють на Рейні і європейських каналах і мають різні розмірення – від середніх (менше 55 м по довжині), до великих: «європейське судно» ($L \times B = 110 \text{ м} \times 11,3 \text{ м}$), «велике європейське судно» ($L \times B = 135 \text{ м} \times 11,4 \text{ м}$) з відносним середнім віком до 25 років і щорічним поповненням від 60 до 80 нових суден.

У той же час, на Нижньому і Середньому Дунаї близько 60% відсотків перевезень здійснюється великовантажними (до 15 тис. т) караванами, при цьому на Дунаї 27% транспортного флоту – це судна з двигунами (штовхачі і буксири віком понад 35 років) і 73% – баржевий флот.

Природно, що для окремих ВВШ Європи зі слабким ринком, включаючи Дунай, постає питання про вибір стратегії використання флоту з невеликим залишковим ресурсом при виході на інші басейни (на Рейн), а також застосування технологій для нових суден, враховуючи їх значну вартість та зменшення при цьому співвідношення *cost/benefit*.

У цьому випадку можливо звернути увагу (як перехідний період) на застосування для суден внутрішнього плавання біодизеля (*Biodiesel, Biodiesel Blend*), присадок до палива в якості донорно-акцепторних речовин для інтенсифікації його згоряння, а також на можливості спеціальної обробки палива перед впорскуванням.

4.4 Оцінка енергоефективності для умов навігаційних невизначеностей у внутрішньому судноплавстві

Витрати на паливо на судах внутрішнього плавання в середньому складають 50...60% суми всіх змінних витрат; відповідно, дослідженням зменшення цих витрат традиційно приділяється велика увага, а також стимулюється проведення ґрунтовних досліджень.

Сформульоване в Додатку VI до Конвенції MARPOL 73/78 і в відповідних резолюціях Міжнародної морської організації (IMO) поняття енергоефективності надають цим дослідженням додатковий сенс, а саме через можливе впровадження на внутрішніх водних шляхах Європи спеціальних показників енергоефективності, зокрема аналогічного IMO індексу *EEI*, $\text{гCO}_2/\text{т км}$, тобто у вигляді питомої маси викиду CO_2 на тонно кілометр транспортної роботи судна, прагнуть не тільки знизити витрати, але й рівень викидів в атмосферу у випускних газах двигунів.

Відповідно, дослідження і заходи щодо обмеження шкідливих викидів в перерахунку до CO_2 (далі і за окремими компонентами викидів у випускних газах) придбали додатковий формалізований відтінок і активно підтримуються Європейською Комісією.

Слід зазначити специфічний характер застосування індексу *EEI* для річкових умов плавання, а саме, в спільному розгляді з індексом собівартості перевезень вантажу *SCE* (*Specific Cost Efficiency* – питома ефективність витрат, €/т, як величини, пов'язаної з основними змінними витратами судна, а саме споживанням палива і станом фрахтового ринку [80].

Частка перевезень на ВВШ Європи в загальному розподілі вантажопотоків визначається активністю центрів накопичення та розподілу вантажів, а також політикою прибережних держав по використанню ВВШ в національній економіці і міжнародній торгівлі, і має величину (в країнах ЄС) від 0,6% до 38% (Німеччина) і 34% (Нідерланди) [81].

Існують оціночні дані транспортної продукції для основних магістралей

самохідні судна, які класифікуються перш за все по довжині корпусу: менше 55 м, діапазон 55 ... 110 м, більше 110 м:

- стандартне судно внутрішнього плавання («європейське судно») має довжину 110 м, ширину 11,4 м та при осадці 3,5 м вантажопідйомність складає близько 3000 т;
- «велике європейське судно» має розмірення 135×11,4 м й при осадці 3,5 м вантажопідйомність 5000 т (існують судна довжиною 135 м, зі збільшеною шириною 17 м і 22 м).

Ці судна складають основу судноплавства по Рейну, в той час як на Дунаї тільки 11% активного флоту – це самохідні судна.

Як показують дослідження, співвідношення окремих самохідних суден і суден-штовхачів для великовантажних караванів має серйозне значення при формуванні загального підходу до оцінки енергоефективності суден, працюючих на ВВШ.





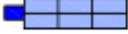
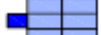

Приймається, що всі відомі способи зниження викидів CO₂, рекомендовані ІМО для морських суден, застосовуються і для суден внутрішнього плавання [80]. Але для ВВШ вплив навігаційних умов має визначальне значення.

На Дунаї близько 60% перевезень здійснюється великовантажними до 15000 т караванами (судна-штовхачі в складі великовантажних караванів). Причини цього лежать в гідродинаміці руху состава (приведеного до умовному корпусу класів *fleet families*) в стиснутому фарватері і при постійно мінливій глибині (зазвичай мілководдя) з малими швидкостями. При цьому, в процесі руху на великі (до 2000 км) дистанції потрібне переформування караванів відповідно до класу водного шляху, відповідно до Європейської угоди про найважливіші внутрішні водні шляхи міжнародного значення [91] (табл.4.6).

Тобто, караван при русі повинен переформуватися відповідно до схеми поділу водного шляху на класи (рис.4.10), також з врахуванням швидкості та місцевих приписів для конкретної ділянки. Авжеж, переформування караванів є перш за все рекомендованим, але на окремих ділянках - це вже є обов'язковою

умовою, відповідно до місцевих (регіональних) правил плавання, зокрема для Дунаю, рис. 4.10.

Таблиця 4.6 – Характеристики караванів

Клас водного шляху	Штовхані каравани: загальні характеристики				
	Схема складу	Максимальна довжина L , м	Максимальна ширина B , м	Робоча осадка в грузу d , м	Дедвейт, т
<i>I</i>	2	3	4	5	6
IV		85	9,5	2,50...2,80	1250...1450
Va		95...110	11,4	2,50...4,50	1600...3000
Vb		172...185	11,4	2,50...4,50	3200...6000
VIa		95...110	22,8	2,50...4,50	3200...6000
VIb		185...195	22,8	2,50...4,50	6400...12000
VIc		270...280	22,8	2,50...4,50	9600...18000
		195...200	33,0...34,2	2,50...4,50	9600...18000
VII		275...285	33,0...34,2	2,50...4,50	14500...27000

Зокрема, на Дунаї прийнята така класифікація ділянок (табл. 4.7) [91].

Таблиця 4.7 – Класифікація ділянок поділу водного шляху Дунаю

№ п/п	Ділянка	Клас
1	Кельхейм – Регенсбург	Vb
2	Регенсбург – Відень	VIb
3	Відень – Белград	VIc
4	Белград – Сулина	VII

Шляхове переформування каравану визначає зміну його загальної гвинтової характеристики, а при виході на мілководну ділянку – зміну швидкості руху й відповідно витрати палива; при цьому головні двигуни працюють на частковій характеристиці в режимі «тяжкого» гвинта [73].

Рух на конкретній ділянці також не може бути стабільним з точки зору

режиму роботи двигунів і відповідно витрати палива, зважаючи на періодичність проходження різних перекатів, які досить стійкі в навігаційний період, рис.4.11.

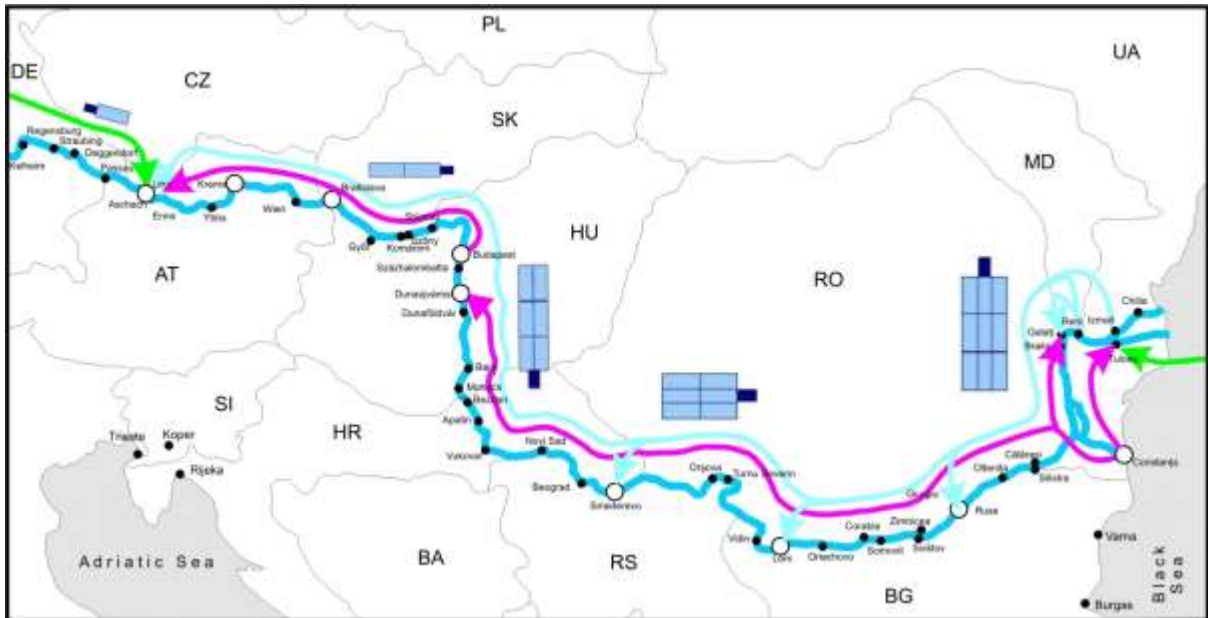


Рисунок 4.10 – Схема переформування составів при русі по Дунаю

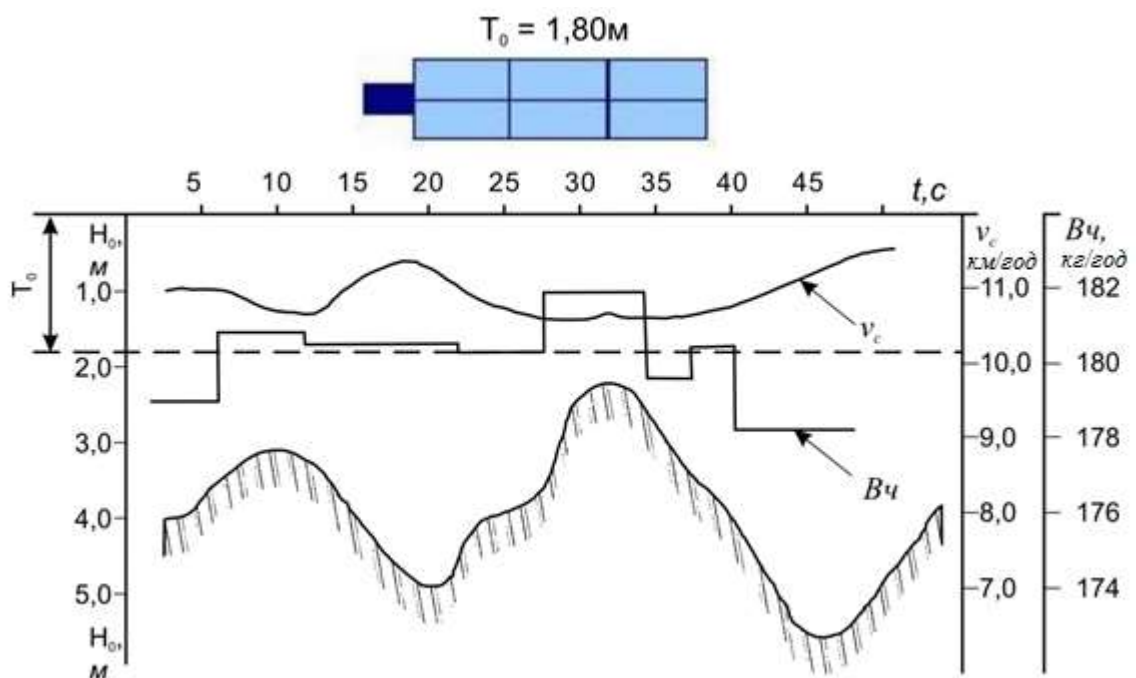


Рисунок 4.11 – Схема проходження перекату каравану з 6 барж

В особливі періоди літньо-осіннього мілководдя та зниження глибини на

окремих ділянках, рис. 4.12, додатково з переформовуванням караванів необхідно ще й приведення осадки до прохідної величини шляхом застосування спеціальної технології паузки суден.

Систематичне мілководдя, рис. 4.13, поділ судноплавного шляху на класи, й відповідно, складний характер залежностей річного викиду CO₂ не вкладаються в загальні принципи визначення індексу *EEl*, ГCO₂/Т·км, приписаних для одиночних суден внутрішнього плавання.

Європейська Економічна Комісія ООН (ЄЕК ООН, *UNESE*) рекомендує для суден внутрішнього плавання застосовувати для розрахунку витрат енергії й відповідних обсягів викидів CO₂ моделі *For FITS* на базі вихідних індексів, загальних за змістом для всіх видів транспорту, рис. 4.14.

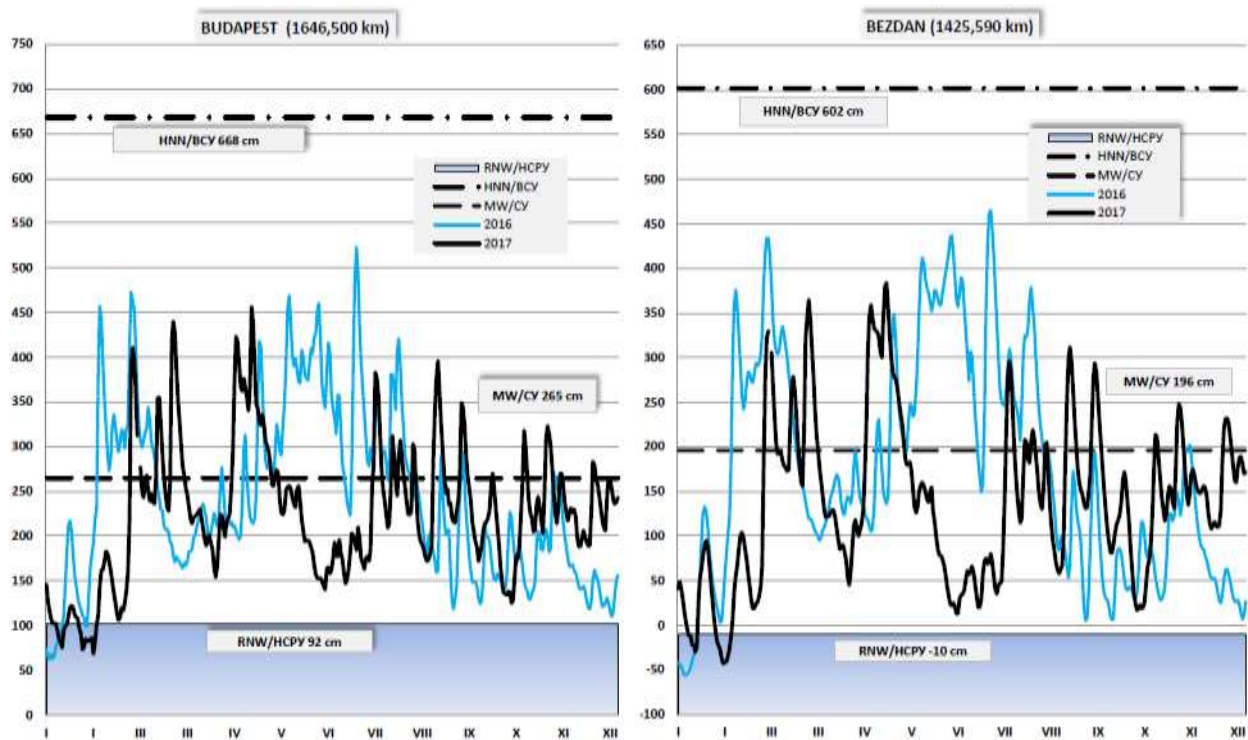


Рисунок 4.12 – Середньодобові значення рівнів води для водомірних постів Середнього Дунаю в 2016 та 2017 роках

Для суден внутрішнього плавання у складі цих індексів рекомендується розглядати:

- витрати палива за рік експлуатації, т/рік;
- вартість палива, €/рік;

- кількість перевезеного вантажу, т/рік;
- собівартість перевезення 1 т, €/т;
- кількість шкідливих викидів з перерахунком до CO₂, віднесених до виконаної транспортної роботи, ГCO₂/т·км.

