УДК 621.436:629.128.6

АНАЛІТИЧНІ СПОСОБИ ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕННЯ ВЕРХНЬОЇ МЕРТВОЇ ТОЧКИ ПОРШНЯ

Р. А. Варбанець*, В. І. Залож, Т. В. Тарасенко**, О. А. Россомаха***
*Одеський національний морський університет, **Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія»

Анотація: *Завдання аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу є базовим при вирішенні загальної проблеми параметричної діагностики транспортних двигунів в режимі експлуатації. Це завдання актуально для діагностики всіх видів транспорту (авіаційного, залізничного, морського тощо). Недостатня точність рішення задачі синхронізації є причиною значних помилок у визначенні потужності і витрати палива, а також помилок у діагностиці основних вузлів і систем двигуна. Розрахунок індикаторної та ефективної потужності транспортних дизелів необхідний не тільки для діагностики й контролю технічного стану. Точний розрахунок потужності також важливий для визначення показників енергоефективності, відповідно до вимог Міжнародної морської організації. Завданням аналітичної синхронізації вважається переклад даних моніторингу робочого процесу, отриманих при індиціюванні двигуна, з функцій часу в функції по куту повороту колінчастого валу. Найбільший вплив на точність рішення задачі синхронізації надає похибка визначення координати верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня. Метод базується на використанні трьох послідовних етапів визначення ВМТ: лінійного, синусоїдального і методу рішення рівняння P'=0 (рівності нулю першої похідної сигналу тиску на ділянці стиснення від закриття впускних клапанів до моменту початку згоряння в циліндрі). Застосування трьох послідовних етапів забезпечує визначення координати ВМТ з абсолютною похибкою 0,1 ... 0,3 градуса колінчастого вала.*

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

ANALYTICAL METHODS FOR DETERMINING THE TOP DEAD CENTER POSITION OF THE PISTON

R. Varbanets*, V. Zalozh, T. Tarasenko**, O. Rossomakha***
*Odessa National Maritime University, ** Danube Institute of National University "Odessa Maritime Academy"

Abstract: *An analytical synchronization for data of the transport diesel engines working process is a key issue of this publication. Of particular importance is that workflow data refers to engines in use. The lack of accuracy in deter-mining the current characteristics of the working process is the cause of a significant error in determining power, fuel consumption, errors in monitoring the operation of engine systems, and its diagnosis. Calculation of the effective power of marine diesel engines is necessary not only to control the workflow and diagnose problems. It is also important for energy efficiency management as part of the Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP). The task of analytical synchronization is formulated as the transfer of data of a function by time to a function by the angle of rotation of the crankshaft. In this case, it becomes possible to determine the top dead center (TDC) most correctly. As the basis of the method of analytical data synchronization for determining TDC coordinates, it is proposed to use the sequential execution of three stages: linear, sinusoidal and differential (compression pressure's first derivative is equal to zero). In addition, refinements have been made to linear and sinusoidal*

synchronization algorithms. They differ from their existing counterparts in using detailed restrictions. This allows one to have further reduction of the error in TDC determining to a range of 0.1 ... 0.3 degrees of the crankshaft rotation.

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

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.

Діагностика суднових двигунів і вибір оптимальних режимів експлуатації базуються на аналізі індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу $P(\varphi, \deg)$ $P(\varphi, deg)$ [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 (*Ni*), 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 [4].

