

УДК:621.431.74

Варбанец Р.А, Кар'янський С.А.  
ОНМУ, НУ«ОМА»

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ Т/Х "GREIFSWALD" В ЗАДАЧАХ РОЗРОБКИ ТРЕНАЖЕРІВ

**Постановка проблеми в общем виде.** Параметри робочого процесу середньообертових суднових дизелів використовуються при розробці та коригуванні показників морських тренажерів головних енергетичних установок спеціалізованих суден. Визначення параметрів робочого процесу чотирьох головних дизелів т/х "Greifswald" було проведено в умовах рейсу Одеса-Стамбул-Одеса в лютому 2017. Погодні умови дозволили за однакового навантаження провести параметричну діагностику всіх циліндрів головних дизелів, враховуючи діагностику паливної апаратури високого тиску (ПА), механізму газорозподілу (МГР) та циліндропоршневої групи (ЦПГ). Для визначення параметрів робочого процесу була використана система комп'ютерного діагностування D4.0H (DEPAS). У зв'язку з використовуваним в системі D4.0H методом алгоритмічної синхронізації даних і віброакустичними визначеннями параметрів подавання палива і газорозподілу, є зручним засобом для діагностики середньообертових дизелів, на яких відсутні механічні приводи для зняття індикаторних діаграм.

Отримані діагностичні дані дають можливість уточнювати характеристики симуляторів суднових енергетичних установок, а також здійснювати контроль стану ЦПГ і усувати дефекти ПА і МГР. Визначення за допомогою D4.0H і подальший одномірний розподіл потужності між циліндрами дозволяє вирівняти теплові і механічні навантаження. Увесь комплекс проведених заходів сприяє зниженню загального рівня вібрації і теплонапруги деталей ЦПГ, зменшення питомої витрати палива, підвищення моторесурсу і зниження ризику виникнення аварійних ситуацій у процесі експлуатації судна. Взаємозв'язку між параметрами враховуються при розробці морських симуляторів суднових енергетичних установок.

**Вступ.** "Автомобільно-залізничний/пасажирський пором «Greifswald» (Рис. 1) – сучасне вантажно-пасажирське судно, знаходиться під класифікаційним наглядом Німецького Ллойда. Володіє сертифікатом книги рекордів Гіннеса, як найбільше судно в

світі в класі автомобільно-залізничних пасажирських поромів... Висока морехідність судна та його значні розміри (довжина понад 190м, ширина – 28м.) дозволяють мінімізувати качку в штормових умовах. Дві вантажні палуби можуть одночасно приймати на борт 50 універсальних залізничних вагонів та 50 великовантажних автомобілів TIR "[1].

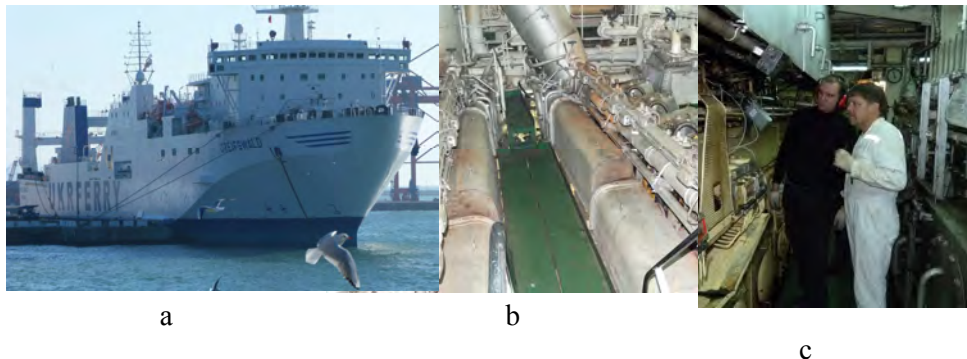


Рис. 1. Пором «Greifswald»

- а) стоянка біля причалу в порту Стамбул;  
 б) вид з верхньої платформи головних середньообертових дизелів 6VDS48/42AL-2U;  
 с) індиціювання головних дизелів системою D4.0H.

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

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

У процесі експлуатації дизелів відбувається природний процес розрегулювання вузлів ПА, МГР, а також спрацювання основних вузлів ЦПП. Ці некритичні в міжремонтний період зміни, проте знижують якість робочого процесу в циліндрах і, відповідно, підвищують питому витрату палива та загальний рівень вібрації двигунів. Крім того, при цьому збільшується нерівномірність розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами, що підвищує ризик виникнення аварійних ситуацій.