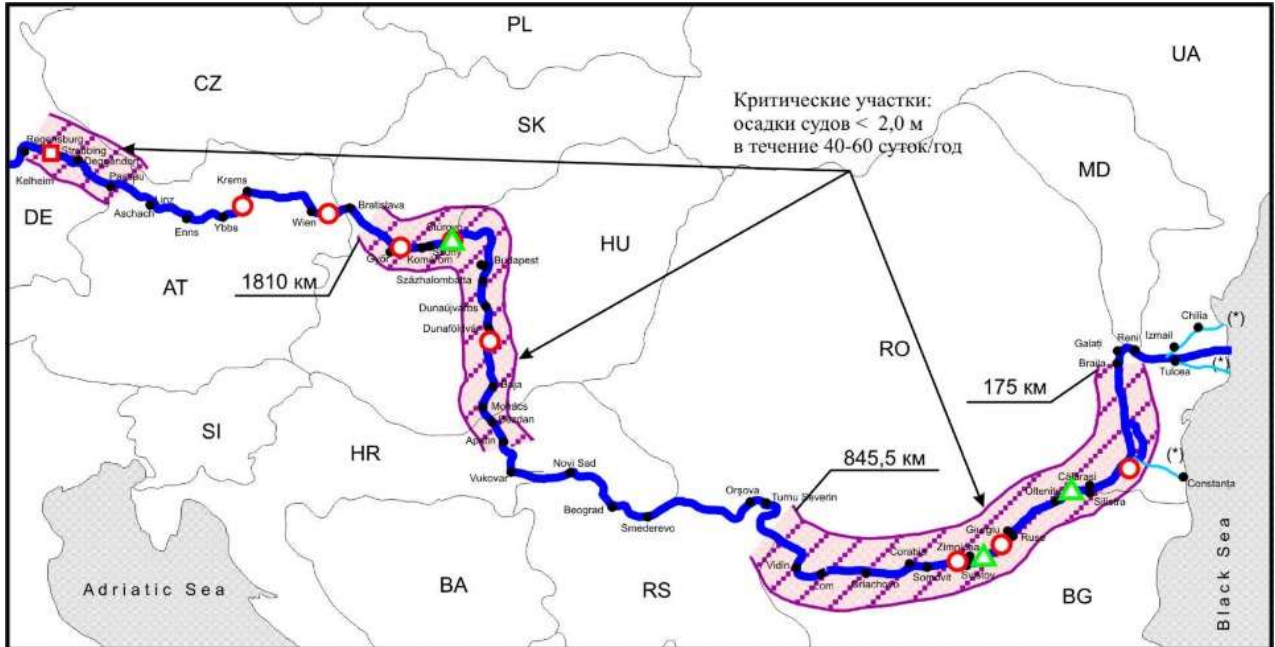


Рисунок 4.13 – Схема критичних ділянок річки Дунай при фазі літньо-осіннього мілководдя

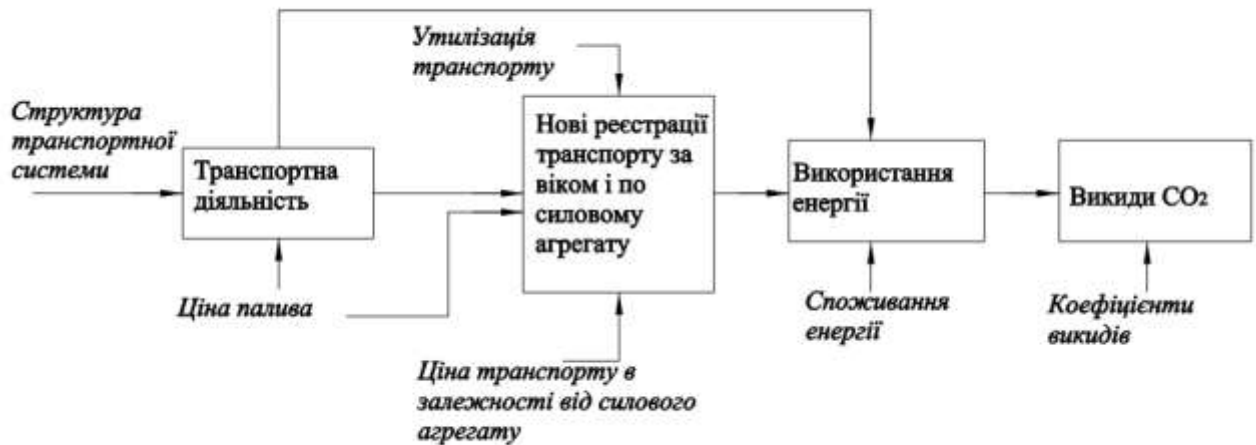


Рисунок 4.14 – Модель For FITS Європейської економічної комісії ООН

Поточна витрата палива в Українському Дунайському пароплаванні визначається спеціальною системою моніторингу використання палива, яка і

заснована на розрахунковому визначенні поточної та сумарної витрати палива головними двигунами за результатами реєстрації основних експлуатаційних параметрів. Цим забезпечується можливість реєстрації та архівування чисельних значень зазначених параметрів і пред'явлення розрахункових показників використання палива (залишку палива на борту з розподілом по паливним цистернам та обліком витраченого палива, прийнятого і зданого з судна за заданий період експлуатації).

Середня вартість бункерного пального та мазуту в портах Дунаю кореспондується відповідно значенням *Bunker Platts Rotterdam*, яка склала за *MGO* в першому кварталі 2016 року (Q_1) – 464,1 дол. США/т, в другому (Q_2) – 438,8 дол. США/т, в третьому (Q_3) – 470,8 дол. США/т.

Вартість бункерного палива в другому і третьому кварталах 2017 р перебувала в межах 575 ... 580 дол. США/т, в четвертому – 592 дол. США/т, що є визначальним для рівня фрахтових ставок на перевезення (як зазначено вище, витрати на паливо становлять від 50% до 60% всіх змінних судових витрат).

Відповідно, вартість бункерного пального та мазуту в 2017 р зросла по відношенню до середньої вартості в 2016 р на 20,7%, а протягом року з січня по грудень 2017 року – на 15%.

У 2017 р індекс фрахтових ставок на перевезення з урахуванням надбавок на зростання вартості пального та мазуту і надбавки за роботу в умовах мілководдя в цілому змінювався згідно таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Зміна індексу фрахтових ставок на перевезення по кварталах у 2017 році

Індекси: Q_1 - Q_4 2016 р = 100%	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
Бункер	119	117	117	120
Фрахтові ставки	103	103,6	100	111

Тобто, собівартість перевезення вантажів в караванах при середній кількості перевезеного вантажу та при стабільних судноплавних умовах

(березень - серпень 2017 р) без переформування складів складе для каравану з 6-ти барж на дистанції 1800 км 14,6 ... 15,3 €/т.

Якщо розглянути загальну формулу витрати палива для окремої ділянки з умовно постійними певними навігаційними умовами у вигляді:

$$B_j = D \frac{N_j k_N b_e}{v_w + v_{Str}} \quad (4.13)$$

де B_j - загальна витрата палива на j – тій ділянці, кг; D - довжина j – тої ділянки, км; N_j – встановлена потужність, кВт; k_N – коефіцієнт використання потужності на j –тій ділянці; b_e – питома ефективна витрата палива при потужності N_j , кг/кВт год; v_w – швидкість щодо води км/год; v_{Str} – швидкість течії км/год.

Коефіцієнт використання потужності буде залежати від режимів руху:

- в умовах глибокої води;
- в умовах мілководдя;
- на вільній ділянці річки;
- на каналі (коротка зарегульована ділянка між шлюзами).

Значення цього коефіцієнта в значній мірі залежить від величини залишкового ресурсу двигунів і технічного стану рушійного комплексу, що визначається за показниками робочого процесу, отриманих за допомогою аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації (розглянутої в попередніх розділах) з оцінкою стану поточної гвинтової характеристики по відношенню до номінальної і обмежувальної. Для основної маси суден Українського Дунайського пароплавства з віком 30 ... 35 років його значення становить:

- в умовах глибокої води 0,70...0,75;
- в умовах мілководдя 0,60...0,75.

При роботі двигунів на частковому режимі, як основному експлуатаційному, має місце зниження викидів CO₂ по відношенню до величини, визначеної для номінальної гвинтової характеристики, але значно погіршує основні показники робочого процесу. Відповідно, цей фактор

необхідно враховувати при виборі способу зниження викидів.

Проведеними дослідженнями в Українському Дунайському пароплаванні [92], [93] встановлено, що можливе зниження викидів CO₂ шляхом зменшення витрати палива для суден-штовхачів з караваном при роботі на часткових характеристиках як основних експлуатаційних, а відсоток зниження може бути досягнутий на позначці 10...12% за рахунок раціонального менеджменту: раціональним плануванням рейсу і оперативним управлінням під час руху (оперативне переформування складу, зміна швидкісного режиму) в залежності від поточних навігаційних умов. При цьому найважливішим елементом виступає ефективне використання для прогнозування руху оперативної інформації локальних систем РІС (річкові інформаційні служби; *RIS - River Information Services*).

Висновки четвертого розділу

1. Введення і подальше посилення норм шкідливих викидів судових СЕУ на ВВШ Європи ставить додаткове завдання розробки методики економіко-екологічної оцінки ефективності виробництва транспортної продукції (т·км) в поєднанні з методами підвищення енергоефективності судноплавства. З огляду на реальні дії по загальній інтеграції ВВШ Європи як транспортних коридорів в єдину мережу, слід інтенсифікувати дослідження з розробки спеціальних технологій зниження норм шкідливих викидів для суден в експлуатації з урахуванням їх залишкового ресурсу життєвого циклу, що дозволить забезпечити їм продовження роботи на річках з режимами спеціального контролю.

2. При виборі способів (технологій) управління енергоефективністю необхідно брати до уваги вплив навігаційних умов як визначальне в умовах їх абсолютної нестабільності.

3. Вік судна і поточний технічний стан СЕУ повинні враховуватися

при виборі способу управління енергоефективністю; при цьому можливо раціональне використання й інших методів, прийнятих в *ІМО*.

4. Оперативний менеджмент з використанням локальних систем в поєднанні з підтримкою технічного стану СЕУ є основним способом підвищення енергоефективності суден внутрішнього плавання.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні вирішене науково завдання підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом розроблення методу аналітичної синхронізації даних моніторингу для суттєвого спрощення схеми і організації роботи системи діагностування та більш точного визначення потужності транспортних двигунів. Здійснено впровадження сучасного методу діагностування, який забезпечує високу ефективність використання та більш точне визначення діагностичних параметрів транспортних двигунів. Отримані в роботі наукові та практичні результати дозволяють зробити наступні висновки.

1. Аналіз показав, що існуючі методи аналітичної синхронізації недостатньо ефективні стосовно до умов експлуатації транспортних двигунів. В основному це пов'язано зі складністю формулювання критеріїв синхронізації або їх недостатньою точністю для забезпечення розрахунку потужності і основних параметрів робочого процесу із заданими величинами відносних похибок.

2. Обрано метод цифрової обробки даних моніторингу діаграми із застосуванням фільтра низьких частот *Butterworth*, що дозволяє здійснювати чисельний аналіз екстремумів першої і другої похідних діаграм тиску, отриманих методами чисельного диференціювання. В результаті стало можливим розмежування процесів стиснення і згоряння в робочому циліндрі, визначення приблизної (до $0,5^\circ$ ПКВ) координати ВМТ і попередня синхронізація даних моніторингу робочого процесу на етапі аналізу часових діаграм.

3. Вперше розроблено метод аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації, що базується на алгоритмі визначення координати верхньої мертвої точки, який на відміну від існуючих послідовно використовує три етапи: лінійний, синусоїдальний і модель $P'=0$ (рівності нулю першої похідної від тиску при

стисненні), що дозволяє проводити розрахунок основних параметрів робочого процесу з величиною відносної похибки менше 2,5%.

4. Удосконалено методи синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації, що базуються на лінійному і синусоїдальному алгоритмах, які на відміну від існуючих використовують уточнені обмеження при побудові моделей, що дозволило підвищити точність першого етапу синхронізації і забезпечити величину відносної похибки остаточного визначення ВМТ за допомогою моделі $P'=0$ в діапазоні $0,1 \dots 0,3$ ° ПКВ, що забезпечує розрахунок індикаторної потужності і основних параметрів робочого процесу з максимальною відотною похибкою не більше 2,5%.

5. Точність у визначенні потужності транспортного двигуна (максимальна відносна похибка не більше 2,5%) дозволяє прогнозувати його навантажувальні режими, діагностувати технічний стан вузлів і систем, розраховувати питомі показники і для суднових двигунів визначати коефіцієнт енергоефективності за методикою Міжнародної морської організації *IMO*.

6. Розроблений метод може бути використаний в системах моніторингу робочого процесу транспортних двигунів в якості альтернативи апаратним методам синхронізації. Розроблені алгоритми і методи використані в новій версії програмного забезпечення системи моніторингу морських дизелів *DEPAS D4.0HT*, яка використовується в судноплавній компанії «*TRANSSHIP*» (Україна), на берегових дизельних електростанціях і тепловозних дизелях. Акти впровадження додаються.

7. Результати дисертаційного дослідження можна використовувати в навчальному процесі спеціалізованих технічних ВНЗ. У зв'язку з цим вони впроваджені в навчальний процес Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія» та кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ) Одеського національного морського університету.

8. Для переносних систем моніторингу робочого процесу морських дизелів запропонований метод аналітичного визначення ВМТ і подальшої синхронізації даних дає наступні переваги:

- зменшується кількість датчиків і кабелів при індиціюванні, що знижує ймовірність збоїв і помилок;
- автоматично враховуються зсуви ВМТ за рахунок різних факторів під час експлуатації та вплив каналу індикаторного крана;
- похибка методу аналітичного визначення ВМТ і подальшої синхронізації індикаторних діаграм значно менше ($0,1...0,3^\circ$ ПКВ), ніж при апаратному методі, де похибка перевищує $0,5^\circ$ ПКВ.

9. На підставі експериментальних даних індикаторної потужності, середнього індикаторного тиску, а також питомої індикаторної витрати палива, отриманих методом аналітичної синхронізації виконано оцінку характеру залежностей індексу енергоефективності (*EET*) від швидкості руху різних за формою і масовими характеристиками караванів при різних способах формування баржо-буксирних комплексів дунайського судноплавства, сучасний стан якого відрізняється недостатньою забезпеченістю навігаційних умов, віковим складом флоту, а також специфікою самого флоту - його здатністю працювати протягом усього Дунаю (більше 2000 км) при завантаженні важкими караванами з суден несамохідного флоту.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill. 1988. 930 p.
2. Neumann S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control. *CIMAC Congress*. Hamburg. Digest. 2001. P. 1–12.
3. Neumann S., Varbanets R., Kyrylash O., Yeryganov O.V., Maulevych V.O. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data. *Diagnostyka*. 2019. Vol. 20(2). P 19-26. DOI: <https://doi:10.29354/diag/104516>.
4. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дис. ... докт. техн. наук / Одесса: Одес. национ. морск. акад. – 2010. 314 с.
5. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. 2012. Vol. 7, No. 1. P. 269-275.
6. Varbanets R., Karianskyi S., Rudenko S., Gritsuk I. Improvement of diagnosing methods of the diesel engine functioning under operating conditions. *SAE Technical Paper 2017-01-2218*. 2017. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2218>.
7. Resolution MEPC.282(70). 2016 Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP). [Електронний ресурс] : International Maritime Organization (IMO). 2016. 21 p. URL: [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/ Documents/MEPC.282\(70\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf) (дата звернення: 13.10.2018).
8. IMES cylinder pressure sensors: веб-сайт. URL: <https://www.imes.de> (дата звернення: 16.12.2018).