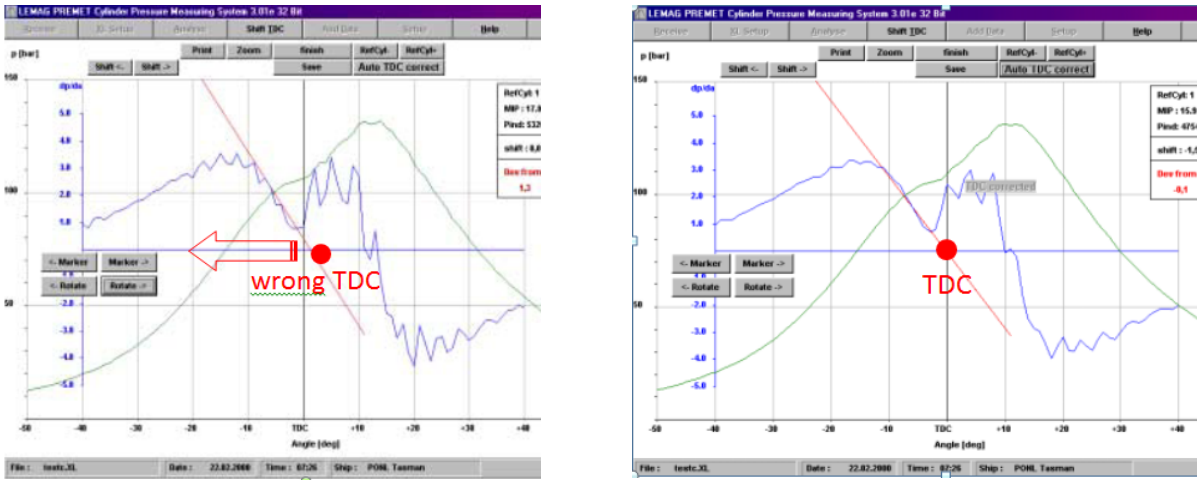
Індикаторні діаграми записуються на працюючому під навантаженням двигуні за допомогою спеціальних датчиків тиску, які забезпечують стабільність характеристик при високій температурі вимірюваного середовища (датчики *IMES* [8], *Kistler* [9], etc.). Значення тиску записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді 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 поршня,

$$f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi), \tag{1}$$

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.

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"* [11] (рис. 1).



а б

Рис. 1 – 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, а). Координата перетину цієї дотичної нуля (за шкалою $dP/d\varphi$) припускається уточненим значенням ВМТ. Пропонується змістити всю індикаторну діаграму (скорегувати положення ВМТ) так, щоб ця дотична перетнула «0» в позиції ВМТ (рис. 1, б). 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 у ВМТ повинна дорівнювати нулю. Цей 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 $dP/d\varphi$ 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 $P(\varphi, deg)$ 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 і 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.

Наведений 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 $P(\varphi, \deg)$ $P(\varphi, deg)$ типового середньообертового морського двигуна і її похідну $\frac{dP}{d\varphi}$ $\frac{dP}{d\varphi}$, отриману чисельним методом після виключення високочастотного шуму [3], рис. 2.