Серйозні проблеми виникають і під час експлуатації суднових електроенергетичних установок. За паралельної роботи генераторних агрегатів виникають періодичні процеси обміну активної енергії між дизель-генераторами. Основною причиною цього є динамічна нестабільність частоти обертання двигунів. Значною мірою вона обумовлена нестабільністю робочих процесів і обертових моментів окремих циліндрів двигунів. У поєднанні з автоколиваннями в системі регулювання частоти обертання це призводить до суттєвих змінних коливань активної потужності під час паралельної роботи генераторних агрегатів. У зв'язку з цим, вирівнювання навантажень та нівелювання дисбалансу потужностей в циліндрах двигунів сприяє зниженню коливальних процесів обміну енергії між дизель-генераторами та підвищенню їх моторесурсу.

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

У даному випадку індиціювання дизелів проводилось за допомогою системи параметричної діагностики D4.0H [3].

**Визначення основних параметрів робочого процесу.** Система D4.0H визначає наступні основні параметри робочого процесу (рис. 2):

- $p_i, N_i$  - середній індикаторний тиск та індикаторну потужність циліндра;
- $p'_c$  - тиск і кут повороту колінчастого валу (ПКВ) на початку запалення палива в робочому циліндрі;
- $p_c (p_{comp})$  - тиск в кінці стиснення;
- $p_z (p_{max})$  - максимальний тиск згоряння палива та відповідний кут ПКВ;
- $p_{EXP}$  - тиск на лінії розширення ( $36^\circ$  ПКВ за верхньою мертвою точкою, ВМТ);

- фази газорозподілу (по кутах закриття впускних і випускних клапанів газорозподільного механізму, МГР);
- - геометричні (за ПНВД) і дійсні (за ходом голки форсунки) фази паливо подавання;
- $\tau_D$  - кут і час затримки самозаймання палива (розрахунковим шляхом).

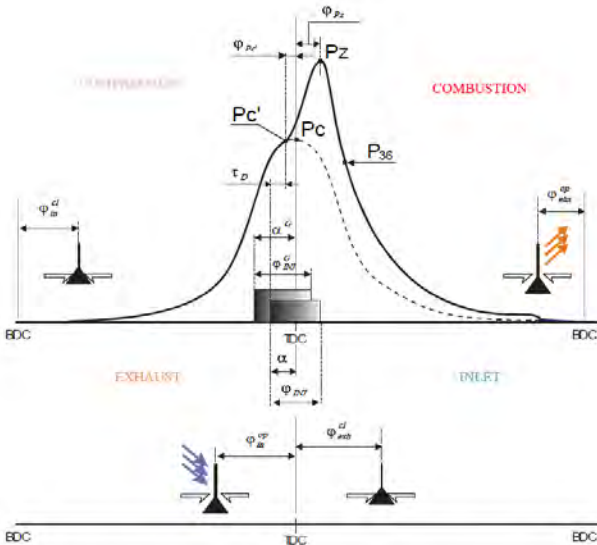


Рис. 2. Розгорнута індикаторна діаграма чотиритактного дизеля із зазначенням основних параметрів робочого процесу

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

Традиційна діагностика паливної апаратури високого тиску пов'язана з отриманням діаграм тиску палива (рис. 3). Безумовно, їх аналіз дає найточнішу інформацію про технічний стан паливного насоса високого тиску (ПНВД) і форсунки. Величини максимальних тисків упорскування палива ( $P_f.max$ , рис. 3) в сучасних ПА достатньо великі: від майже 300 МПа на сучасних високооберткових і середньооберткових дизелях (ВОД і СОД) до майже 200 МПа на малооберткових (МОД) дизелях.

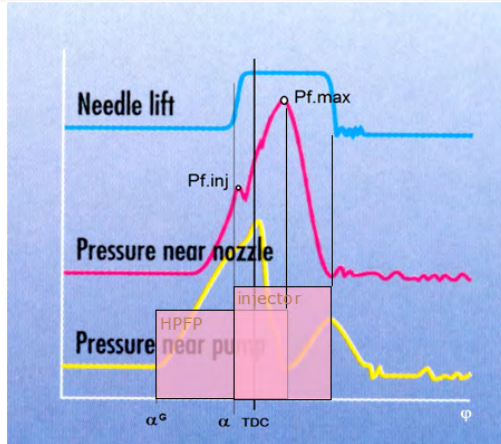


Рис. 3. Діаграми тиску в паливній системі під час уприскування (зверху-вниз: лінійне переміщення голки, тиск палива перед соплами розпилювача, тиск після ПНВД).

При цьому фаза уприскування складає 10-20° ПКВ, що при високих частотах обертання колінчастого валу характеризує різкий динамічний процес з великими амплітудами і швидкостями наростання тиску. Кілька фірм в світі випускають специфічні датчики тиску, що працюють в таких жорстких умовах (kistler.com, imes.de, oprtrand.com).