9. Pressure and TDC sensors from Kistler: веб-сайт. URL: <https://www.kistler.com> (дата звернення: 04.11.2019).
10. AVL OT-sensor 428: веб-сайт. URL: <https://www.avl.com> (дата звернення: 07.09.2018).
11. Ding Y., Stapersma D., Grimmelius H.T. Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine. *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*. Wuhan. 2009. P. 1-4. DOI: <https://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918248>
12. Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram. *SAE Technical Paper 1999-01-1489*. 1999. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1489>.
13. Staś M. An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination. *SAE Technical Paper 2000-01-0561*. 2000. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0561>.
14. Polanowski S. Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram. *Polish Maritime Research*. 2008. Vol. 15, № 2(56). P. 59-64. DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-007-0065-2>.
15. Per Tunestal. Model Based TDC Offset Estimation from Motored Cylinder Pressure Data. *Proceedings of the 2009 IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling IFP, Rueil-Malmaison, France, Nov 30 - Dec 2 2009*. Vol. 42 (26). P. 241-247. DOI: <https://doi.org/10.3182/20091130-3-FR-4008.00032>.
16. Nilsson Y., Eriksson L. Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods. *SAE Technical Paper 2004-01-1458*. 2004. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>.
17. Emiliano Pipitone, Alberto Beccari. Determination Of Tdc In Internal Combustion Engines By A Newly Developed Thermodynamic Approach.

- Applied Thermal Engineering*, Elsevier. 2010. Vol. 30, Issues 14–15. P. 1914–1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>.
18. Lemag PreMet XL. Cylinder Pressure Indicator: веб-сайт. URL: <http://www.lemag.de/> (дата звернення 11.03.2018).
 19. Powell MJD. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. *The Computer Journal*. 1964. Vol. 7, Issue 2, P. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1093/comjnl/7.2.155>
 20. Tazerout M., Le Corre O., Stouffs P. Compression Ratio and TDC calibrations using Temperature - Entropy Diagram. *SAE Technical Paper 1999-01-3509*. 1999. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>.
 21. Yeryganov O., Varbanets R. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke. *Diagnostyka*. 2018. Vol. 19(2). P. 71-76. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/89729>.
 22. Varbanets R., Belousov E., Yeryganov A., Maulevych V., Aleksandrovskaya N., Kryzhanovskaya I. Application of the optimization method in the objectives of the analysis of the working process of ship diesels. *Transport Development*. 2018. Vol. 2(3). P. 90-103. DOI: <https://doi.org/10.33082/td.2018.2-3.09>.
 23. Варбанец Р. А. Метод безградиентной минимизации Powell'64 в задачах мониторинга рабочего процесса судовых дизелей / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, А.В. Ерыганов, Ю.Н. Кучеренко, Е.И. Жолтиков, В.О. Маулевич // *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология*. Астрахань. – 2017. – № 4.– С. 49–61.
 24. Суворов П. С. Эксплуатационные режимы нагружения главных судовых среднеоборотных дизелей / П. С. Суворов – Одесса, 1995. – 224 с.
 25. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В. С. Семенов. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.
 26. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей : справочник/ Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский – М. : Машиностроение, 1982. – 168 с.

27. 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.
28. 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.
29. Возницкий И. В. Предотвращение аварий судовых ДВС / И. В. Возницкий, Л. А. Иванов – М. : Транспорт, 1971. – 192 с.
30. Владимиров В. А. Обкатка судовых дизелей : [2-е изд., перераб. и доп.] / В. А. Владимиров, А. Е. Гриншпун – М. : Транспорт, 1982. – 159 с.
31. Овсянников М. С. Судовые дизельные установки: справочник / М. С. Овсянников, В. А. Петров – Л. : Судостроение, 1986. – 422 с.
32. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей / С. В. Камкин – Л. : Судостроение, 1972. – 200 с.
33. 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.
34. Бурьшкин Л. П. Техническая эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л. П. Бурьшкин – М. : Транспорт, 1970. – 112 с.
35. Фомин Ю. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю. Я. Фомин и др. – Л. : Судостроение, 1989. – 344 с.
36. Возницкий И. В. Судовые дизельные установки / И. В. Возницкий, Е. Г. Михеев – М. : Транспорт, 1985. – 308 с.
37. Шишкин В. А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / Шишкин В. А. – М. : Транспорт, 1986. – 192 с.
38. Никитин Е. А. Диагностирование дизелей / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.

39. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей: [учебник для вузов] / Камкин С. В. Возницкий И. В., Шмелев В. П. – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.
40. Стефановский Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов и др. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.
41. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин – Л. : Судостроение, 1964. – 286 с.
42. Овсянников М. К. Тепловая напряженность судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов – Л. : Судостроение, 1975. – 226 с.
43. Самсонов В. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. Я. Самсонов, Н. И. Худов, А. А. Мирющенко – М. : Транспорт, 1981. – 400 с.
44. Конаков Г. А. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота : [учебник] / Г. А. Конаков, Б. В. Васильев – М. : Транспорт, 1980. – 423 с.
45. Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники / В. И. Ляшков – М.: Машиностроение, 2005. – 260 с.
46. MAN Diesel & Turbo, MAN B&W L60ME-C8-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines, 1st Edition. MAN Diesel & Turbo, 2010.
47. 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.
48. 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
49. 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.
50. Мозгалевский А.В., Калявин В.П. Системы дагностирования судового оборудования : Учеб. Пособие. – Л.:Судостроение, 1987. – 224 с.: ил.
51. Антонов А. В. Системный анализ / А. В. Антонов // Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 2004. – 454 с.
52. Козьминых А. В. Основы системного анализа судовых энергетических установок / А. В. Козьминых // Учеб. пособие. – О.: ОГМА, 2000. – 192 с.
53. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов: Пер. С нем. – Л.: Судостроение, 1986. – 232 с., ил.- (Качество и надежность).
54. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем / С. И. Горб // Учеб. пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1993. – 134 с.
55. небеснов В. И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов / В. И. небеснов – М. : Транспорт, 1974. – 200 с.
56. Семенов В. С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей / В. С. Семенов – М. : Транспорт, 1977. – 182 с.
57. Кринецкий И. И. Основы научных исследований. / И. И. Кринецкий – К. : Г.И.И.О. «Вища школа», 1981. – 132 с.
58. 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.
59. Данилян А.Г., Залож В.И., Руденко М.И. Создание новых направлений снижения вредных выбросов в отходящих газах двигателей внутреннего сгорания. *Вісник Одеського національного морського університету* . 2017. Вип. №2(51). С.73-81.
60. Tuck E.O. The wave resistance formula of J.H. Michell (1898) and Its significance to recent research in ship hydrodynamics. *The Journal of the Australian Mathematical Society. Series B. Applied Mathematics*. 1989. Vol. 30, no. 4. P. 365–377. DOI: [10.1017/S0334270000006329](https://doi.org/10.1017/S0334270000006329).

61. Rules for Classification and Construction [Электронный ресурс] : VI Additional Rules and Guidelines: 13 Energy Efficiency: 1 Guidelines for Determination of the Energy Efficiency Design Index. – Germanischer Lloyd SE, 2012. 24 p. URL: http://www.gl-group.com/infoServices/rules/pdfs/gl_vi-13-1_e.pdf (дата звернення 15.07.18).
62. Resolution MEPC.214(63). 2012 Guidelines on survey and certification of the energy efficiency design index (EEDI) 2012. 21 p. URL: <http://www.imo.org/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MEPC%20-%20Marine%20Environment%20Protection/214%2863%29.pdf> (дата звернення 15.07.18).
63. Report of Performance Committee. *Proceedings of the 15th ITTC*: веб-сайт. URL: <http://itc.sname.org> (дата звернення 16.06.18).
64. Protocol 2012-II-4 of the Central Commission for the Navigation of the Rhine, 29 November 2012. Annex 2. Possibilities for reducing fuel consumption and greenhouse gas emission from inland navigation [Электронный ресурс]: Report by the Inspection Regulations Committee for the 2012 Autumn Meeting. 2012. 48 p. URL: http://www.ccr-zkr.org/files/documents/rapports/Thg_ber_en.pdf (дата звернення 15.07.18).
65. Nielsen U.D., Andersen I.M.V., Koning J. Comparisons of Means for Estimating Sea States from an Advancing Large Container Ship. *In Proceedings of the PRADS 2013*. 2013. 10 p. URL: <https://www.marin.nl/publication/comparisons-of-means-for-estimating-sea-states-from-an-advancing-large-container-ship> (дата звернення 19.12.17).
66. Matthe J. Correct modeling of the sea state in a wave flume. *Matthe Jan PIANC*. 1995. Vol 86. P. 40–54.
67. Marzi J., Hollwedel M., Atlar M., Tsihchlis Ph. Energy Efficiency Targets. *International Conference on Technologies, Operations, Logistics and Modeling for Low Carbon Shipping LCS 2011, June 22–24*. Glasgow, UK, 2011. 21 p. URL: http://www.lowcarbonshipping.co.uk/files/ucl_admin/

- [LCS%202011/ENERGY EFFICIENCY TARGETS.pdf](#) (дата звернення 15.07.18).
68. Lataire E., Vantorre M., Delefortrie G. A Prediction Method on Squat in Restricted and Unrestricted Rectangular Fairways. *Ocean Engineering*. 2012. Vol №55. P. 71-80. URL: <http://www.vliz.be/imisdocs/publications/238920.pdf>.
69. Kwik K.H. A system analysis for optimal management of canal ship traffic. *P.I.A.N.C.* 1992. Vol №76. P. 105-114.
70. Kane D. Developing a more fuel efficient tonnage through blasting of hulls and timely in water husbandry. *Ship Efficiency Conference*. Hamburg, 2013. 37 p. URL: <http://www.shipefficiency.org/onTEAM/pdf/10CASPER%20%20Ship%20Efficiency%2004.pdf> (дата звернення 15.07.18).
71. Лесюков, В.А. Теория и устройство судов внутреннего плавания [Текст]: учебник для вузов водн. трансп. / В.А.Лесюков. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с
72. Суворов, П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексі [Текст] / П.С.Суворов. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с. – ISBN 966-7591-11-5.
73. Суворов, П.С. Идентификация режимов работы главных двигателей на мелководье [Текст] / П.С. Суворов, Л.Н. Карпов, Б.П. Мельников // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 1999. – Вып. 3. – с. 143-154. – ISSN 1819-3293.
74. Ходкость и управляемость судов [Текст]: учебник для вузов / В.Ф.Бавин, В.И.Зайков, В.Г.Павленко, Л.Б.Сандлер; под ред. В.Г.Павленко. – М.: Транспорт, 1991. – 397 с.
75. Голиков В.А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза [Текст] / В.А.Голиков, К.Л.Обертюр, В.А.Кириис // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2012. – Вып. 29. – с. 23-34.
76. Петров, Ю.Е. Оптимальные регуляторы судовых силовых установок

- [Текст] / Ю.Е.Петров. – Л.: Судостроение, 1966. – 121 с.
77. Егоров, Г.В. Оценка энергоэффективности грузовых судов смешанного плавания [Текст] / Г.В.Егоров, Д.В.Колесник // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2012. – Вып. 18. – С. 27-43. – ISSN 1819-3293.
78. Study on tests and trials of the Energy Efficiency Design Index as developed by the IMO [Электронный ресурс] : European Maritime Safety Agency (EMSA). Report for project 6543. Deltamarin Ltd, Finland, 2011. 159 p. URL: <http://www.emsa.europa.eu/main/ballast-water/items.html?cid=228&id=1310> (дата звернення: 17.05.2018).
79. Оптимальный гидромеханический комплекс сухогрузного теплохода для р. Дунай [Текст]: отчёт о НИР / Новосибирский НИИ водного транспорта; рук. Павленко В.Г.; исп. Деревянченко Н.Т., Литвинов А.И., Мащикова И.Ю. – Новосибирск: НИИВТ, 1992. – 101 с.
80. Горб С.И. Мониторинг энергоэффективности судов. *Автоматизация судовых технических средств*. 2015. Вып. 21. С. 48-53. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/asts_2015_21_11.
81. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка основных факторов, определяющих энергоэффективность судов внутреннего плавания. *Автоматизация судовых технических средств*: научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2018. Вып. 24. С. 94 - 102.
82. Суворов, П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст] / П.С.Суворов. – Одесса: ОНМА, 2011. – 608 с. – ISBN 966-7591-14-1.
83. Abschlussbericht des BMVBS F&E-Vorhabens [Электронный ресурс] : Erprobung von Partikelfiltern für den Einsatz in der Binnenschifffahrt. GL, 2006. 121 p. URL: https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/VerkehrUndMobilitaet/Wasser/projektbericht_partikelfilter.pdf?__blob=publicationFile (дата звернення: 07.10.2018).
84. Bond, T. C., et al. Bounding the role of black carbon in the climate system: A scientific assessment. *J. Geophys. Res. Atmos.* 2013. Vol. 118, P. 5380– 5552.

- DOI: <https://doi.org/10.1002/jgrd.50171>.
85. Bond T.C., Naya Olmer, Bryan Comer, Biswajoy Roy, Xiaoli Mao, And Dan Rutherford. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015 [Электронный ресурс] : International Council on Clean Transportation. 2017. 38 p. URL: https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/Global-shipping-GHG-emissions-2013-2015_ICCT-Report_17102017_vF.pdf (дата звернения: 07.07.2018).
 86. Dejan Radojicic. Environmentally friendly inland waterway ship design for the Danube River [Электронный ресурс] : World Wide Fund For Nature International. Danube-Carpathian Programme (WWF-DCP). Project №: 9E0726.04. Republic of Serbia. 2009. 121 p. URL: http://assets.panda.org/downloads/iww_danube_ship_design_final_december_2009.pdf (дата звернения: 17.11.2018).
 87. Jose E., Muhammed Muhais A., Ravikumar V. Exhaust Gas Recirculation in CI Engines. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*. 2015. Vol. 3, Issue III. P. 763-767.
 88. Möglichkeiten zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Treibhausgasemissionen in der Binnenschifffahrt [Электронный ресурс] : Zentralkommission für die Rheinschifffahrt. 2012. 99 p. URL: https://www.ccr-zkr.org/files/documents/rapports/Thg_ber_de.pdf (дата звернения: 07.10.2018).
 89. Second IMO GHG Study 2009 [Электронный ресурс] : IMO. 2009. 240 p. URL: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/SecondIMOGHGStudy2009.pdf> (дата звернения: 21.09.2018).
 90. Third IMO GHG Study 2014 [Электронный ресурс] : IMO. 2014. 331 p. URL: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Third%20Greenhouse%20Gas%20Study/GHG3%20Executive%20Summary%20and%20Report.pdf> (дата звернения: 10.11.2018).

