

Р.А. Варбанець, В.І. Залож, Т.В.Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко

## ОСОБЛИВОСТІ АНАЛІТИЧНОЇ СИНХРОНІЗАЦІЇ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У статті розглянуті методи визначення верхньої мертвої точки, які ґрунтуються на аналізі індикаторних діаграм суднового двигуна. Показано переваги та недоліки різних методів. Діагностика судових двигунів під час експлуатації та вибір оптимальних режимів експлуатації базується на аналізі індикаторних діаграм, фаз газорозподілу, а також характеристики подачі палива. В результаті аналізу індикаторних діаграм розраховується індикаторна потужність двигуна, яка в подальшому використовується в управлінні режимами експлуатації двигунів, в розрахунках питомих показників, а також в розрахунках коефіцієнтів енергоефективності морських суден за рекомендаціями ІМО. Розглянуто вплив точності визначення положення верхньої мертвої точки на розрахунок середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності. 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 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. 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. Авторами заявлено метод визначення верхньої мертвої точки, який базується на рішенні рівняння рівності нулю першої похідної від тиску, що забезпечує необхідну точність розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності двигуна під час експлуатації. Показано, що метод може бути застосований в системах моніторингу робочого процесу судових двигунів як альтернатива апаратним методам визначення верхньої мертвої точки.

**Ключевые слова:** транспортный дизель; мониторинг рабочего процесса; верхняя мертвая точка; индикаторная мощность; коэффициент энергоэффективности судов; аналитическая синхронизация.

### Вступ

Діагностика судових двигунів і вибір оптимальних режимів експлуатації базуються на аналізі індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу (ПКВ) [1-3]. Паралельно з індикаторними діаграмами, отриманими під час експлуатації, можуть розглядатися діаграми фаз газорозподілу і характеристика паливоподачі, 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 ІМО [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] та інші). Значення тиску записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді тимчасових рядів  $P(t)$  з постійним кроком. У більшості випадків крок дискретизації вибирається таким, щоб отримати не

менше двох точок на один градус повороту колінчастого валу.

### Постановка завдання

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.

### Аналіз існуючих досліджень і публікацій

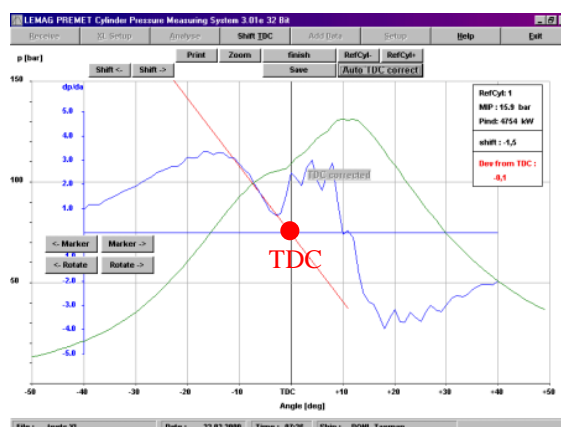
Можливо, одним з перших аналітичних методів визначення ВМТ (скоріше корекції ВМТ), які застосовуються на практиці, був метод, реалізований в системах діагностики морських дизелів *The Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»* [18] рис.1.

В системі передбачено напівавтоматична (за участю оператора) побудова дотичної до кривої швидкості зміни тиску в циліндрі на ділянці до ВМТ (рис. 1а). 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. 1b). 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. 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  $1^\circ\text{ПКВ}$  [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.



a)



b)

Рис. 1. Коригування ВМТ в системах LEMAG "PREMET XL, C" [18]

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  $1^\circ$  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.

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 вимірними 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. 2.

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. 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.

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

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.