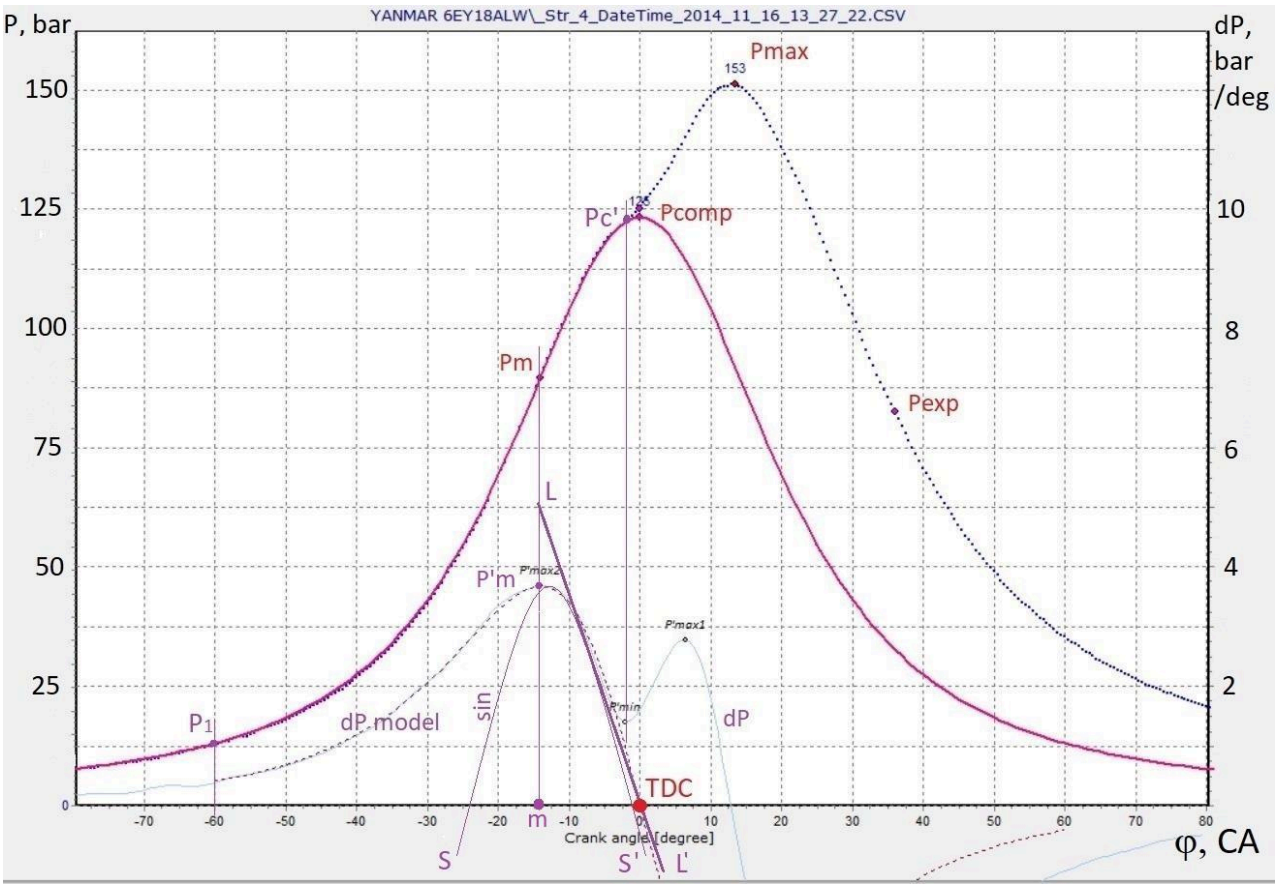


Рисунок 2 – Аналітичні способи визначення положення верхньої мертвої точки поршня середньообертового морського дизеля *Yanmar 6EY18ALW*

Модель лінійної регресії. Якщо розглянути відрізок діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ $\frac{dP}{d\varphi}$ 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 відрізку 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 випливає з того, що швидкість зміни тиску у ВМТ в цьому випадку дорівнює нулю.

Рівняння прямої *LL'* запишемо у вигляді:

$$LL' = b_0 + b_1\varphi \quad (2)$$

Координату ВМТ визначаємо із умови:

$$LL' = 0 \rightarrow \varphi_{TDC} = -b_0 / b_1 \quad (3)$$

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.

Синусоїдальна модель. Отож, ділянку [*Pm, Pc'*] діаграми $\frac{dP}{d\varphi}$ $\frac{dP}{d\varphi}$ з істотно меншою похибкою можна промоделювати за допомогою синусоїдальної моделлі *SS'*, рис. 2. У цьому випадку:

$$SS' = P'_m \sin(B\varphi_i + A), \tag{4}$$

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 $\frac{dP}{d\varphi}$ $\frac{dP}{d\varphi}$ до точки *P'm*, при побудові синусоїдальної моделі може використовуватися до ϑ = 6÷10 точок до координати *Pm* і після координати *Pc'* (при записі індикаторних діаграм з кроком 2 точки на 1 °ПКВ).

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 $\frac{dP}{d\varphi}$ $\frac{dP}{d\varphi}$: $[\varphi_i P_m + \vartheta, \varphi_i P'_C - \vartheta]$ $[\varphi_i\ Pm + \vartheta,\ \varphi_i P'c - \vartheta]$. При побудові синусоїдальної моделі використовується дещо більша ділянка $[\varphi_i P_m - \vartheta, \varphi_i P'_C - \vartheta]$ $[\varphi_i\ Pm - \vartheta,\ \varphi_i P'c - \vartheta]$. У тих ситуаціях, коли кут випередження впорскування палива близький до «0» або менший (пізнє впорскування), база точок на зазначених проміжках достатня для побудови моделей. Проте, для двигунів з раннім кутом випередження впорскування палива 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 $P_1 \sim 0{,}1\ Pmax$ (див. рис. 2) до координати *P'c*. Таким чином, базою для побудови моделі $P' = 0$ приймаємо проміжок діаграми $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_C - \vartheta]$ $[\varphi_i\ P_1,\ \varphi_i P'c - \vartheta]$.