91. Европейское соглашение о важнейших внутренних водных путях международного значения СМВП [Электронный ресурс] : Европейская экономическая комиссия, Комитет по внутреннему транспорту ECE/TRANS/120/Rev.4. 2006. 89 с. URL: https://www.un.org/ru/documents/decl_conv/conventions/pdf/pro-agtc.pdf (дата звернения: 10.11.2018).
92. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2018. Вип № 2. С. 203-207. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VISUNU_2018_2_38.
93. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. О соотношении энергоэффективности и экологичности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2019. Вип. № 3[251]. С. 168-175.
94. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве. *Автоматизация судовых технических средств*. 2019. Вып. 25. С.90-100. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-90-100.
95. Tarasenko T, Zalozh V and Maksymov S. The Ways to Improve Energy Efficiency and Eco-friendliness of the Specific Danube Inland Vessels. First Stage. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1297, conference 1. P. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1297/1/012019>
96. Varbanets R., Zalozh V., Shakhov A., Savelieva I., Piterska V. Determination of top dead center location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. *Diagnostyka*. 2020. Vol. №21(1). P. 51–60. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116585>.
97. ISO 15016:2002(E). Ships and marine technology. Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data. 2002. 45 p.

98. Hughes E. Economics of mitigation for international shipping. *COP 19: UN climate change conference*. Warsaw, 2013. 18 p. URL: <http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/COP%2019/Economics%20Side%20Event%2018-11-13%20v3.pdf> (дата звернення 15.07.18).
99. Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate power prediction method. *International ShipbuildingProgress*. 1982. Vol. 29 (335). P. 166-170. URL: http://esrdc.mit.edu/library/ESRDC_library/Holtrop-Approximate-1982.pdf (дата звернення 10.08.18).
100. Hinchliffe, P. Regulatory steps to ship efficiency [Електронний ресурс] : Ship Efficiency Conference. Hamburg, 2011. 8 p. URL: http://www.shipefficiency.org/onTEAM/pdf/01%20Hinchliffe_Chamber%20of%20Shipping.pdf (дата звернення 17.08.18).
101. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с.
102. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей. *Судоходство*. 2004. Вып. №6. С. 24-27.
103. Варбанец Р. А. Моделирование рабочего процесса судовых дизелей в системе мониторинга D4.0H. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. Вып. № 2. С. 35-41.
104. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. Система разделенного мониторинга D3.2H, определение параметров рабочего процесса СДВС МАК М25. *Збірник наукових праць*. Вип.1(7),-Севастополь: Севастопольський ВМІ ім..П.С.Нахімова. 2005. С. 145-153.
105. Ивановский В. Г., Варбанец Р. А. Моделирование и анализ рабочего процесса в системе параметрической диагностики судовых дизелей D4. 0H. *Наук. вісник ХДМІ*. 2010. Вип. №. 1. С. 189-194.
106. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: Машгиз, 1962. - 272 с.
107. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С.Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

108. 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.
109. Кавтарадзе Р. З. Локальний теплообмін в поршневих двигунах: Учеб. посібник для вузів. М.: Изд-во МГТУ ім. Н. Е. Баумана, 2001., 592 с., Іл. (Або: - 2 изд., Испр. I доп. - М.: Изд-во МГТУ ім. Н. Е. Баумана, 2007, 472 с., Іл.).
110. Варбанец Р.А. Синхронизация данных при индцировании СДВС. *Збірник наукових праць*. Севастополь: Севастопольский ВМІ ім. П.С. Нахімова, 2005. Вип. 2(8). С. 255-258.
111. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 525 с.
112. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. Харків: ХАІ. 2006. Вип. №8(34). С. 144-148.
113. Varbanets R. A. et al. Experimental trial of vit system of the low-speed diesel MAN 6L80MCE. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering & Technologies*. 2013. №. 2. P. 85-92.
114. Варбанец Р.А., Морозов А.И., Михайлов Д.Ю. Определение фазы начала сгорания топлива в задачах математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2008. Вып. №2(49). С. 65-72.
115. Варбанец Р.А. Уточнение формулы средней теплоемкости газов в расчете рабочего процесса дизеля с учетом динамики тепловыделения. *Вісник Одеського державного морського університету*. 2006. Вип. №20. С. 173-179.
116. Hinchliffe P. Regulatory measures on efficiency at IMO and UNFCCC. A view from shipping industry. *Ship Efficiency Conference*. Hamburg, 2011. 1 p. URL:

<http://www.ship-efficiency.org/onTEAM/pdf/PPTHinchliffe.pdf>

(дата

звернення 15.07.18).

117. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов [С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, 165 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.
118. Havelock T.H. The Calculation of Wave Resistance. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, May 1, 1934. Vol. 144, No. 853. P. 514-521. DOI: <https://doi.org/10.1098/rspa.1934.0065>.
119. Laghari W.M., Baloch M.U., Mengal M.A., Shah S.J. Performance Analysis of Analog Butterworth Low Pass Filter as Compared to Chebyshev Type-I Filter, Chebyshev Type-II Filter and Elliptical Filter. *Circuits and Systems*. 2014. Vol. 5, №9. P. 209-216. DOI: <http://dx.doi.org/10.4236/cs.2014.59023>.
120. Microsoft Project: веб-сайт. URL: <http://www.microsoft.com> (дата звернення 28.10.2019).
121. ConceptDraw Project: веб-сайт. URL: <http://www.conceptdraw.com> (дата звернення 28.10.2019).

ДОДАТОК А

Документи про впровадження



8, Marazlievskaya Street,
Odessa, 65014, Ukraine
Phone: +38 (0482) 33-33-32
Fax: +38 (0482) 34-74-07

Україна, 65014, г. Одеса,
ул. Маразлієвська 8
Тел: +38 (0482) 33-33-32
Факс: +38 (0482) 34-74-07

www.transship.ua | transship@transship.ua

ООО «Трансшип»

Технічний директор: Іванов С. І.

А К Т

впровадження результатів дисертаційної роботи старшого викладача кафедри інженерних дисциплін Дунайського інститута Національного університету «Одеська морська академія» Заложа Віталія Івановича

Підприємство «Трансшип», в особі директора С. І. Іванов справжнім актом підтверджує, що розроблений у дисертаційній роботі Заложа В.І. метод аналітичної синхронізації даних, впроваджений в системі DEPAS D4.0H, було використано для проведення діагностичних робіт на т/х «Лимба», т/х «Дева Марія», т/х «Торнадо», т/х «Туман», на головних двигунах MAN B&W 6L23/30A, а також т/х «Медногорск», головні двигуни SKL NVD 48.

За допомогою розробленого методу було проведено моніторинг робочих процесів головних двигунів. Без допомоги апаратних датчиків було визначено положення ВМК та зроблено синхронізацію даних та подальший розрахунок параметрів робочого процесу. Було визначено значення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі та зроблено розрахунок індикаторної потужності циліндрів, що дало можливість провести діагностування технічного стану двигунів.

Результати проведення діагностичних робіт були використані службою технічної експлуатації «Трансшип» для підвищення ефективності експлуатації головної силової установки. Розроблені методи, які були впроваджені в новий алгоритм системи DEPAS D4.0H, істотно уточнюють визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу при проведенні діагностичних робіт суднових дизелів.

ООО «Трансшип»



Іванов С. І.



ООО «Трансшип» Код ОКПО 30256721
Р/с 26002311681 в Акционерном Банке «Південний»
г. Одеса, МФО 328209

АКТ

впровадження результатів дисертаційних досліджень
Заложа Віталія Івановича

Комісія у складі:
голова комісії

Заяц Дмитро Андрійович

- капітан т/х «Механик Синилов»;

члени комісії:

Баратинський Валерій Анатолійович

- старший механік т/х «Механик Синилов»;

Кузьмук Вадим Олегович

- суперінтендант технічної служби ПрАТ «УДП»

склала цей акт про впровадження результатів дисертаційної роботи Заложа Віталія Івановича, присвяченої підвищенню ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу, представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Наукові та практичні результати дисертаційної роботи використані під час експлуатаційного рейсу т/х «Механик Синилов». За допомогою розробленого методу аналітичної синхронізації даних, імплементованного в нову версію програмного забезпечення системи моніторингу DEPAS D4.0HT було проведено моніторинг робочих процесів головних двигунів, визначено положення верхньої мертвої точки та зроблено синхронізацію даних і подальший розрахунок параметрів робочого процесу без допомоги апаратних датчиків визначення ВМТ. Було визначено значення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі та виконано розрахунок індикаторної потужності циліндрів, що дало можливість провести діагностування технічного стану двигунів.

В цілому у результаті застосування результатів дисертаційної роботи Заложа Віталія Івановича доведена можливість підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу.

Капітан
т/х «Механик Синилов»



Д.А. Заяц

Старший механік
т/х «Механик Синилов»

В.А. Баратинський

Суперінтендант групи моніторингу
паливовикористання ПрАТ «УДП»

В.О. Кузьмук



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
ДУНАЙСЬКИЙ ІНСТИТУТ

68607, м. Ізмаїл, вул. Фанагорійська, 9, тел./факс(+38 048) 771-61-01, тел.: (+38 04841) 6-11-66
e-mail: dinuoma@onma.edu.ua web site: www.dinuoma.com.ua

03.10.19 № 525-1
на № _____



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДІ НУ «ОМА»

д.т.н., доцент

В.І.Чимшир

«03» жовтня 2019 р.

АКТ про впровадження

результатів дисертаційних досліджень

Заложа Віталія Івановича в навчальний процес Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія»

Комісія у складі: голова - заступник директора з НІП ДІ НУ «ОМА», доктор педагогічних наук, доцент Смирнова І.М.; члени: завідувач кафедри Інженерних дисциплін, кандидат технічних наук, доцент Тарасенко Т.В., начальник НМВ ДІ НУ «ОМА» Гайдаржи А.І., склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу» здобувача кафедри Інженерних дисциплін Заложа Віталія 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 лекційних та лабораторних занять з дисципліни «Електроніка і електронні засоби управління» для курсантів та студентів 4-го курсу денної і заочної форми навчання спеціальності «271 Річковий та морський транспорт» спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок».

В навчальний процес впроваджено алгоритми та процедури, які дозволяють розрахувати положення верхньої мертвої точки з максимальною абсолютною похибкою не більше $0,1...0,3^\circ$ повороту колінчастого валу без застосування апаратних датчиків положення ВМТ при проведенні синхронізації даних моніторингу робочих процесів головних двигунів для подальшого розрахунку параметрів робочого процесу.

Таким чином забезпечується необхідна точність остаточного розрахунку середнього індикаторного тиску з подальшим розрахунком індикаторної і ефективної потужностей двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5%. Така точність у визначенні потужності двигуна дає змогу прогнозувати його навантаження, діагностувати, розраховувати питомі показники і показники енергоефективності відповідно до вимог ІМО, а також в цілому підвищувати ефективність експлуатації.

Голова
заступник директора з НІП

Члени комісії
начальник НМВ
завідувач кафедри
Інженерних дисциплін

І.М. Смирнова

А.І. Гайдаржи

Т.В. Тарасенко


*Смирнова І.М.,
Гайдаржи А.І.,
Тарасенко Т.В.,
Смирнова І.М.*



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

з наукової роботи

 доц. О.О. Немчук

**АКТ ВИКОРИСТАННЯ
РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ
ЗАЛОЖА ВІТАЛІЯ ІВАНОВИЧА В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Цей акт підтверджує, що результати дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу» здобувача Заложа Віталія 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 лекційних та практичних занять з дисциплін: «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок», «Системи діагностування» кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» судномеханічного факультету 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

Особисті підписи  Шумило та  Р.А. Варбанець завідувач

Фахівець відділу кадрів
ОНМУ



APPROVED:

Captain (N), Associate Professor

KALIN KALINOV –

Vice-Rector of

Nikola Vaptsarov Naval Academy

(BULGARIA)



20.01.2020

ACT

on implementation of the results of the dissertation research of
Vitalii Zalozh

“Efficiency control improvement of diesel engines conditions by using the method
of analytical synchronization of monitored data”

We, the undersigned, are composed of: Dean of the faculty of Navigation Nedko Dimitrov – Captain (N), Associate Professor of Nikola Vaptsarov Naval Academy, Ivo Yotsov – Captain (N) – Vice-Dean of the faculty of Navigation Associate Professor of Nikola Vaptsarov Naval Academy, Valcho Atanasov – Captain (N) – Head of Academic Affairs Department of Nikola Vaptsarov Naval Academy made this act that the following results of scientific researches are headed by Vitalii Zalozh - the Senior Lecturer in the Department of Engineering of the Danube Institute of the National University “Odessa Maritime Academy”.

This act confirms that the results of the dissertation research on the topic: “Efficiency control improvement of diesel engines conditions by using the method of analytical synchronization of monitored data” submitted for protection for a Candidate degree of technical studies of the specialty 05.22.20 - Operation and repair of means of transport used in lectures and laboratory classes on the discipline “Electronics and electronic controls” for cadets and students of the 4th year of full-time and correspondence form of study of the specialty “River and sea transport” of the specialization "Operation of marine power plants".

Algorithms are introduced in the educational process that allow to calculate the top dead center position with a maximum absolute error of no more than $0,1...0,3^\circ$ of crankshaft rotation without the use of hardware sensors of the TDC position when synchronizing the monitoring data of the main engine working process for further calculation of the working process parameters.

This provides the required accuracy of the final calculation of the average indicator pressure, followed by the calculation of the indicator and effective engine power with a maximum relative error of not more than 2,5%. Such precision in determining the power of the engine makes it possible to predict its load, diagnose, calculate specific and energy efficiency indicators in accordance with the requirements of IMO, as well as to improve overall operational efficiency.

Members of the Commission:

Dean of the faculty of Navigation

Vice-Dean of the faculty of Navigation

Head of Academic Affairs Department



Nedko Dimitrov

Ivo Yotsov

Valcho Atanasov

ДОДАТОК Б

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Varbanets R.A., Zalozh V.I., Shakhov A.V., Savelieva I.V., Piterska V.M. Determination of top dead center location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis. *Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics*. 2020. №21(1). p. 51–60. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/116585> (Наукометричні бази: **SCOPUS** [CiteScore (2017): 1,01; SJR (SCImago Journal Rank) (2017): 0.356; SNIP(Source Normalized Impact per Paper) (2017): 0.864], Crossref, IndexCopernicus (ICV): 121.41, EBSCO, BazTech, WorldWideScience.org].

Здійснено перевірку розробленого методу аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу морських транспортних дизелів в експлуатації. Участь в підготовці експерименту і обробці експериментальних даних.

2. Tarasenko T, Zalozh V and Maksymov S. The Ways to Improve Energy Efficiency and Eco-friendliness of the Specific Danube Inland Vessels. First Stage. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1297, conference 1. P. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1297/1/012019> (Журнал включено до НМБД **SCOPUS** [SJR(SCImago Journal Rank) (2018): 0.22; Q3]

Участь у підготовці та проведенні експерименту, виконано обробку експериментальних даних, аналіз літературних джерел та постановка часткової задачі. Здійснено дослідження співвідношення показників енергоефективності та кількості шкідливих викидів в атмосферу у внутрішньому судноплаванні.

3. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. О соотношении энергоэффективности и экологичности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2019. Вип. № 3[251]. С. 168-175. (Наукометрична база Index Copernicus, Google Scholar, academia.edu)

Здійснено аналіз показників енергоефективності, встановлених в міжнародному морському судноплаванні, а також особливостей їх застосування у внутрішньому судноплаванні, оброблено графічні результати, сформовано висновки.

4. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей во внутреннем судоходстве. *Автоматизация судовых технических средств*. 2019. Вып. 25. С.90-100. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-90-100.

Здійснено обробку експериментальних даних аналізу впливу навігаційних умов на характеристики економічності та екологічності роботи суден у внутрішньому дунайському судноплаванні, графічні результати, формування висновків.

5. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2018. Вып. № 2. С. 203-207. (Наукометрична база *Index Copernicus, Google Scholar, academia.edu*)

Виконано розрахунки та відображаючі їх графічні залежності швидкості руху судна в умовах фарватеру змінної, обмеженої глибини на річкових ділянках, проаналізовано невизначеності і фактори, які впливають на швидкість.

6. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Оценка факторов, определяющих энергоэффективность судов внутреннего плавания. *Автоматизация судовых технических средств*. 2018. Вып. 24. С. 94-102.

Участь в обробці експериментальних даних, постановка проблеми визначення характерних точок в залежностях індексів енергоефективності та формування висновків.

7. Данилян А.Г., Залож В.И., Руденко М.И. Создание новых направлений снижения вредных выбросов в отходящих газах двигателей

внутреннего сгорания. *Вісник Одеського національного морського університету*. 2017. Вип. №2(51). С.73-81.

Виконано інформаційний пошук, представлено результати та систематизовано праці з теми дослідження.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Варбанец Р.А., Залож В.И., Пизинцали Л.В. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации *XXIV Міжнародний конгрес двигунобудівників*, 2-7 вересня 2019 р. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського, 2019. С. 20-21;

9. Варбанец Р.А., Залож В.И., Губанов В.П., Пизинцали Л.В. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування SEUTTOO-2019*: матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. С 166-167.

10. Варбанец Р.А., Залож В.И., Губанов В.П., Пизинцали Л.В. Аналитическая синхронизация данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Безпека життєдіяльності на транспорті та виробництві – освіта, наука, практика*: матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції, 11-14 вересня 2019 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2019. С. 188-190.

11. Руденко Е.В., Варбанец Р.А., Залож В.И., Абросимов В. Г. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Суднова енергетика: стан та проблеми*: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції, 7-8 листопада 2019 р. Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2019. С. 3-4.

12. Варбанец Р.А., Залож В.И. Задача аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации. *Сучасні підходи до вискооефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2019)*: зб. тез доповідей X-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 12-14 грудня 2019 р. Запоріжжя: 2019. С. 86-92.

13. Суворов П. С., Тарасенко Т. В., Залож В. И., Максимов С. Б. Энергоэффективность и экологичность судов в Дунайском судоходстве. *FS – 2019*: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В. С. (FS - 2019), 24–28 квітня 2019 р. Одеса - Стамбул - Одеса, пором «Kaunas»: Одеський національний морський університет, 2019. С. 270-280.

14. Tarasenko T., Zalozh V., Maksymov S. The ways to improve energy efficiency and eco-friendliness of the specific Danube inland vessels. First stage. *SEA-CONF 2019: 5-th International Scientific Conference*, Constanta: “MIRCEA CEL BATRAN” NAVAL ACADEMY, 2019, P. 20-21

15. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И., Максимов С.Б. Критерии энергоэффективности и экологичности для судов в дунайском судоходстве. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення*: збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 22-24 травня 2019 р. Одеса: Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет, 2019. С. 130-136.

16. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Снижение вредных выбросов в атмосферу во внутреннем судоходстве путем повышения энергоэффективности. *Столетие высшего кораблестроительного образования в Украине*: Міжнародна науково-технічна конференція, 27 листопада 2018 р. Одеса: Одеський національний морський університет, 2018. С. 4-5.

17. Залож В.И. Индицирование ДВС за допомогою цифрового манометра Leutert. *Сучасні підходи до вискооефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ «ОМА»-2018)*: збірник тез доповідей IX-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 6-7 грудня 2018 р., Запоріжжя: 2018. С. 75-80.

18. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Залож В.И. Принципы определения индикаторов энергоэффективности для судов внутреннего плавания. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 23-25 травня 2018р., Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Одеський національний морський університет, Одеса: КУПРІЄНКО СВ, 2018. С. 178-183.*

19. Залож В.И. Индуктивные датчики оборотов в системах электронного управления СДВЗ *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: зб. тез доповідей за матеріалами VIII-ої Міжнародної науково-практичної конференції, 7 грудня 2017, Ізмаїл: ДІ НУ «ОМА», 2017. С. 88-94.*

20. Залож В.И., Тарасенко Т.В. Эксплуатация и настройка регулятора оборотов ДГ WOODWARD *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2017: матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 28-29 вересня 2017 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2017. С. 60-67.*

21. Данилян А.Г., Маслов И.З., Залож В.И., Руденко М.И. Пути снижения вредных выбросов в отходящих газах судовых дизелей. *Topical researches of the World Science: proceedings of the III International Scientific and Practical Conference, June 28, 2017. Dubai, UAE. 2017. Vol. 2, №7 (23). P. 24-31.*

22. Varbanets R., Zalozh V. The analytical synchronization of the monitoring data of the working process in transport diesel engines operating. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку: матеріали Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції, 20–21 листопада 2019 р. Київ: вид-во Державного університету інфраструктури та технологій, 2019. С. 107-110.*

23. Varbanets R., Zalozh V., Tarasenko T. The working process monitoring in transport diesel engines operating scientific. *Achievements of modern society: abstracts of the 4th International scientific and practical conference, 4-6 December 2019. Cognum Publishing House. Liverpool, United Kingdom. 2019. P. 36-41.*

ДОДАТОК В

Результати математичного моделювання робочого процесу

Таблиця В.1– Вплив кута випередження впорскування палива на параметри робочого процесу

Параметри	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 15,4^\circ$	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = -5^\circ$
N_i	1224	1226	1207	1167	1108	1034
MIP	1.159	1.161	1.143	1.106	1.050	0.979
Основні індикаторні параметри						
P_z	11.191	10.455	9.386	8.228	6.981	6.401
φP_z	365.4(5.4)	367.1(7.1)	369.5(9.5)	372.2(12.2)	375.4(15.4)	380(20)
T_z	1711.3	1675.9	1630.7	1586.3	1540.7	1495.8
φT_z	373.2(13.2)	376.2(16.2)	380.4(20.4)	384.8(24.8)	389.9(29.9)	395.6(35.6)
P_c'	4.610	5.315	6.023	6.381	6.269	5.673
$\varphi P_c'$	345.09	349.03	353.87	358.56	363.46	368.56
Розрахункові параметри механічного навантаження на вузли КШМ						
λ'	2.428	1.967	1.558	1.289	1.114	1.008
$V_m = \Delta P / \Delta \varphi$	0.324	0.284	0.215	0.135	0.060	0.004
$dP/d\varphi \max$	0.463	0.403	0.298	0.187	0.179	0.179
$d^2P/d\varphi^2 \max$	0.255	0.212	0.203	0.179	0.174	0.179
Параметри тепловідлення по В.С.Семенову						
Параметри	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 15,4^\circ$	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = -5^\circ$
Π_H	0.024263	0.024263	0.024263	0.024263	0.024263	0.024263
Π_{H1}	0.00519	0.00441	0.00377	0.00343	0.00332	0.00344
Π_{H2}	0.02277	0.02302	0.02322	0.02333	0.02336	0.02332
Π_{H3}	0.00818	0.00867	0.00914	0.00943	0.00953	0.00942
φ_1	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113
φ_2	9.61962	9.41426	9.19643	9.05544	9.00515	9.05827
φ_3	9.61962	9.41426	9.19643	9.05544	9.00515	9.05827
φ_{2p}	16.27234	15.40919	14.62995	14.17961	14.02737	14.18829
φ_{i2}	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113	1.56113
φ_{i3}	13.67063	13.14058	12.64097	12.34224	12.23948	12.34807
A_1	0.072758	0.061522	0.052721	0.048160	0.046700	0.048245
A_2	0.708479	0.712022	0.713804	0.714251	0.714308	0.714246
A_3	0.198762	0.206456	0.213476	0.217589	0.218992	0.217509

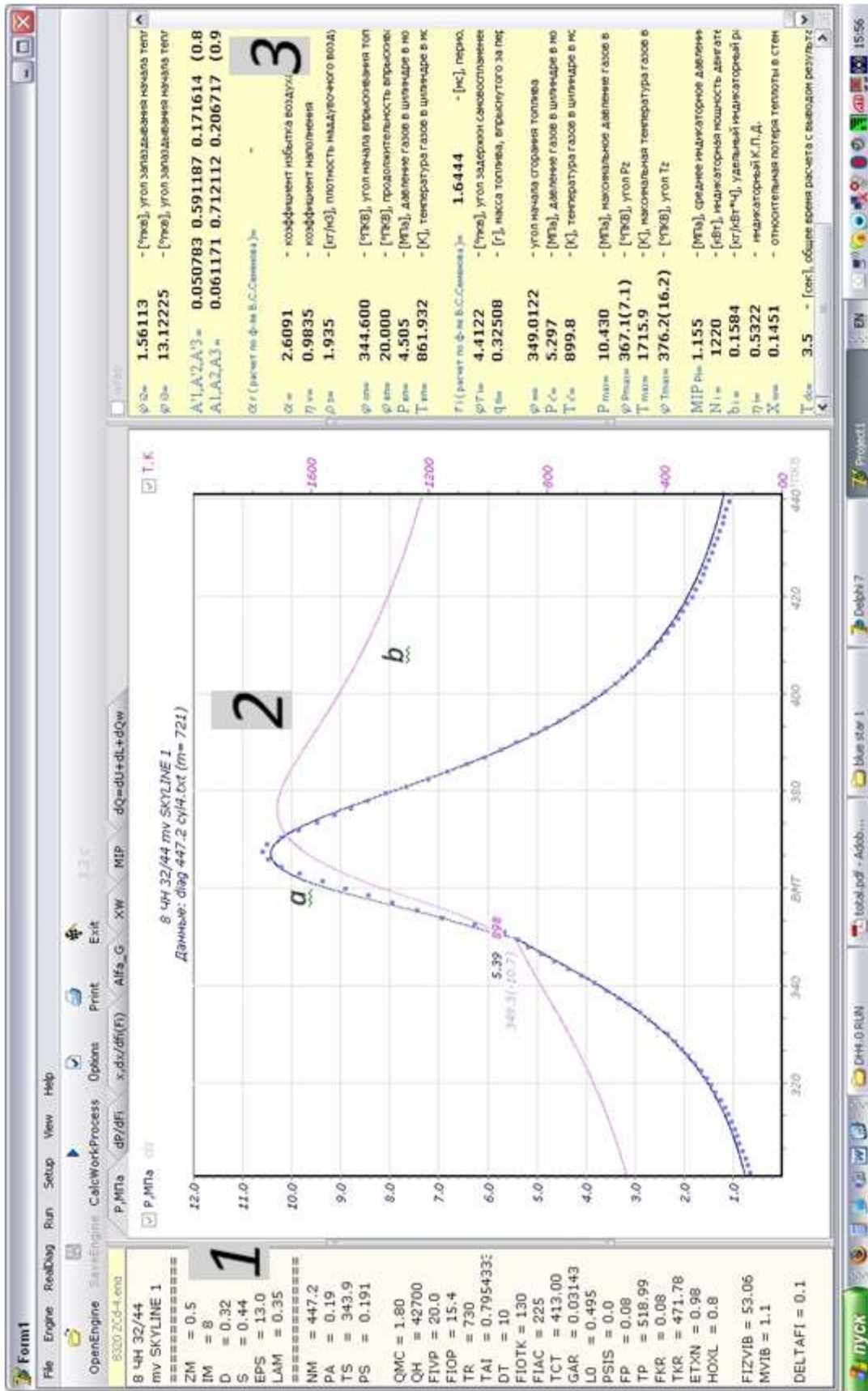


Рисунок В.1– Основное окно с результатами розрахунку робочого процесу СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE»: 1 – вихідні дані; 2 – розрахункові діаграми $a: P(\phi)$, $b: T(\phi)$; 3 – результати моделювання для експлуатаційного значення кута впорскування палива $\alpha=15,4^\circ$

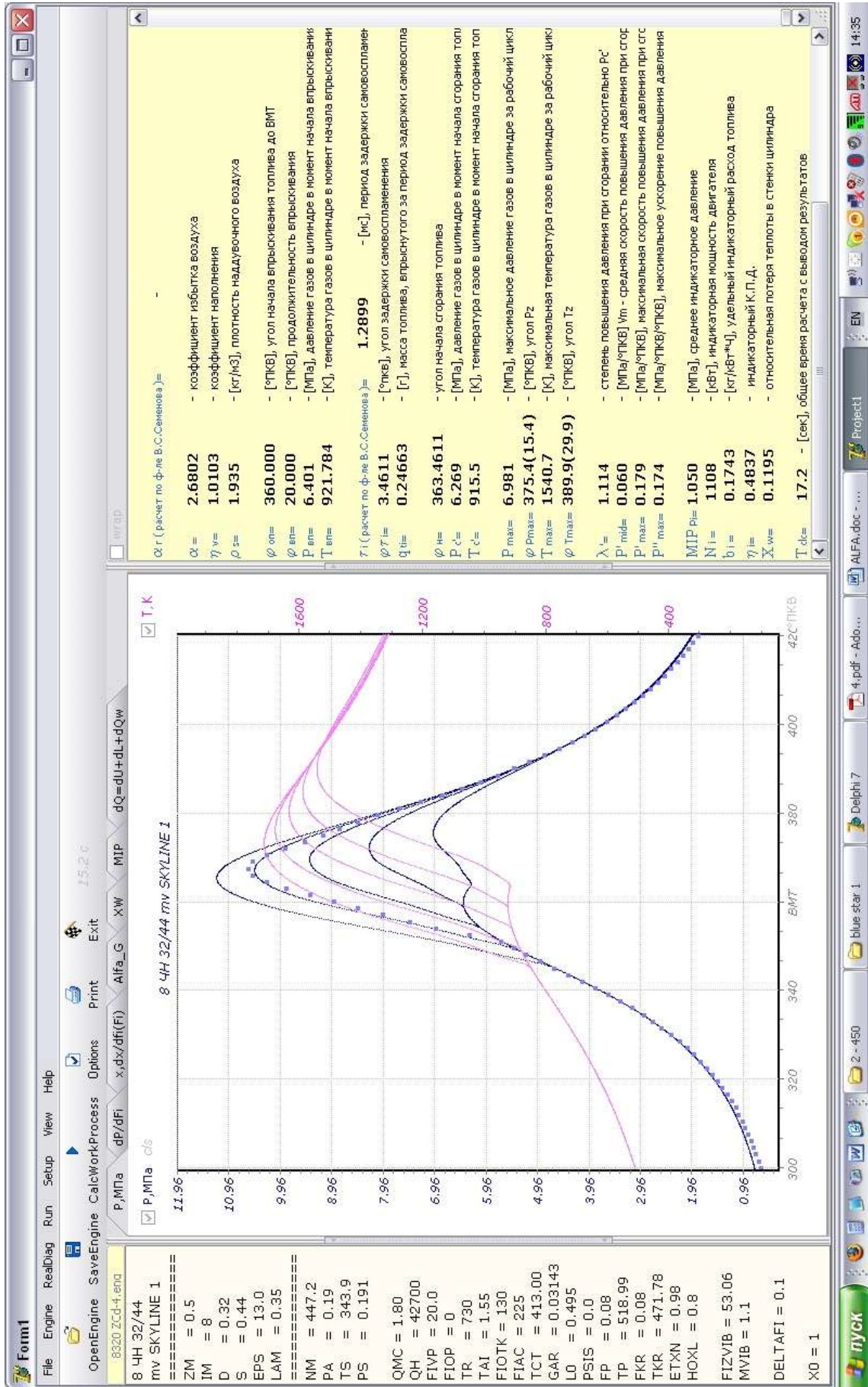


Рисунок В.2– Основне вікно з результатами розрахунку робочого процесу СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE» для значення кута впорскування палива $\alpha=20^\circ; 15,4^\circ; 10^\circ; 5^\circ; 0^\circ; -5^\circ$

1.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу для СОД 8ЧН 32/44 Т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = 15,4^\circ$