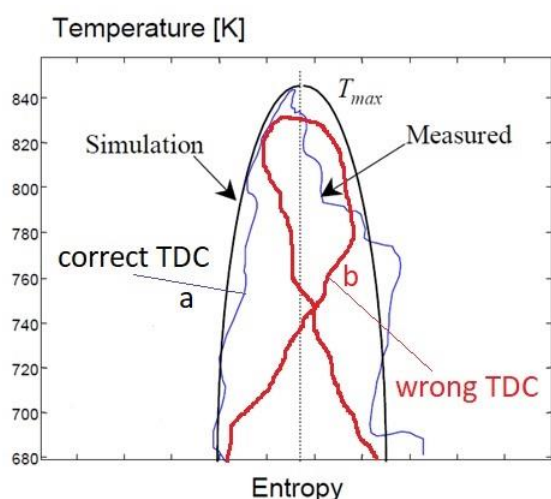


Рис. 2.  $T$ - $S$  діаграма в випадках коректного (а) і помилкового (б) визначення ВМТ [12, 20]

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  $P'_c$

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

де  $P_c$  і  $\theta$  - 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  $\theta$  з похибкою до 8 % [4].

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^l \left[ \frac{P_j}{P(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min \quad (3)$$

В роботах [13]–[17] наведені інші методи, які засновані на властивостях симетрії кривих сти-

снення-розширення, аналізі  $T$ - $S$  та  $P$ - $V$  діаграм, а також на аналізі термодинамічної моделі робочого процесу двигуна на базі першого закону термодинаміки. Всі методи цієї групи можна з деякими припущеннями використовувати на практиці, але необхідною умовою є проведення процедури коректного виключення шумів, що існують у вихідних даних  $P(t)$ . У результаті не буде спостерігатися зсув фази та спотворення амплітуди вихідного сигналу.

Слід зазначити, що даний метод термодинамічного моделювання циклу вимагатиме більшого часу для виконання розрахунків, а також використання емпіричних коефіцієнтів. Для практики він виявляється занадто складним для здійснення в режимі реального часу. До того ж використовувати емпіричні коефіцієнти знижують точність розрахунку.

### Виклад основного матеріалу

Задача синхронізації даних тиску газів в робочому циліндрі  $P(t)$  фактично є перекладом даних  $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$ , з функції часу  $t$  до функції залежності від кута повороту колінчастого валу  $\varphi$ , де вплив точності визначення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня є найбільшим.

Існують два методи рішення такої задачі: по-перше, апаратний – з використанням датчиків, встановлених на маховику двигуна (*AVL OT-sensor 428* [10], *Kistler TDC sensor Type 2629B* [9], тощо), і, по-друге, аналітичний – шляхом аналізу окремих ділянок діаграми тиску газів в робочому циліндрі  $P(t)$  і похідних від неї діаграм.

Виконання розрахунку ефективної потужності на суднових морських дизелях є необхідним як для оцінки питомої витрати палива та діагностики технічного стану, так й для актуального у сучасних умовах розрахунку коефіцієнта (індексу) енергоефективності суден, який регламентується Міжнародною морською організацією *IMO*. Резолюція Міжнародної морської організації *IMO MEPC.282 (70)* є настановою з розробки судового плану управління енергоефективністю, в якій запропоновані певні підходи до управління екологічними та економічними показниками, а також можливі шляхи покращення загальних експлуатаційних показників роботи судна. Основні фактори, які впливають на енергоефективність, викладені у тексті цієї Резолюції, та застосовуються також й для суден внутрішнього плавання, але в різній мірі «вагомості».

Апаратний метод визначення ВМТ є відомим, він традиційно застосовувався для транспортних двигунів з моменту використання ще самих перших систем моніторингу робочого процесу. Датчик ВМТ (або *TDC pickup sensor*), встановлюється на маховик двигуна таким чином, щоб визначити по-

ложення ВМТ першого циліндра. ВМТ інших циліндрів мають визначатися по кутах заклинювання колінчастого вала. Висока точність визначення ВМТ забезпечується поділом навпіл ділянки  $[m, m_1]$  на маховику двигуна. Кути від ВМТ до точок  $m$  та  $m_1$  вибираються у діапазоні  $6...10^\circ$  ПКВ до та після ВМТ, рис. 3.