Вираз для швидкості зміни тиску на ділянці стиснення можна записати:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n1+1}} \cdot \frac{dV_\varphi}{d\varphi}. \tag{5}$$

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n1+1}} \cdot \frac{dV_\varphi}{d\varphi}.$$

Після нескладних перетворень остаточно отримаємо:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n1+1}} \cdot 0{,}5V_S \left(\sin\varphi + \frac{\lambda_{Ш} \sin\varphi \cos\varphi}{\sqrt{1-\lambda_{Ш}^2 \sin^2\varphi}} \right)$$

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n1+1}} \cdot 0{,}5V_S \left(\sin sin\,\varphi + \frac{\lambda_{Ш} \sin sin\,\varphi \cos}{\sqrt{.\ \text{x90090900рлпміфлпафілпрірфпсфрпісьрпф}}} \right.$$

У даному випадку параметрами моделі $dP_{comp} / d\varphi$ є P_a і n_1. Відповідно до вимог методу найменших квадратів напишемо функціонал F_P, мінімізація якого визначить значення цих параметрів на ділянці $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_C - \vartheta]$.

$$F_P = \sum_{j=1}^{m} \left(P'_j - \frac{dP_{comp}}{d\varphi_j} \right)^2 \to \min \quad ,Fp = \sum_{j=1}^{m} \left(P'_j - \frac{dP_{comp}}{d\varphi_j} \right)^2 \mapsto min \tag{6}$$

де m – кількість точок на ділянці $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_C - \vartheta]$ $[\varphi_i\ P_1,\ \varphi_i P'c - \vartheta]$.

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

Для видалення шумів на цих ділянках авторами застосовується цифровий фільтр *Butterworth*, який має гладку характеристику на всьому частотному діапазоні і не зміщує фазу вихідного сигналу.

Використання відносно великої бази експериментальних точок $[\varphi_i P_1, \varphi_i P'_C - \vartheta]$ $[\varphi_i\ P_1,\ \varphi_i P'c - \vartheta]$ для побудови моделі $dP_{comp} / d\varphi$ $\frac{dPcomp}{d\varphi}$ 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. Права межа моделювання $\varphi_i P'_C - \vartheta$ $\varphi_i P'c - \vartheta$ найбільше впливає на точність побудови моделі, оскільки після впорскування палива в циліндр відбуваються предполуменеві процеси і крива тиску вже не носить характер політропи стиснення. Завдання знаходження координати початку згоряння *P'c* і правої межі вирішується за допомогою аналізу екстремумів діаграм похідних від діаграми тиску.

Висновки. 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 $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ $f(t)\, TDC \rightarrow f(\varphi)$ кількох поспіль робочих циклів. В результаті може бути застосований метод синусоїдальної апроксимації ділянки діаграми швидкості зміни тиску $dP_{comp} / d\varphi$ $dPcomp/d\varphi$, який уточнює положення ВМТ декількох циклів. Остаточне положення ВМТ і переведення діаграм з часових серій в залежність від кута ПКВ $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ $f(t)\, TDC \rightarrow f(\varphi)$ здійснюється за допомогою розв'язку рівняння $P' = 0$. При цьому початкове наближення ВМТ декількох циклів отримано на попередньому кроці за допомогою синусоїдальної моделі.

Зазначений алгоритм дозволяє розрахувати положення ВМТ з максимальною абсолютною похибкою не більше 0,1…0,3 °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 *IMO*, а також в цілому підвищувати ефективність експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Varbanets R. Determination of top dead centre location based on the marine diesel engine indicator diagram analysis / R. Varbanets, V. Zalozh, A. Shakhov та ін. // Diagnostyka. – 2020. – № 21(1). – P. 51–60. DOI: https://doi.org/10.29354/diag/116585.
2. IMES cylinder pressure sensors: веб-сайт. URL: https://www.imes.de (дата звернення: 16.12.2019).
3. Pressure and TDC sensors from Kistler: веб-сайт. URL: https://www.kistler.com (дата звернення: 04.11.2019).
4. AVL OT-sensor 428: веб-сайт. URL: https://www.avl.com (дата звернення: 07.09.2019).
5. Tazerout M. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Tempera-ture-Entropy Diagram / M. Tazerout, O. Le Corre, S. Rousseau // SAE Technical Paper 1999-01-1489. – 1999. – 11 p.
6. Polanowski S. Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram / S. Polanowski // Polish Maritime Research. – 2008. – Vol. 15. – № 2 (56). – P. 59–64. DOI: https://doi.org/10.2478/v10012-007-0065-2.
7. Nilsson Y. Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods / Y. Nilsson, L. Eriksson // SAE Technical Paper 2004-01-1458. – 2004. – 13 p. DOI: https://doi.org/10.4271/2004-01-1458.
8. Pipitone E. Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermody-namic approach / E. Pipitone, A. Beccari // Applied Thermal Engineering. Elsevier. – 2010. – № 30 (15). – P. 1914–1926. DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012.