8 ЧН 32/44
mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_m =$	0.5	- 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС
$i =$	8	- число цилиндров
$D =$	0.32	- [м], диаметр цилиндра
$S =$	0.44	- [м], ход поршня
$\varepsilon =$	13	- действительная степень сжатия
$\lambda_{ш} =$	0.35	- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
$n =$	447.2	- [мин-1], частота вращения коленчатого вала
$P_{s=} =$	0.231	- [МПа], давление наддувочного воздуха
$T_{s=} =$	343.9	- [К], температура наддувочного воздуха
$P_{a=} =$	0.205	- [МПа], давление в начале сжатия
$Q_{н=} =$	42500	- [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива
$\varphi_{оп=} =$	15.4	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп=} =$	22	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
$T_{г=} =$	730	- [К], температура остаточных газов
$\tau_{i=} =$	1.55	- [мс], период задержки самовоспламенения топлива
$\Delta T =$	- [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра
$\varphi_{отк=} =$	130	- [°ПКВ], угол начала открытия выпуска
$\varphi_{сж=} =$	225	- [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре
$T_{ст=} =$	413	- [К], средняя температура стенки втулки цилиндра
$\gamma_{г=} =$	0.03143	- коэффициент остаточных газов
$L_{0=} =$	0.495	- [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива
$\Psi_{s=} =$	0	- доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)
$F_{p=} =$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности поршня
$T_{p=} =$	518.99	- [К], средняя температура огневой поверхности поршня
$F_{кр=} =$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности крышки цилиндра
$T_{кр=} =$	471.78	- [К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра
$\eta_{хн=} =$	0.98	- коэффициент, учитывающий недожег топлива
$\delta_{хохл=} =$	0.8	- охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня
$\Delta\varphi =$	0.1	- шаг расчета
$\varphi_{Z_{vib}} =$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib=} =$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_{0=} =$	1	- коэффициент для F_{ii2}
$X_{1=} =$	1	- коэффициент для F_{ii3}
$X_{2=} =$	1	- коэффициент для A_1
$X_{3=} =$	1	- коэффициент для A_2
$X_{4=} =$	1	- коэффициент для A_3
$X_{5=} =$	1	- коэффициент для F_{i1}
$X_{6=} =$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_{7=} =$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_{8=} =$	1	- коэффициент для Q_{MC}
$X_{9=} =$	1	- коэффициент для $AlfG$
$X_{10=} =$	1	- коэффициент для
$q_{ц=} =$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{s=} =$	0.0354	- [м ³], рабочий объем цилиндра
$V_{с=} =$	0.0029	- [м ³], объем камеры сгорания

$V_{a=V_c \cdot \epsilon_{ps}} = \mathbf{0.0383}$ - [м³], объем цилиндра в начале сжатия
 $T_{a=} = \mathbf{355.67}$ - [К], температура газов в начале сжатия
 $M_{a=} = \mathbf{0.0027}$ - [КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
 $\alpha = \mathbf{2.4787}$ - коэффициент избытка воздуха
 $\beta = \mathbf{1.0250}$ - мольный коэффициент
 $\varphi_{\text{вп.н}} = \mathbf{344.6}$ - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
 $C_{\text{т}} = \mathbf{6.5589}$ - [м/с], средняя скорость поршня

 $V_{\text{цилиндра } 180^\circ} = \mathbf{0.0383}$ - [м³]
 $V_{\text{цилиндра } 360^\circ} = \mathbf{0.0029}$ - [м³]
 $V_{a=V(\text{FIAC})} = \mathbf{0.0347}$ - [м³] объем цилиндра в начале сжатия
 $F_{\text{втулки } 180^\circ} = \mathbf{0.4423}$ - [м²]
 $F_{\text{втулки } 360^\circ} = \mathbf{0.0000}$ - [м²]
 $F_{\text{ца}} = \mathbf{0.3858}$ - [м²], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

1.2 Результаты розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = 15,4^\circ$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$\Pi_{\text{н}} = \mathbf{0.023406}$ - нагрузочный критерий
 $\Pi_{\text{н1}}, \Pi_{\text{н2}}, \Pi_{\text{н3}} = \mathbf{0.00360 \ 0.02254 \ 0.00692}$ - нагрузочные критерии
 $q_{\text{т1}}, q_{\text{т2}}, q_{\text{т3}} = \mathbf{0.32310 \ 2.02196 \ 0.62094 \ (2.966)}$ - [г]
 $\varphi_{123} = \mathbf{1.56113 \ 10.35205 \ 10.35205}$ - [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения
 $\varphi_{2\text{р}} = \mathbf{16.13434}$ - [°пкв]
 $\varphi_{i2} = \mathbf{1.56113}$ - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
 $\varphi_{i3} = \mathbf{14.35028}$ - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе

 $A'1, A'2, A'3 = \mathbf{0.037161 \ 0.667152 \ 0.168278 \ (0.873)}$ - коэффициенты
 $A1, A2, A3 = \mathbf{0.041736 \ 0.749273 \ 0.188991 \ (0.980)}$ - уточненные коэффициенты

 $\alpha_{\text{г}} (\text{ расчет по ф-ле В.С.Семенова }) =$ -

 $\alpha = \mathbf{2.4787}$ - коэффициент избытка воздуха
 $\eta_{\text{в}} = \mathbf{0.9013}$ - коэффициент наполнения
 $\rho_{\text{с}} = \mathbf{2.340}$ - [кг/м³], плотность наддувочного воздуха

 $\varphi_{\text{оп}} = \mathbf{344.600}$ - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
 $\varphi_{\text{вп}} = \mathbf{22.000}$ - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
 $P_{\text{вп}} = \mathbf{4.882}$ - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
 $T_{\text{вп}} = \mathbf{842.612}$ - [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива

 $\tau_i (\text{ расчет по ф-ле В.С.Семенова }) = \mathbf{1.5732}$ - [мс], период задержки самовоспламенения
 $\varphi_{\tau i} = \mathbf{4.2211}$ - [°пкв], угол задержки самовоспламенения
 $q_{\text{тi}} = \mathbf{0.32310}$ - [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения

 $\varphi_{\text{н}} = \mathbf{348.8211}$ - угол начала сгорания топлива
 $P_{\text{с'}} = \mathbf{5.704}$ - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
 $T_{\text{с'}} = \mathbf{878.4}$ - [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива

 $P_{\text{max}} = \mathbf{11.384}$ - [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{P_{\text{max}}} = \mathbf{367.5(7.5)}$ - [°ПКВ], угол P_z

$T_{max} = 1718.8$ - [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл

$\varphi_{Tmax} = 377.6(17.6)$ - [°ПКВ], угол T_z

$\lambda' = 1.996$ - степень повышения давления при сгорании относительно P_c'

$P'_{mid} = 0.304$ - [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно P_c'

$P'_{max} = 0.441$ - [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании

$P''_{max} = 0.164$ - [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании

$MIP_{pi} = 1.331$ - [МПа], среднее индикаторное давление

$N_{i} = 1406$ - [кВт], индикаторная мощность двигателя

$b_{i} = 0.1603$ - [кг/кВт*Ч], удельный индикаторный расход топлива

$\eta_{i} = 0.5283$ - индикаторный К.П.Д.

$X_w = 0.1315$ - относительная потеря теплоты в стенки цилиндра

$T_{dc} = 5.8$ - [сек], общее время расчета с выводом результатов

2.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу для СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = 20^\circ$

30.11.2019, 20:35

8 ЧН 32/44

mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_m = 0.5$ - 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС

$i = 8$ - число цилиндров

$D = 0.32$ - [м], диаметр цилиндра

$S = 0.44$ - [м], ход поршня

$\varepsilon = 13$ - действительная степень сжатия

$\lambda_{ш} = 0.35$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$n = 447.2$ - [мин-1], частота вращения коленчатого вала

$P_{s} = 0.231$ - [МПа], давление наддувочного воздуха

$T_{s} = 343.9$ - [К], температура наддувочного воздуха

$P_{a} = 0.205$ - [МПа], давление в начале сжатия

$Q_{n} = 42500$ - [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива

$\varphi_{оп} = 20$ - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ

$\varphi_{вп} = 22$ - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания

$T_{г} = 730$ - [К], температура остаточных газов

$\tau_{i} = 1.55$ - [мс], период задержки самовоспламенения топлива

$\Delta T = \dots\dots\dots$ - [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра

$\varphi_{отк} = 130$ - [°ПКВ], угол начала открытия выпуска

$\varphi_{сж} = 225$ - [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре

$T_{ст} = 413$ - [К], средняя температура стенки втулки цилиндра

$\gamma_{г} = 0.03143$ - коэффициент остаточных газов

$L_{0} = 0.495$ - [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива

$\Psi_{s} = 0$ - доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)

$F_{р} = 0.08$ - [м²], площадь огневой поверхности поршня

$T_{р} = 518.99$ - [К], средняя температура огневой поверхности поршня

$F_{кр} = 0.08$ - [м²], площадь огневой поверхности крышки цилиндра

$T_{кр} = 471.78$ - [К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра

$\eta_{хн} = 0.98$ - коэффициент, учитывающий недожег топлива

$\delta_{нохл} = 0.8$ - охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня

$\Delta\varphi =$	0.1	- шаг расчета
$\varphi_{zvib} =$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib} =$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_0 =$	1	- коэффициент для F_{ii2}
$X_1 =$	1	- коэффициент для F_{ii3}
$X_2 =$	1	- коэффициент для A_1
$X_3 =$	1	- коэффициент для A_2
$X_4 =$	1	- коэффициент для A_3
$X_5 =$	1	- коэффициент для F_{i1}
$X_6 =$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_7 =$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_8 =$	1	- коэффициент для QMC
$X_9 =$	1	- коэффициент для AlfG
$X_{10} =$	1	- коэффициент для
$q_{ц} =$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{s=} =$	0.0354-	[м3], рабочий объем цилиндра
$V_{с=} =$	0.0029-	[м3], объем камеры сгорания
$V_{a=} = V_{с} * \epsilon_{ps} =$	0.0383-	[м3], объем цилиндра в начале сжатия
$T_{a=} =$	355.67-	[К], температура газов в начале сжатия
$M_{a=} =$	0.0027-	[КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
$\alpha =$	2.4787-	коэффициент избытка воздуха
$\beta =$	1.0250-	мольный коэффициент
$\varphi_{вп.н=} =$	340.0	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
$C_{m=} =$	6.5589	- [м/с], средняя скорость поршня
$V_{цилиндра\ 180^\circ=} =$	0.0383-	[м3]
$V_{цилиндра\ 360^\circ=} =$	0.0029-	[м3]
$V_{a=} = V(FIAC) =$	0.0347-	[м3] объем цилиндра в начале сжатия
$F_{втулки\ 180^\circ=} =$	0.4423-	[м2]
$F_{втулки\ 360^\circ=} =$	0.0000-	[м2]
$F_{ца=} =$	0.3858-	[м2], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

2.2 Результаты розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = 20^\circ$

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$P_{н=} =$	0.023406	- нагрузочный критерий
$P_{н1}, P_{н2}, P_{н3} =$	0.00422 0.02236 0.00643	- нагрузочные критерии
$q_{t1}, q_2, q_3 =$	0.37876 2.00662 0.57706 (2.96244)	- [г]
$\varphi_{123} =$	1.56113 10.60326 10.60326	- [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения
$\varphi_{2р=} =$	17.01230	- [°пкв]
$\varphi_{i2=} =$	1.56113	- [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
$\varphi_{i3=} =$	14.94273	- [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе
$A'1, A'2, A'3 =$	0.044467 0.680744 0.164149 (0.889)	- коэффициенты
$A_1, A_2, A_3 =$	0.048999 0.750122 0.180879 (0.980)	- уточненные коэффициенты

$\alpha_{г}$ (расчет по ф-ле В.С.Семенова)= -

$\alpha =$ **2.4787-** коэффициент избытка воздуха

$\eta_{v=} =$ **0.9013-** коэффициент наполнения

$\rho_{s=}$	2.340	- [кг/м ³], плотность наддувочного воздуха
$\varphi_{оп=}$	340.000	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп=}$	22.000	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
$P_{вп=}$	4.022	- [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
$T_{вп=}$	799.650	- [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
τ_i (расчет по ф-ле В.С.Семенова)=	1.8068	- [мс], период задержки самовоспламенения
$\varphi_{\tau i=}$	4.8479	- [°пкв], угол задержки самовоспламенения
$q_{ti=}$	0.37876	- [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения
$\varphi_{н=}$	344.8479	- угол начала сгорания топлива
$P_{с' =}$	4.940	- [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
$T_{с' =}$	845.3	- [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
$P_{max=}$	12.240	- [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
$\varphi_{Pmax=}$	365.8(5.8)	- [°ПКВ], угол P_z
$T_{max=}$	1756.6	- [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл
$\varphi_{Tmax=}$	374.5(14.5)	- [°ПКВ], угол T_z
$\lambda_{' =}$	2.478	- степень повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
$P'_{mid=}$	0.348	- [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
$P'_{max=}$	0.510	- [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании
$P''_{max=}$	0.187	- [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании
$MIP_{Pi=}$	1.334	- [МПа], среднее индикаторное давление
$N_{i =}$	1408	- [кВт], индикаторная мощность двигателя
$b_{i =}$	0.1601	- [кг/кВт*Ч], удельный индикаторный расход топлива
$\eta_{i =}$	0.5292	- индикаторный К.П.Д.
$X_{w =}$	0.1373	- относительная потеря теплоты в стенки цилиндра
$T_{dc=}$	5.6	- [сек], общее время расчета с выводом результатов

3.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу для СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = 10^\circ$

30.11.2019, 20:39
8 ЧН 32/44
mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_{м=}$	0.5	- 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС
$i =$	8	- число цилиндров
$D =$	0.32	- [м], диаметр цилиндра
$S =$	0.44	- [м], ход поршня
$\varepsilon =$	13	- действительная степень сжатия
$\lambda_{ш=}$	0.35	- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
$n =$	447.2	- [мин-1], частота вращения коленчатого вала
$P_{s=}$	0.231	- [МПа], давление наддувочного воздуха
$T_{s=}$	343.9	- [К], температура наддувочного воздуха
$P_{a=}$	0.205	- [МПа], давление в начале сжатия
$Q_{н=}$	42500	- [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива
$\varphi_{оп=}$	10	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп=}$	22	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания

$T_{г=}$	730	- [К], температура остаточных газов
$\tau_{i=}$	1.55	- [мс], период задержки самовоспламенения топлива
$\Delta T_{=}$	- [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра
$\varphi_{отк=}$	130	- [°ПКВ], угол начала открытия выпуска
$\varphi_{сж=}$	225	- [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре
$T_{ст=}$	413	- [К], средняя температура стенки втулки цилиндра
$\gamma_{г=}$	0.03143	- коэффициент остаточных газов
$L_{0=}$	0.495	- [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива
$\Psi_{s=}$	0	- доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)
$F_{p=}$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности поршня
$T_{p=}$	518.99-	[К], средняя температура огневой поверхности поршня
$F_{кр=}$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности крышки цилиндра
$T_{кр=}$	471.78-	[К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра
$\eta_{хн=}$	0.98	- коэффициент, учитывающий недожег топлива
$\delta_{холл=}$	0.8	- охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня
$\Delta\varphi =$	0.1	- шаг расчета
$\varphi_{Zvib=}$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib=}$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_{0=}$	1	- коэффициент для F_{i12}
$X_{1=}$	1	- коэффициент для F_{i13}
$X_{2=}$	1	- коэффициент для A_1
$X_{3=}$	1	- коэффициент для A_2
$X_{4=}$	1	- коэффициент для A_3
$X_{5=}$	1	- коэффициент для F_{i1}
$X_{6=}$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_{7=}$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_{8=}$	1	- коэффициент для QMC
$X_{9=}$	1	- коэффициент для AlfG
$X_{10=}$	1	- коэффициент для
$q_{ц=}$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{s=}$	0.0354-	[м ³], рабочий объем цилиндра
$V_{с=}$	0.0029-	[м ³], объем камеры сгорания
$V_{a=V_{с}*eps=}$	0.0383-	[м ³], объем цилиндра в начале сжатия
$T_{a=}$	355.67-	[К], температура газов в начале сжатия
$M_{a=}$	0.0027-	[КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
$\alpha =$	2.4787-	коэффициент избытка воздуха
$\beta =$	1.0250-	мольный коэффициент
$\varphi_{вп.н=}$	350.0	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
$C_{m=}$	6.5589	- [м/с], средняя скорость поршня
$V_{цилиндра\ 180^{\circ}=}$	0.0383-	[м ³]
$V_{цилиндра\ 360^{\circ}=}$	0.0029-	[м ³]
$V_{a=V(FIAC)=}$	0.0347-	[м ³] объем цилиндра в начале сжатия
$F_{втулки\ 180^{\circ}=}$	0.4423-	[м ²]
$F_{втулки\ 360^{\circ}=}$	0.0000-	[м ²]
$F_{ца=}$	0.3858-	[м ²], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