$$TDC = \frac{m + m_1}{2}, \quad (4)$$

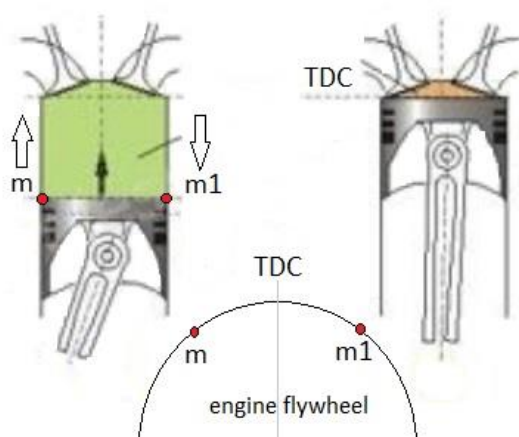


Рис. 3. Алгоритм установки верхньої мертвої точки з використанням двох точок: до ВМТ ( $m$ ) та після ВМТ ( $m_1$ )

Шляхом встановлення датчиків на маховиках виконували визначення ВМТ та синхронізацію даних моніторингу наступні системи: *NK-5* (одна з перших, широко поширених у період 1990-х на морському флоті систем моніторингу дизелів) та подальші *NK-100*, *NK-200* норвезької фірми *Autronica A/S*; європейські системи *Кума*, *Premet*, *Malin*, *Doctor*, *Depas 2.34* [4] та багато інших систем, які були розроблені до початку 2000-х років.

Необхідно підкреслити, що робота систем моніторингу морських дизелів, які 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 судового 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 не-

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

- вибірка мікролофтів в підшипниках кривошипно-шатунового 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].

Усі переносні (мобільні) системи моніторингу реєструють тиск у робочому циліндрі за допомогою приєднаного датчика тиску до індикаторного крана зі стандартною різьбою  $W27 \times 1/10$ , встановленого на всіх мало- і середньооборотних судових дизелях з часів отримання патенту Рудольфом Дизелем у 1892 році. При вимірюванні тиску канал вносить похибки за типом запізнювання сигналу, дроселювання й хвильові похибки, причому перша може бути достатньо велика – до декількох градусів ПКВ, та ще й збільшується при підвищенні частоти обертання двигуна. Таким чином, у результаті, тільки останній фактор є причиною того, що положення ВМТ може зміститися майже на кілька градусів від свого статичного положення [3], [4].

Стає очевидним, апаратні датчики ВМТ є не тільки незручними при роботі з переносними системами, але ще й вносять ряд суттєвих похибок до розрахунку середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності [12], [13].

На зміну коштовним стаціонарним системам моніторингу морських двигунів прийшли мобільні портативні системи періодичного моніторингу, що дало початок розвитку аналітичним методам синхронізації та розрахунку ВМТ.

Похибка апаратних датчиків не тільки велика та ще й непостійна у залежності від навантаження. Тобто стало очевидним, що положення ВМТ можна розрахувати в межах цієї похибки, і навіть точніше, аналізуючи окремі ділянки записаних діаграм  $P(t)$  і похідних діаграм. З іншого боку, вплив похибки визначення ВМТ на ступінь точності розрахунку середнього індикаторного тиску є достатньо великим:  $6...9\%$  на  $1^\circ$  помилки ВМТ (*M. Tazerout* [12], *S. Polanowski* [14], *Per Tunestal* [15], *Y. Nilsson and L. Eriksson* [16], *E. Pipitone* [17]).

Аналіз впливу похибки визначення ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу викладено в роботі [4], а саме: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, швидкості та ступеню підвищення тиску під час згоряння, розрахункових значень тиску початку згоряння палива та тиску на лінії розширення (рис. 4).