9. Tazerout M. Compression Ratio and TDC cali-brations using Temperature – Entropy Diagram / M. Tazerout, O. Le Corre, P. Stouffs // SAE Technical Paper 1999-01-3509. – 1999. – 11 p. DOI: https://doi.org/10.4271/1999-01-3509.

10. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Tech: Gdansk University of Technology, 2012. – P. 269–275.

11. Neumann S. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data / S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash та ін. // Diagnostyka. – 2019. – № 20 (2). – P. 19–26. DOI: https://doi.org/10.29354/diag/104516.

12. Varbanets R. Application of the optimization method in the objectives of the analysis of the working process of ship diesels / R. Varbanets, E. Belousov, A. Yeryganov // Transport Development, 2018. – № 2 (3). – P. 90–103. DOI: https://doi.org/10.33082/td.2018.2-3.09.

13. Yeryganov O. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke / O. Yeryganov, R. Varbanets // Diagnostyka. – 2018. – № 19 (2). – P. 71–76. DOI: https://doi.org/10.29354/diag/89729.

14. Resolution MEPC.282(70). 2016 Guidelines for the development of a ship energy efficiency man-agement plan (SEEMP). International Maritime Organization (IMO) [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf (дата звернення: 28.02.2019)

15. Tarasenko T. The Ways to Improve Energy Ef-ficiency and Eco-friendliness of the Specific Danube Inland Vessels. First Stage / T. Tarasenko, V. Zalozh, S. Maksymov // Journal of Physics: Conference Series, 2019. – P. 1–8. DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1297/1/012019.

16. Neumann S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control / S. Neumann // CIMAC Congress. – Hamburg: Digest, 2001. – P. 1–12.

17. Lemag PreMet XL, C Cylinder Pressure Indi-cator: веб-сайт. URL: http://www.lemag.de/.

18. Powell M. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives / M. J. D. Powell // The Computer Journal. 1964. – Vol. 7. – Is. 2. – P. 155–162. DOI: https://doi.org/10.1093/comjnl/7.2.155.

19 Heywood. Internal combustion engine funda-mentals / Heywood, B. John. – New York: McGraw-Hill, 1988. – 930 p.

20. Ding Y. Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine / Y. Ding, D. Stapersma, H. Grimmelius // 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. – Wuhan, 2009. – P. 1–4. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918248.

21. Staś M. An Universally Applicable Thermody-namic Method for T.D.C. Determination / M. Staś // SAE Technical Paper 2000-01-0561. – 2000. – 9 p. DOI: https://doi.org/10.4271/2000-01-0561.

22. Per Tunestal. Model Based TDC Offset Esti-mation from Motored Cylinder Pressure Data / Per Tunestal // Proceedings of the 2009 IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling IFP, Rueil-Malmaison. – France, 2009. – P. 241–247. DOI: https://doi.org/10.3182/20091130-3-FR-4008.00032.

Варбанець Роман Анатолійович *д.т.н., професор, завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету; консультант IMES GmbH (Kaufbeuren, Germany). ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6730-0380; roman.varbanets@gmail.com.*

Залож Віталій Іванович *к.т.н., доцент, доцент кафедри інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл. ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5213-6896, e-mail: zalogh@ukr.net.*

Тарасенко Тетяна Владиславівна *к.т.н., доцент, завідувачка кафедри інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл. ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8107-3524, e-mail: tarasenko@dinuoma.com.ua.*

Россомаха Олег Анатольович *старший викладач кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації,заступник директора,Навчально-науковий інститут морського флоту Одеського національного морського університету. ORCID: 0000-0002-0230-9453; roleg.post@gmail.com.*