3.2 Результати розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = 10^\circ$

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$P_{н=}$ **0.023406** - нагрозочный критерий
 $P_{н1, Пн2, Пн3} =$ **0.00309 0.02267 0.00740** - нагрозочные критерии
 $q_{т1, q2, q3} =$ **0.27761 2.03403 0.66424 (2.97587)** - [г]
 $\varphi_{123} =$ **1.56113 10.09124 10.09124** - [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения

$\varphi_{2р=}$ **15.33858** - [°пкв]
 $\varphi_{i2=}$ **1.56113** - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
 $\varphi_{i3=}$ **13.79156** - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе

$A'1, A'2, A'3 =$ **0.031416 0.652281 0.171570 (0.855)** - коэффициенты
 $A1, A2, A3 =$ **0.035997 0.747411 0.196592 (0.980)** - уточненные коэффициенты

α_g (расчет по ф-ле В.С.Семенова)= -

$\alpha =$ **2.4787**- коэффициент избытка воздуха
 $\eta_v =$ **0.9013**- коэффициент наполнения
 $\rho_s =$ **2.340** - [кг/м³], плотность наддувочного воздуха

$\varphi_{оп=}$ **350.000** - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
 $\varphi_{вп=}$ **22.000** - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
 $P_{вп=}$ **5.903** - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
 $T_{вп=}$ **886.451** - [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива

τ_i (расчет по ф-ле В.С.Семенова)= **1.3738** - [мс], период задержки самовоспламенения
 $\varphi_{\tau i=}$ **3.6862** - [°пкв], угол задержки самовоспламенения
 $q_{\tau i=}$ **0.27761** - [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения

$\varphi_{н=}$ **353.6862** - угол начала сгорания топлива
 $P'_{с=}$ **6.480** - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
 $T'_{с=}$ **908.4** - [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива

$P_{max=}$ **10.175** - [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{Pmax=}$ **369.9(9.9)** - [°ПКВ], угол P_z
 $T_{max=}$ **1672.1** - [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{Tmax=}$ **381.9(21.9)** - [°ПКВ], угол T_z

$\lambda' =$ **1.570** - степень повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
 $P'_{mid=}$ **0.228** - [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
 $P'_{max=}$ **0.325** - [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании
 $P''_{max=}$ **0.157** - [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании

$MIP_{pi=}$ **1.307** - [МПа], среднее индикаторное давление
 $N_{i=}$ **1379** - [кВт], индикаторная мощность двигателя
 $b_{i=}$ **0.1634** - [кг/кВт*Ч], удельный индикаторный расход топлива
 $\eta_{i=}$ **0.5184** - индикаторный К.П.Д.
 $X_{w=}$ **0.1251** - относительная потеря теплоты в стенки цилиндра

$T_{dc=}$ **5.6** - [сек], общее время расчета с выводом результатов

4.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу для СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = 5^\circ$

30.11.2019, 20:39
8 ЧН 32/44
mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_m =$	0.5	- 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС
$i =$	8	- число цилиндров
$D =$	0.32	- [м], диаметр цилиндра
$S =$	0.44	- [м], ход поршня
$\varepsilon =$	13	- действительная степень сжатия
$\lambda_{ш} =$	0.35	- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
$n =$	447.2	- [мин-1], частота вращения коленчатого вала
$P_{s=} =$	0.231	- [МПа], давление наддувочного воздуха
$T_{s=} =$	343.9	- [К], температура наддувочного воздуха
$P_{a=} =$	0.205	- [МПа], давление в начале сжатия
$Q_{н=} =$	42500	- [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива
$\varphi_{оп=} =$	5	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп=} =$	22	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
$T_{г=} =$	730	- [К], температура остаточных газов
$\tau_{i=} =$	1.55	- [мс], период задержки самовоспламенения топлива
$\Delta T =$	- [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра
$\varphi_{отк=} =$	130	- [°ПКВ], угол начала открытия выпуска
$\varphi_{сж=} =$	225	- [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре
$T_{ст=} =$	413	- [К], средняя температура стенки втулки цилиндра
$\gamma_{г=} =$	0.03143	- коэффициент остаточных газов
$L_{0=} =$	0.495	- [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива
$\Psi_{s=} =$	0	- доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)
$F_{p=} =$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности поршня
$T_{p=} =$	518.99	- [К], средняя температура огневой поверхности поршня
$F_{кр=} =$	0.08	- [м ²], площадь огневой поверхности крышки цилиндра
$T_{кр=} =$	471.78	- [К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра
$\eta_{хн=} =$	0.98	- коэффициент, учитывающий недожег топлива
$\delta_{охл=} =$	0.8	- охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня
$\Delta\varphi =$	0.1	- шаг расчета
$\varphi_{Zvib=} =$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib=} =$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_{0=} =$	1	- коэффициент для Fii2
$X_{1=} =$	1	- коэффициент для Fii3
$X_{2=} =$	1	- коэффициент для A1
$X_{3=} =$	1	- коэффициент для A2
$X_{4=} =$	1	- коэффициент для A3
$X_{5=} =$	1	- коэффициент для Fi1
$X_{6=} =$	1	- коэффициент для Fi2
$X_{7=} =$	1	- коэффициент для Fi3
$X_{8=} =$	1	- коэффициент для QMC
$X_{9=} =$	1	- коэффициент для AlfG
$X_{10=} =$	1	- коэффициент для
$q_{ц=} =$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{с=}$ = **0.0354**- [м3], рабочий объем цилиндра
 $V_{с=}$ = **0.0029**- [м3], объем камеры сгорания
 $V_{а=V_{с=}\epsilon_{ps}=}$ = **0.0383**- [м3], объем цилиндра в начале сжатия
 $T_{а=}$ = **355.67**- [К], температура газов в начале сжатия
 $M_{а=}$ = **0.0027**- [КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
 $\alpha =$ **2.4787**- коэффициент избытка воздуха
 $\beta =$ **1.0250**- мольный коэффициент
 $\varphi_{вп.н=}$ = **355.0** - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
 $C_{m=}$ = **6.5589** - [м/с], средняя скорость поршня

 $V_{цилиндра\ 180^\circ=}$ = **0.0383**- [м3]
 $V_{цилиндра\ 360^\circ=}$ = **0.0029**- [м3]
 $V_{а=V(\text{FIAC})=}$ = **0.0347**- [м3] объем цилиндра в начале сжатия
 $F_{втулки\ 180^\circ=}$ = **0.4423**- [м2]
 $F_{втулки\ 360^\circ=}$ = **0.0000**- [м2]
 $F_{ца=}$ = **0.0000**- [м2], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

4.2 Результати розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = 5^\circ$

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$\Pi_{н=}$ = **0.023406** - нагрозочный критерий
 $\Pi_{н1}, \Pi_{н2}, \Pi_{н3} =$ **0.00282 0.02274 0.00770** - нагрозочные критерии
 $q_{т1}, q_{т2}, q_{т3} =$ **0.25329 2.04031 0.69109 (2.98468)** - [г]
 $\varphi_{123} =$ **1.56113 9.92438 9.92438** - [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения
 $\varphi_{2р=}$ = **14.87687** - [°пкв]
 $\varphi_{i2=}$ = **1.56113** - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
 $\varphi_{i3=}$ = **13.45701** - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе

 $A'1, A'2, A'3 =$ **0.028426 0.642485 0.173245 (0.844)** - коэффициенты
 $A1, A2, A3 =$ **0.033000 0.745876 0.201124 (0.980)** - уточненные коэффициенты

 $\alpha_{г}$ (расчет по ф-ле В.С.Семенова)= -

 $\alpha =$ **2.4787**- коэффициент избытка воздуха
 $\eta_{v=}$ = **0.9013**- коэффициент наполнения
 $\rho_{с=}$ = **2.340** - [кг/м3], плотность наддувочного воздуха

 $\varphi_{оп=}$ = **355.000** - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
 $\varphi_{вп=}$ = **22.000** - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
 $P_{вп=}$ = **6.636** - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
 $T_{вп=}$ = **914.007** - [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива

 τ_i (расчет по ф-ле В.С.Семенова)= **1.2639** - [мс], период задержки самовоспламенения
 $\varphi_{\tau i=}$ = **3.3914** - [°пкв], угол задержки самовоспламенения
 $q_{\tau i=}$ = **0.25329** - [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения

 $\varphi_{н=}$ = **358.3914** - угол начала сгорания топлива
 $P_{с' =}$ = **6.887** - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
 $T_{с' =}$ = **922.4** - [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива

 $P_{max=}$ = **8.889** - [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{P_{max}=}$ = **372.6(12.6)** - [°ПКВ], угол P_z
 $T_{max=}$ = **1627.5** - [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл

$\varphi_{T_{max}} = 386.5(26.5)$ - [°ПКВ], угол T_z

$\lambda' = 1.291$ - степень повышения давления при сгорании относительно P_c'

$P'_{mid} = 0.141$ - [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно P_c'

$P'_{max} = 0.205$ - [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании

$P''_{max} = 0.144$ - [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании

$MIP_{P_i} = 1.261$ - [МПа], среднее индикаторное давление

$N_i = 1332$ - [кВт], индикаторная мощность двигателя

$b_i = 0.1693$ - [кг/кВт*Ч], удельный индикаторный расход топлива

$\eta_i = 0.5005$ - индикаторный К.П.Д.

$X_w = 0.1197$ - относительная потеря теплоты в стенки цилиндра

$T_{dc} = 5.4$ - [сек], общее время расчета с выводом результатов

5.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу

для СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = 0^\circ$

30.11.2019, 20:40

8 ЧН 32/44

mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_m = 0.5$ - 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС

$i = 8$ - число цилиндров

$D = 0.32$ - [м], диаметр цилиндра

$S = 0.44$ - [м], ход поршня

$\varepsilon = 13$ - действительная степень сжатия

$\lambda_{ш} = 0.35$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$n = 447.2$ - [мин-1], частота вращения коленчатого вала

$P_s = 0.231$ - [МПа], давление наддувочного воздуха

$T_s = 343.9$ - [К], температура наддувочного воздуха

$P_a = 0.205$ - [МПа], давление в начале сжатия

$Q_n = 42500$ - [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива

$\varphi_{оп} = 0$ - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ

$\varphi_{вп} = 22$ - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания

$T_g = 730$ - [К], температура остаточных газов

$\tau_i = 1.55$ - [мс], период задержки самовоспламенения топлива

$\Delta T = \dots\dots\dots$ - [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра

$\varphi_{отк} = 130$ - [°ПКВ], угол начала открытия выпуска

$\varphi_{ож} = 225$ - [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре

$T_{ст} = 413$ - [К], средняя температура стенки втулки цилиндра

$\gamma_g = 0.03143$ - коэффициент остаточных газов

$L_{0} = 0.495$ - [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива

$\Psi_s = 0$ - доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)

$F_p = 0.08$ - [м²], площадь огневой поверхности поршня

$T_p = 518.99$ - [К], средняя температура огневой поверхности поршня

$F_{кр} = 0.08$ - [м²], площадь огневой поверхности крышки цилиндра

$T_{кр} = 471.78$ - [К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра

$\eta_{хн} = 0.98$ - коэффициент, учитывающий недожег топлива

$\delta_{холл} = 0.8$ - охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня

$\Delta\varphi = 0.1$ - шаг расчета

$\varphi_{Zvib} =$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib} =$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_0 =$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_1 =$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_2 =$	1	- коэффициент для A_1
$X_3 =$	1	- коэффициент для A_2
$X_4 =$	1	- коэффициент для A_3
$X_5 =$	1	- коэффициент для F_{i1}
$X_6 =$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_7 =$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_8 =$	1	- коэффициент для QMC
$X_9 =$	1	- коэффициент для AlFG
$X_{10} =$	1	- коэффициент для
$q_{ц} =$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{s=} =$	0.0354-	[м3], рабочий объем цилиндра
$V_{с=} =$	0.0029-	[м3], объем камеры сгорания
$V_{a=} = V_{с} * \epsilon_{ps} =$	0.0383-	[м3], объем цилиндра в начале сжатия
$T_{a=} =$	355.67-	[К], температура газов в начале сжатия
$M_{a=} =$	0.0027-	[КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
$\alpha =$	2.4787-	коэффициент избытка воздуха
$\beta =$	1.0250-	мольный коэффициент
$\varphi_{вп.н=} =$	360.0	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
$C_{m=} =$	6.5589	- [м/с], средняя скорость поршня
$V_{цилиндра 180^{\circ}} =$	0.0383-	[м3]
$V_{цилиндра 360^{\circ}} =$	0.0029-	[м3]
$V_{a=} = V(FIAC) =$	0.0347-	[м3] объем цилиндра в начале сжатия
$F_{втулки 180^{\circ}} =$	0.4423-	[м2]
$F_{втулки 360^{\circ}} =$	0.0000-	[м2]
$F_{ца=} =$	0.3858-	[м2], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

5.2 Результаты розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = 0^{\circ}$

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$\Pi_{н=} =$	0.023406	- нагрузочный критерий
$\Pi_{н1}, \Pi_{н2}, \Pi_{н3} =$	0.00273 0.02276 0.00781	- нагрузочные критерии
$q_{t1}, q_2, q_3 =$	0.24537 2.04233 0.70051 (2.9882)	- [г]
$\varphi_{123} =$	1.56113 9.86502 9.86502	- [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения
$\varphi_{2р=} =$	14.72015	- [°пкв]
$\varphi_{i2=} =$	1.56113	- [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
$\varphi_{i3=} =$	13.34161	- [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе
$A'1, A'2, A'3 =$	0.027464 0.638959 0.173770 (0.840)	- коэффициенты
$A_1, A_2, A_3 =$	0.032034 0.745281 0.202685 (0.980)	- уточненные коэффициенты
$\alpha_{г} (\text{расчет по ф-ле В.С.Семенова}) =$		-
$\alpha =$	2.4787-	коэффициент избытка воздуха
$\eta_{v=} =$	0.9013-	коэффициент наполнения
$\rho_{s=} =$	2.340	- [кг/м3], плотность наддувочного воздуха