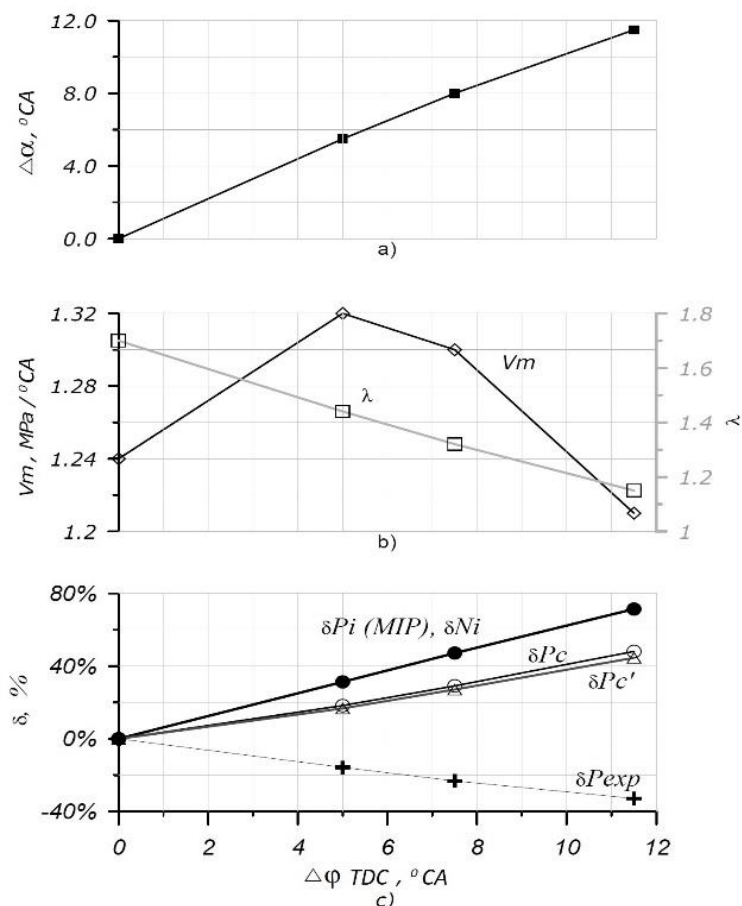


Рис. 4. Похибка визначення ВМТ та її вплив на розрахункові параметри робочого процесу двигуна 8ЧН 32/64

Внаслідок помилки визначення ВМТ відбувається істотне спотворення результатів розрахунку параметрів робочого процесу. Розрахункове значення кута випередження впрыску палива  $\alpha$  збільшується лінійно, відповідно до помилки синхронізації (рис. 4, а). Розрахункове значення ступеня підвищення тиску  $\lambda$  лінійно зменшується, при цьому значення швидкості підвищення тиску  $V_m$  з початку збільшується, а потім зменшується (рис. 4, б). Розрахункові значення середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності циліндра практично лінійно підвищуються на 7,2 %/°CA (рис. 4, с). Розрахункове значення тиску на момент закінчення процесу стиснення збільшується на 5,5 %/°CA, у той час як контрольна точка тиску на лінії розширення (36 °ПКВ за ВМТ) зменшується на 4,6 %/°CA за лінійною залежністю (рис. 4, с).

#### Аналітична синхронізація даних моніторингу

Отже, не викликає сумнівів той факт, що апаратні датчики ВМТ є незручними при роботі з переносними системами, та крім того ще й вносять ряд суттєвих похибок до розрахунку таких харак-

теристик, як середній індикаторний тиск та індикаторна потужність.

Використання апаратних датчиків для визначення ВМТ виявляється неприйнятним для сучасних переносних систем моніторингу робочого процесу за причинами складності, а часом й неможливості їх установки додатково до штатних датчиків, а також ускладненням процедури вимірювань та високою похибкою, яка залежить від режиму навантаження двигуна.

Похибка апаратних датчиків є завеликою та непостійною (залежить від навантаження), отже стає зрозумілим факт: положення ВМТ можна розрахувати в межах цієї похибки та навіть точніше, виконуючи аналіз кривих тиску від часу  $P(t)$ . Вплив похибки визначення ВМТ на точність розрахунку величини середнього індикаторного тиску складає 6...9 % на 1° помилки ВМТ. Тобто, щоб отримати прийнятний розрахунок величин середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності (з максимальною відносною похибкою не більше 2,5 %), максимальна абсолютна похибка визначення ВМТ має бути не більш 0,1...0,3° ПКВ.

Саме аналітичний метод вирішення цієї задачі надає необхідні інструменти та забезпечує потрібну точність. Рішенням є розробка методу синхронізації, де вихідні дані являють собою часові серії, записані в пам'ять комп'ютера через рівні інтервали часу. Розв'язання рівняння  $dp/d\phi = 0$  з подальшим врахуванням термодинамічного зсуву ВМТ забезпечує потрібну точність розрахунку положення ВМТ у діапазоні  $0,1 \dots 0,3^\circ$  ПКВ. Моделювання кривої  $dp/d\phi = 0$  проводиться на ділянці від точки закриття впускних клапанів до початку займання в циліндрі. Відповідні межі ділянок можуть бути визначені шляхом аналізу екстремумів кривих

$\frac{dP}{dt}, \frac{d^2P}{dt^2}$ , що становиться можливим після фільтрації вихідної кривої тиску. У дослідженні застосовується цифровий фільтр *Butterworth LowPass filter*, особливістю якого є гладка характеристика на всьому частотному діапазоні, при цьому фаза вихідного сигналу не зміщується. Таким чином необхідна точність остаточного розрахунку величини середнього індикаторного тиску, подальшого розрахунку величин індикаторної й ефективної потужності двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5 % вважається забезпеченою.

В результаті рішення задачі синхронізації отримана величина потужності, яка використовується як для оцінки питомої витрати палива та діагностики технічного стану, так й для актуального у сучасних умовах розрахунку коефіцієнта енергоефективності суден, який визначається за методикою Міжнародної морської організації (IMO) та розробки суднового плану управління енергоефективністю (*SEEMP – Ship Energy Efficiency Management Plan*), в якому впроваджуються ефективні підходи до управління екологічністю і економічністю роботи кожного конкретного судна у морському міжнародному судноплаванні, а також можливі шляхи поліпшення загальних експлуатаційних показників судна.

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

$$EEOI = \frac{N_e \cdot SFC \cdot C_F}{Dw \cdot v} \quad (5)$$

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  $CO_2$ ),  $C_F = T_{CO_2} / T_{топлива}$ ;  $Dw$  – дедвейт, т;  $v$  – швидкість судна, км/год. Чисельник в цій формулі являє собою викиди  $CO_2$ , г, а знаменник – транспортну роботу, т·км.

Активність Міжнародної морської організації (IMO) у сфері менеджменту енергоефективності призвела до визнання реальних обсягів зниження викидів  $CO_2$ . В результаті впровадження заходів з метою поліпшення показників енергоефективності на морському транспорті, а також одночасне поглиблення вивчення основних факторів впливу на показники енергоефективності морських суден, їх систематизація, викладена у низці Резолюцій профільного Комітету IMO, створюють основу для формулювання та рішення аналогічної задачі застосування показників енергоефективності також й для суден у внутрішньому плаванні.

Дана задача поступово знаходить свою форму в проектах Європейського Союзу, спрямованих на розвиток судноплавання на конвенціональних (Рейн, Дунай, Сава, Мозель) внутрішніх водних шляхах Європи. Перш за все це проекти екологічного спрямування. Значення таких кроків без всяких сумнівів вважається позитивним, враховуючи, що по внутрішніх водних шляхах країн Європейського Союзу щорічно перевозиться понад 550 млн. тон вантажів.

#### Висновки

1. Визначення положення ВМТ з використанням датчиків стаціонарних систем моніторингу потребує додаткової корекції за причиною зсуву ВМТ під час роботи двигунів під навантаженням. В цьому випадку необхідним є врахування вибірки мікролюфтів в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і термодинамічного зсуву 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 положення ВМТ слід відразу здійснювати аналітичним методом. Незручності виникають під час установки додаткових «pick-up sensors» та кабелів до них. Перед встановленням датчиків виводять двигун з експлуатації, а встановлені датчики калібрують, що потребує значних затрат часу [6], [9], [10], [18]. В переносних системах, які вимірюють тиск в робочому циліндрі через канал індикаторного крану виникають похибки типу дроселювання і запізнення сигналу, що призводить до додаткового зсуву положення ВМТ [1], [3].

У сучасних умовах застосовують різні варіанти алгоритмічного визначення ВМТ [2]–[5], [8] замість «pick-up sensors». У той же час точність розрахунку положення ВМТ усіх розглянутих методів залежить від ефективності процедури виключення шумів під час обробки початкових даних.