$\varphi_{оп} =$	360.000	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп} =$	22.000	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
$P_{вп} =$	6.916	- [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
$T_{вп} =$	923.008	- [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
τ_i (расчет по ф-ле В.С.Семенова)=	1.2276	- [мс], период задержки самовоспламенения
$\varphi_{\tau i} =$	3.2940	- [°пкв], угол задержки самовоспламенения
$q_{\tau i} =$	0.24537	- [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения
$\varphi_{н} =$	363.2940	- угол начала сгорания топлива
$P_{с'} =$	6.789	- [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
$T_{с'} =$	917.4	- [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
$P_{max} =$	7.520	- [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
$\varphi_{Pmax} =$	376.1(16.1)	- [°ПКВ], угол P_z
$T_{max} =$	1582.7	- [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл
$\varphi_{Tmax} =$	391.6(31.6)	- [°ПКВ], угол T_z
$\lambda' =$	1.108	- степень повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
$P'_{mid} =$	0.057	- [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно $P_{с'}$
$P'_{max} =$	0.194	- [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании
$P''_{max} =$	0.143	- [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании
$MIP_{Pi} =$	1.196	- [МПа], среднее индикаторное давление
$N_i =$	1263	- [кВт], индикаторная мощность двигателя
$b_i =$	0.1785	- [кг/кВт*ч], удельный индикаторный расход топлива
$\eta_i =$	0.4746	- индикаторный К.П.Д.
$X_w =$	0.1146	- относительная потеря теплоты в стенки цилиндра
$T_{dc} =$	5.6	- [сек], общее время расчета с выводом результатов

6.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів робочого процесу

для СОД 8ЧН 32/44 т/х «SKYLINE 1» при куті випередження впорскування палива $\alpha = -5^\circ$

30.11.2019, 20:41
8 ЧН 32/44
mv SKYLINE 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$Z_m =$	0.5	- 0.5 для 4-х тактных, 1.0 для 2-х тактных ДВС
$i =$	8	- число цилиндров
$D =$	0.32	- [м], диаметр цилиндра
$S =$	0.44	- [м], ход поршня
$\varepsilon =$	13	- действительная степень сжатия
$\lambda_{ш} =$	0.35	- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
$n =$	447.2	- [мин-1], частота вращения коленчатого вала
$P_{с} =$	0.231	- [МПа], давление наддувочного воздуха
$T_{с} =$	343.9	- [К], температура наддувочного воздуха
$P_a =$	0.205	- [МПа], давление в начале сжатия
$Q_{н} =$	42500	- [кДж/кг], низшая теплота сгорания топлива
$\varphi_{оп} =$	-5	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
$\varphi_{вп} =$	22	- [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
$T_{г} =$	730	- [К], температура остаточных газов

$\tau_{i=}$	1.55	- [мс], период задержки самовоспламенения топлива
$\Delta T_{=}$	- [К], подогрев воздуха от стенок цилиндра
$\varphi_{отк=}$	130	- [°ПКВ], угол начала открытия выпуска
$\varphi_{сж=}$	225	- [°ПКВ], угол начала сжатия в цилиндре
$T_{ст=}$	413	- [К], средняя температура стенки втулки цилиндра
$\gamma_{г=}$	0.03143	- коэффициент остаточных газов
$L_{0=}$	0.495	- [кмоль/кг], теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива
$\Psi_{с=}$	0	- доля потеряннного хода поршня ("=0" для 4-х тактных ДВС)
$F_{р=}$	0.08	- [м2], площадь огневой поверхности поршня
$T_{р=}$	518.99-	[К], средняя температура огневой поверхности поршня
$F_{кр=}$	0.08	- [м2], площадь огневой поверхности крышки цилиндра
$T_{кр=}$	471.78-	[К], средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра
$\eta_{хн=}$	0.98	- коэффициент, учитывающий недожег топлива
$\delta_{холл=}$	0.8	- охлаждаемая часть высоты втулки цилиндра, соответствующая ходу поршня
$\Delta\varphi =$	0.1	- шаг расчета
$\varphi_{Zvib=}$	53.06	- [°ПКВ], условная продолжительность тепловыделения м.Вибе
$M_{vib=}$	1.1	- показатель характера тепловыделения м.Вибе
$X_{0=}$	1	- коэффициент для F_{ii2}
$X_{1=}$	1	- коэффициент для F_{ii3}
$X_{2=}$	1	- коэффициент для A_1
$X_{3=}$	1	- коэффициент для A_2
$X_{4=}$	1	- коэффициент для A_3
$X_{5=}$	1	- коэффициент для F_{i1}
$X_{6=}$	1	- коэффициент для F_{i2}
$X_{7=}$	1	- коэффициент для F_{i3}
$X_{8=}$	1	- коэффициент для QMC
$X_{9=}$	1	- коэффициент для AlfG
$X_{10=}$	1	- коэффициент для
$q_{ц=}$	2.1	- [г], цикловая подача топлива

РАСЧЕТНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ:

$V_{с=}$	0.0354-	[м3], рабочий объем цилиндра
$V_{с=}$	0.0029-	[м3], объем камеры сгорания
$V_{a=V_{с}*eps=}$	0.0383-	[м3], объем цилиндра в начале сжатия
$T_{a=}$	355.67-	[К], температура газов в начале сжатия
$M_{a=}$	0.0027-	[КМоль], киломолей смеси в начале сжатия
$\alpha =$	2.4787-	коэффициент избытка воздуха
$\beta =$	1.0250-	мольный коэффициент
$\varphi_{вп.н=}$	365.0	- [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива
$C_{т=}$	6.5589	- [м/с], средняя скорость поршня
$V_{цилиндра\ 180^{\circ}=}$	0.0383-	[м3]
$V_{цилиндра\ 360^{\circ}=}$	0.0029-	[м3]
$V_{a=V(FIAC)=}$	0.0347-	[м3] объем цилиндра в начале сжатия
$F_{втулки\ 180^{\circ}=}$	0.4423-	[м2]
$F_{втулки\ 360^{\circ}=}$	0.0000-	[м2]
$F_{ца=}$	0.3858-	[м2], поверхность охлаждения цилиндра в начале сжатия

6.2 Результати розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження впорскування палива $\alpha = -5^\circ$

Расчет тепловыделения по методу В.С.Семенова, В.И.Квятковского

$\Pi_n = 0.023406$ - нагрузочный критерий
 $\Pi_{n1}, \Pi_{n2}, \Pi_{n3} = 0.00283 \ 0.02274 \ 0.00770$ - нагрузочные критерии
 $q_{t1}, q_2, q_3 = 0.25369 \ 2.04020 \ 0.69062 \ (2.98451)$ - [г]
 $\varphi_{123} = 1.56113 \ 9.92733 \ 9.92733$ - [°ПКВ], углы от начала до максимума на каждой фазе тепловыделения

$\varphi_{2p} = 14.88476$ - [°пкв]
 $\varphi_{i2} = 1.56113$ - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 2-й фазе
 $\varphi_{i3} = 13.46279$ - [°пкв], угол запаздывания начала тепловыделения на 3-й фазе

$A'1, A'2, A'3 = 0.028475 \ 0.642660 \ 0.173218 \ (0.844)$ - коэффициенты
 $A1, A2, A3 = 0.033049 \ 0.745905 \ 0.201046 \ (0.980)$ - уточненные коэффициенты

α_g (расчет по ф-ле В.С.Семенова) = -

$\alpha = 2.4787$ - коэффициент избытка воздуха
 $\eta_v = 0.9013$ - коэффициент наполнения
 $\rho_s = 2.340$ - [кг/м³], плотность наддувочного воздуха

$\varphi_{оп} = 365.000$ - [°ПКВ], угол начала впрыскивания топлива до ВМТ
 $\varphi_{вп} = 22.000$ - [°ПКВ], продолжительность впрыскивания
 $P_{вп} = 6.631$ - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива
 $T_{вп} = 911.088$ - [К], температура газов в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива

τ_i (расчет по ф-ле В.С.Семенова) = **1.2658** - [мс], период задержки самовоспламенения
 $\varphi_{\tau i} = 3.3963$ - [°пкв], угол задержки самовоспламенения
 $q_{ti} = 0.25369$ - [г], масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения

$\varphi_n = 368.3963$ - угол начала сгорания топлива
 $P_{c'} = 6.163$ - [МПа], давление газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива
 $T_{c'} = 892.2$ - [К], температура газов в цилиндре в момент начала сгорания топлива

$P_{max} = 6.916$ - [МПа], максимальное давление газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{Pmax} = 359.9 - (0.1)$ - [°ПКВ], угол P_z
 $T_{max} = 1539.3$ - [К], максимальная температура газов в цилиндре за рабочий цикл
 $\varphi_{Tmax} = 397.4 (37.4)$ - [°ПКВ], угол T_z

$\lambda' = 1.122$ - степень повышения давления при сгорании относительно $P_{c'}$
 $P'_{mid} = Inf$ - [МПа/°ПКВ] V_m - средняя скорость повышения давления при сгорании относительно $P_{c'}$
 $P'_{max} = 0.194$ - [МПа/°ПКВ], максимальная скорость повышения давления при сгорании
 $P''_{max} = 0.144$ - [МПа/°ПКВ/°ПКВ], максимальное ускорение повышения давления при сгорании

$MIP_{Pi} = 1.114$ - [МПа], среднее индикаторное давление
 $N_i = 1177$ - [кВт], индикаторная мощность двигателя
 $b_i = 0.1916$ - [кг/кВт*ч], удельный индикаторный расход топлива
 $\eta_i = 0.4422$ - индикаторный К.П.Д.
 $X_w = 0.1100$ - относительная потеря теплоты в стенки цилиндра

$T_{dc} = 5.6$ - [сек], общее время расчета с выводом результатов

7. Результати розрахунку параметрів робочого процесу при куті випередження
впорскування палива $\alpha = 15,4^\circ$

Дамп даних до рисунку 1.

F_i	P_j	T_j	V_j	Alf_j	X_j	dx/dF_i	dQ_w	$mloop$
225.10	0.22646	355.73	3.47099E-02	0.13771	0.0000	0.000E+00	-2.532E-06	4
225.20	0.22661	355.81	3.46936E-02	0.13776	0.0000	0.000E+00	-5.123E-06	3
225.30	0.22676	355.88	3.46772E-02	0.13781	0.0000	0.000E+00	-7.711E-06	3
225.40	0.22692	355.95	3.46608E-02	0.13786	0.0000	0.000E+00	-1.030E-05	3
225.50	0.22707	356.02	3.46444E-02	0.13791	0.0000	0.000E+00	-1.288E-05	3
225.60	0.22722	356.09	3.46279E-02	0.13797	0.0000	0.000E+00	-1.546E-05	3
225.70	0.22738	356.17	3.46114E-02	0.13802	0.0000	0.000E+00	-1.804E-05	3
225.80	0.22753	356.24	3.45949E-02	0.13807	0.0000	0.000E+00	-2.062E-05	3
225.90	0.22769	356.31	3.45783E-02	0.13812	0.0000	0.000E+00	-2.320E-05	3
226.00	0.22785	356.39	3.45617E-02	0.13818	0.0000	0.000E+00	-2.577E-05	3
226.10	0.22800	356.46	3.45450E-02	0.13823	0.0000	0.000E+00	-2.834E-05	3
226.20	0.22816	356.53	3.45284E-02	0.13828	0.0000	0.000E+00	-3.091E-05	3
226.30	0.22832	356.61	3.45116E-02	0.13834	0.0000	0.000E+00	-3.348E-05	3
226.40	0.22848	356.68	3.44949E-02	0.13839	0.0000	0.000E+00	-3.605E-05	3
226.50	0.22864	356.75	3.44781E-02	0.13844	0.0000	0.000E+00	-3.861E-05	3
226.60	0.22880	356.83	3.44612E-02	0.13850	0.0000	0.000E+00	-4.117E-05	3
226.70	0.22896	356.90	3.44443E-02	0.13855	0.0000	0.000E+00	-4.373E-05	3
226.80	0.22912	356.98	3.44274E-02	0.13861	0.0000	0.000E+00	-4.629E-05	3
226.90	0.22928	357.05	3.44105E-02	0.13866	0.0000	0.000E+00	-4.885E-05	3
227.00	0.22944	357.13	3.43935E-02	0.13871	0.0000	0.000E+00	-5.140E-05	3
227.10	0.22960	357.20	3.43765E-02	0.13877	0.0000	0.000E+00	-5.395E-05	3
227.20	0.22976	357.28	3.43594E-02	0.13882	0.0000	0.000E+00	-5.650E-05	3
227.30	0.22993	357.36	3.43423E-02	0.13888	0.0000	0.000E+00	-5.905E-05	3
227.40	0.23009	357.43	3.43252E-02	0.13893	0.0000	0.000E+00	-6.159E-05	3
227.50	0.23025	357.51	3.43080E-02	0.13899	0.0000	0.000E+00	-6.413E-05	3
227.60	0.23042	357.58	3.42908E-02	0.13904	0.0000	0.000E+00	-6.667E-05	3
227.70	0.23058	357.66	3.42735E-02	0.13910	0.0000	0.000E+00	-6.921E-05	3
227.80	0.23075	357.74	3.42562E-02	0.13916	0.0000	0.000E+00	-7.175E-05	3
227.90	0.23092	357.82	3.42389E-02	0.13921	0.0000	0.000E+00	-7.428E-05	3
228.00	0.23108	357.89	3.42215E-02	0.13927	0.0000	0.000E+00	-7.681E-05	3
228.10	0.23125	357.97	3.42041E-02	0.13932	0.0000	0.000E+00	-7.934E-05	3
228.20	0.23142	358.05	3.41867E-02	0.13938	0.0000	0.000E+00	-8.187E-05	3
...								
...								
...								
487.90	0.74272	1098.37	3.34774E-02	0.47656	0.9800	6.591E-33	1.301E-01	3
488.00	0.74217	1098.18	3.34963E-02	0.47638	0.9800	5.871E-33	1.302E-01	3
488.10	0.74162	1097.99	3.35151E-02	0.47620	0.9800	5.230E-33	1.302E-01	3
488.20	0.74108	1097.80	3.35340E-02	0.47602	0.9800	4.658E-33	1.303E-01	3
488.30	0.74053	1097.61	3.35527E-02	0.47584	0.9800	4.148E-33	1.304E-01	3
488.40	0.73999	1097.42	3.35715E-02	0.47567	0.9800	3.694E-33	1.304E-01	3
488.50	0.73945	1097.23	3.35902E-02	0.47549	0.9800	3.289E-33	1.305E-01	3
488.60	0.73892	1097.04	3.36089E-02	0.47531	0.9800	2.928E-33	1.306E-01	3
488.70	0.73838	1096.85	3.36275E-02	0.47514	0.9800	2.606E-33	1.307E-01	3
488.80	0.73785	1096.66	3.36461E-02	0.47496	0.9800	2.320E-33	1.307E-01	3
488.90	0.73731	1096.48	3.36647E-02	0.47479	0.9800	2.065E-33	1.308E-01	3
489.00	0.73678	1096.29	3.36832E-02	0.47461	0.9800	1.838E-33	1.309E-01	3
489.10	0.73625	1096.10	3.37017E-02	0.47444	0.9800	1.635E-33	1.309E-01	3
489.20	0.73572	1095.92	3.37201E-02	0.47426	0.9800	1.455E-33	1.310E-01	3
489.30	0.73520	1095.73	3.37385E-02	0.47409	0.9800	1.295E-33	1.311E-01	3
489.40	0.73467	1095.55	3.37569E-02	0.47392	0.9800	1.152E-33	1.311E-01	3
489.50	0.73415	1095.36	3.37753E-02	0.47374	0.9800	1.025E-33	1.312E-01	3
489.60	0.73363	1095.18	3.37936E-02	0.47357	0.9800	9.113E-34	1.313E-01	3
489.70	0.73311	1094.99	3.38118E-02	0.47340	0.9800	8.105E-34	1.314E-01	3
489.80	0.73259	1094.81	3.38300E-02	0.47323	0.9800	7.208E-34	1.314E-01	3
489.90	0.73207	1094.62	3.38482E-02	0.47306	0.9800	6.409E-34	1.315E-01	3

j=2649