**Список літератури:**

1. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals* / Heywood, B. John. – 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 / S. Neumann // CIMAC Congress. – Hamburg: Digest, 2001. – P. 1–12. 3. 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>. 4. Варбанець Р. А. *Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации* : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / Варбанець Роман Анатольевич – Одесса: Одес. национ. морск. акад., 2010. – 314 с. 5. 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. 6. Varbanets R. Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions / R. Varbanets, S. Karianskiy, S. Rudenko, I. Gritsuk et al. // *SAE Technical Paper*. – 2017. – 12 p. 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). 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](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf) (дата звернення: 28.02.2019) 8. IMES cylinder pressure sensors: веб-сайт. URL: <https://www.imes.de> (дата звернення: 16.12.2019). 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: 07.09.2019). 11. 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. 12. Tazerout M. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram / M. Tazerout, O. Le Corre, S. Rousseau. // *SAE Technical Paper* 1999-01-1489. – 1999. – 11 p. 13. Staś M. An Universally Applicable Thermodynamic 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>. 14. 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>. 15. Per Tunestal. Model Based TDC Offset Estimation 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>. 16. 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>. 17. Pipitone E. Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach / E. Pipitone, A. Bec-

cari. // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier. – 2010. – №30(15). – P. 1914–1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>. 18. Lemag PreMet XL, C Cylinder Pressure Indicator: веб-сайт. URL: <http://www.lemag.de/>. 19. 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>. 20. Tazerout M. Compression Ratio and TDC calibrations 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>. 21. 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>.

**Bibliography (transliterated):**

1. Heywood, John, B. (1988), *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 930 p. 2. Neumann, S. (2001), “High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control”, *CIMAC Congress, Hamburg, Digest*, pp. 1–12. 3. Neumann, S., Varbanets, R., Kyrylash, O., Yeryganov, O.V., Maulevych, V.O.(2019), “Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data”, *Diagnostyka*, Vol. 20(2), pp. 19-26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/104516>. 4. Varbanec, R. A. (2010), *Diagnosticheskiy kontrol' rabochoho processa sudovoyh dizelej v jekspluatacii: dissertatiya dokt. tehn. Nauk*, Odessa: Odes. nacion. morsk. akad., 314 p. 5. Varbanets, R., Karianskiy, A. (2012), “Analyse of marine diesel engine performance”, *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*, Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, Vol. 7, No. 1, pp. 269-275. 6. Varbanets, R., Karianskiy, S., Rudenko, S., Gritsuk, I. et al. (2017), “Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions”, *SAE Technical Paper* 2017-01-2218, 12 p. 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), International Maritime Organization (IMO), 21 p. [online] Available at: [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) [Accessed 28 February 2019]. 8. IMES cylinder pressure sensors. [online] Available at: <https://www.imes.de> [Accessed 16 December 2019]. 9. Pressure and TDC sensors from Kistler. [online] Available at: <https://www.kistler.com> [Accessed 04 November 2019]. 10. AVL OT-sensor 428. [online] Available at: <https://www.avl.com> [Accessed 07 September 2019]. 11. Ding, Y., Stapersma, D., Grimmelius, H.T. (2009), “Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine”, 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Wuhan, pp. 1-4. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918248. 12. Tazerout, M., Le Corre, O., Rousseau, S., (1999), “TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram”, *SAE Technical Paper* 1999-01-1489, 11 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1489>. 13. Staś, M. (2000), “An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination”, *SAE Technical Paper* 2000-01-0561, 9 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0561>. 14. Polanowski, S. (2008), “Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram”, *Polish Maritime Research*, Vol. 15, № 2(56), pp. 59-64. DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-007-0065-2>. 15. Per Tunestal, (2009), “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*, Vol. 42 (26), pp. 241-247. DOI: <https://doi.org/10.3182/20091130-3-FR-4008.00032>. 16. Nilsson, Y., Eriksson, L. (2004), “Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods”, *SAE Technical Paper* 2004-

01-1458, 13 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>. 17. Pipitone, E., Beccari, A. (2010), "Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach", *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, Vol. 30, Issues 14–15. pp. 1914-1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>. 18. Lemag PreMet XL, C Cylinder Pressure Indicator. [online] Available at: <http://www.lemag.de> [Accessed 04 November 2019]. 19. Powell, M. J. D. (1964), "An efficient method for finding the minimum of a

function of several variables without calculating derivatives", *The Computer Journal*, Vol. 7, Issue 2, pp. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1093/comjnl/7.2.155>. 20. Tazerout, M., Le Corre, O., Stouffs, P. (1999), "Compression Ratio and TDC calibrations using Temperature - Entropy Diagram", *SAE Technical Paper 1999-01-3509*, 11 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>. 21. Yeryganov, O., Varbanets, R. (2018), "Features of the fastest pressure growth point during compression stroke", *Diagnostyka*, Vol. 19(2), pp. 71-76. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/89729>.

Надійшла до редакції 24.06.2020 р.

**Варбанець Роман Анатолійович** – доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: roman.varbanets@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>.

**Залож Віталій Іванович** – старший викладач кафедри Інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл, Україна, e-mail: zalogh@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-5213-6896>.

**Тарасенко Тетяна Владиславівна** – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри Інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл, Україна, e-mail: sergeysunnysat@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8107-3524>.

**Кучеренко Юрій Миколайович** – канд. техн. наук, доцент кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: kucherenko.iurii@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1568-165X>.

**Клименко Валентин Григорович** – асистент кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: valiko.klim@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>

## ОСОБЕННОСТИ АНАЛИТИЧЕСКОЙ синхронизации ДАННЫХ МОНИТОРИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Р.А. Варбанец, В.И. Залож, Т.В. Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко*

В статье рассмотрены методы определения верхней мертвой точки, основанные на анализе индикаторных диаграмм судового двигателя. Показаны преимущества и недостатки разных методов. Диагностика судовых двигателей во время эксплуатации и выбор оптимальных режимов эксплуатации базируется на анализе индикаторных диаграмм, а также диаграмм топливоподачи и газораспределения. В результате анализа индикаторных диаграмм рассчитывается индикаторная мощность двигателя, которая в дальнейшем используется в управлении режимами эксплуатации двигателей, в расчетах удельных показателей, а также в расчетах коэффициентов энергоэффективности морских судов по рекомендациям ИМО. Показано влияние точности определения положения верхней мертвой точки на расчет среднего индикаторного давления и индикаторной мощности. Решение задачи синхронизации данных мониторинга рабочего процесса с помощью аппаратных датчиков неприемлемо в связи со сложностью, а порой и невозможностью установки аппаратных датчиков положения верхней мертвой точки поршня, дополнительно к штатным датчикам. Также это приводит к усложнению схемы измерений в сочетании с высокой погрешностью, которая зависит от нагрузочного режима. Кроме того, установка аппаратных датчиков требует времени и связано с организационными проблемами, так как необходимо временно выводить двигатель из строя. Указанные проблемы отсутствуют в случае аналитической синхронизации данных. Показано, что существующие методы аналитической синхронизации недостаточно эффективны применительно к условиям эксплуатации транспортных двигателей. В основном это связано со сложностью формулировки критериев синхронизации или их недостаточной точностью вследствие влияния шумов в выходных данных. Авторами заявлен метод определения верхней мертвой точки, базирующийся на решении уравнения равенства нулю первой производной давления газов при сжатии, который обеспечивает требуемую точность расчета среднего индикаторного давления и индикаторной мощности двигателя во время эксплуатации. Показано, что метод может быть применен в системах мониторинга рабочего процесса морских двигателей как альтернатива аппаратным методам определения верхней мертвой точки.

**Ключевые слова:** транспортный дизель, мониторинг рабочего процесса, верхняя мертвая точка, индикаторная мощность, коэффициент энергоэффективности судов, аналитическая синхронизация.

## FEATURES OF ANALYTICAL SYNCHRONIZATION OF DATA OF WORKING PROCESS MONITORING IN TRANSPORT DIESEL ENGINES UNDER OPERATION

*R.A. Varbanets, V.I. Zalozh, T.V. Tarasenko, Yu.M. Kucherenko, V.G. Klimenko*

The article discusses methods for determining top dead center, based on the analysis of pressure diagrams of a marine engine. The advantages and disadvantages of different methods are shown. Diagnostics of marine engines during operation and selection of optimal operating modes are based on the analysis of 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 control 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 on the calculation of the mean indicated pressure and indicated power is shown. Solving the problem of synchronization of data of working process monitoring using hardware sensors is unacceptable due to the complexity, and sometimes the impossibility of installing hardware sensors for the position of the top dead center of the piston, in addition to the stand-



ard sensors. This also leads to a more complex measurement pattern, combined with high accuracy, which is dependent on the load mode. In addition, the installation of hardware sensors is time-consuming and involves organizational problems, as it is necessary to temporarily disable the engine. The mentioned problems are absent in case of analytical data synchronization. It is shown that the existing methods of analytical synchronization are not effective enough for the operating conditions of transport engines. This is mainly due to the complexity of the formulation of the synchronization criteria or their lack of precision due to the impact of noise in the output data. In portable diagnostic systems, the top dead center 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 top dead center 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 top dead center. 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 International maritime organization recommendations. The authors claimed a method for determining the top dead center, based on solving the equation of equality to zero the first derivative of the gas pressure under compression, which provides the required accuracy in calculating the average indicated pressure and indicator power of the engine during operation. 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.

**Key words:** transport diesel, working process monitoring, top dead center, indicated power, efficiency coefficients of marine vessels, analytical synchronization.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.03

*А.Г. Лал, І.В. Парсаданов*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІН УМОВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ПРИБОРУВАННІ ОПОЗИТНОГО ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПОКАЗНИКИ ЗГОРЯННЯ

*В роботі проведений аналіз сумішоутворення і шляхів підвищення ефективності згоряння палива у високофорсованому двотактному дизелі із поршнями, що рухаються у протилежні сторони.*

*Збільшення літрової потужності потребує відповідного збільшення циклової подачі палива, яке необхідно ефективно спалювати за обмежений час і в обмеженому просторі камери згоряння. Як відомо, саме при повному і своєчасному згорянні палива досягається ефективна та економічна робота двигуна внутрішнього згоряння, а формування паливо-повітряної суміші є важливою умовою для забезпечення якісного процесу згоряння. Дослідження впливу окремих конструктивних параметрів на сумішоутворення у високофорсованому двотактному дизелі було здійснено при використанні програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК, що належить до класу термодинамічних програм, та програми візуалізації процесу руху паливних струменів. Оцінка впливових факторів на показники згоряння двотактного дизеля проводилася за розподілом палива по зонах (наведені ілюстрації) та за результатами розрахунку характеристик вприскування і тепловиділення. Розглянуті такі фактори, як зміна (збільшення) циклової подачі ( $V_{ц}$ ) при фіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря ( $\alpha$ ), зміна вихрового відношення ( $\Omega$ ), так як вибір напрямку вприскування палива форсунок залежить від інтенсивності та напряму обертання вихору повітря в камері згоряння, кута початку подачі палива ( $\theta_{впр}$ ), тривалості подачі палива ( $\varphi_{впр}$ ), розподілу палива в об'ємі камери згоряння (за рахунок корекції розташування соплових отворів розпливача та їх діаметра).*

*За результатами дослідження встановлено характер зміни розподілу палива й дана оцінка деформуванню паливного факела у камері згоряння дизеля та можливості зменшення контакту ядра струменя зі стінкою камери згоряння й збільшення об'єму зони випарювання палива при скороченні часу паливоподачі. Отримані результати є передумовою для розробки технічних рішень щодо підвищення ефективності згоряння й підвищення паливної економічності двотактного дизеля та розробки рекомендацій із забезпечення нового рівня форсування.*

**Ключові слова:** двотактний дизель із зустрічно-протилежним рухом поршнів; сумішоутворення і згоряння; циклова подача палива, вихрове відношення, паливопостачання, камера згоряння, вприскування палива, паливний струмінь, розподіл палива.

**Вступ.** Тенденції розвитку силових установок для транспортних засобів значною мірою пов'язані

із підвищенням габаритної і питомої потужності. Це обумовлюється тим, що маса транспортних за-