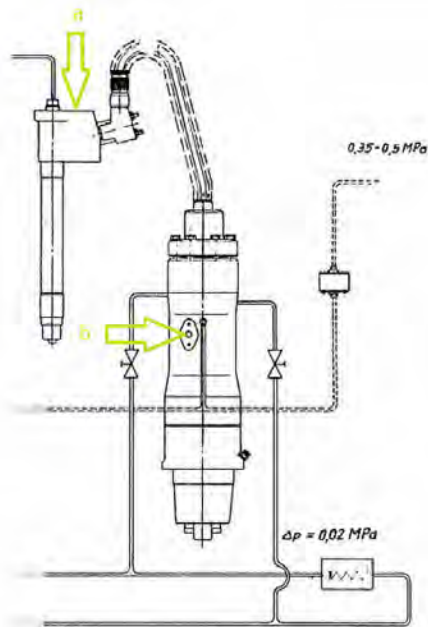


Рис. 4. Місця установки вібродатчика VS-20m при індиціюванні дизеля

Зрозуміло, що за таких високих тисках установка позаштатних датчиків у ПА і моніторинг процесу упорскування палива можуть проводитися тільки в лабораторних умовах. На практиці, на транспортному судні заборонені будь-які увімкнення нештатного обладнання в паливну систему високого тиску, тому що при розгерметизації велика ймовірність вибуху і пожежі. У цьому випадку мало не єдиною альтернативою є аналіз віброакустичних сигналів вузлів ПА. У системі D4.0H так аналізуються фази подавання палива і здійснюється діагностика ПНВД і форсунки.

Для визначення геометричних фаз подачі палива ( $\alpha^G$ ,  $\varphi_{inj}^G$  див. рис. 2) датчик VS-20m встановлюється на заглушку навпроти відсічного вікна плунжерної пари ПНВД (рис. 4, б). У цьому місці датчик реєструє віброуючі сигнали, що виникають на початку подавання палива ПНВД і відсічення.

Діагностування загального стану ПА високого тиску вібродатчик VS-20m встановлюється на торець форсунки, перпендикулярно ходу голки (рис.4, а). У цьому випадку датчик реєструє вібросигнали, що виникають при підйомі і посадці голки форсунки.

Під час установки вібродатчика на форсунку, він додатково реєструє удари від посадки (закриття) клапанів газорозподілу (див. фази  $\varphi_{in}^{cl}$ ,  $\varphi_{exh}^{cl}$  – рис. 2). Якщо амплітуда сигналів закриття клапанів недостатньо велика, при установці датчика на торець форсунки, - вибирається місце на кришці циліндра, у безпосередній близькості від клапанів.

**Визначення затримки самозаймання палива.** Затримкою самозаймання палива вважається час між початком впрыскування палива в циліндр і початком його займання. На рис. 5 це відповідає фазам  $\alpha$  і  $\varphi_{Pc'}$ .

$$\varphi\tau_D = |\alpha - \varphi_{Pc'}|, [^\circ \text{ПКВ}]$$

Зв'язок між кутом ПКВ і періодом затримки самозаймання:

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

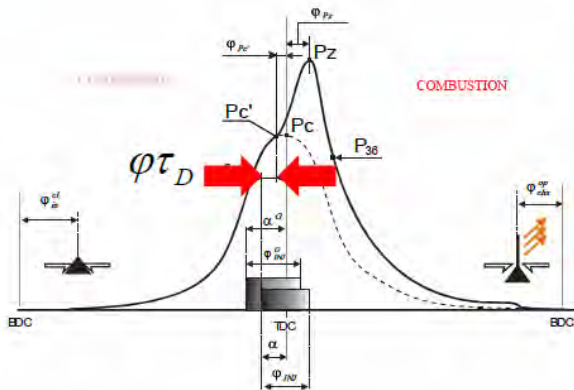


Рис. 5. Затримка самозаймання палива

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

- розпорощення та випари палива, змішування його з повітрям в камері стиску;
- хімічна затримка, пов'язана з початком перед запалювальних процесів.

Загальний вигляд формули, для оцінки затримки самозаймання [5]:

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

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

$E$  - енергія активації палива;

$R$  - газова постійна;

$C, n$  - емпіричні коефіцієнти.

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

– підвищення тиску впорскування палива і поліпшення якості сумішоутворення;

– уприскування в циліндр попередньої невеликої порції палива, для створення вогнища горіння перед уприскуванням основної порції палива (див. Wartsila.com)

**Визначення тиску початку згоряння в циліндрі** проводиться за допомогою аналізу другої похідної кривої тиску газів у циліндрі, рис. 6.

$$\varphi_{Pc} = \frac{d^2 p}{d\phi^2} \Rightarrow \max$$

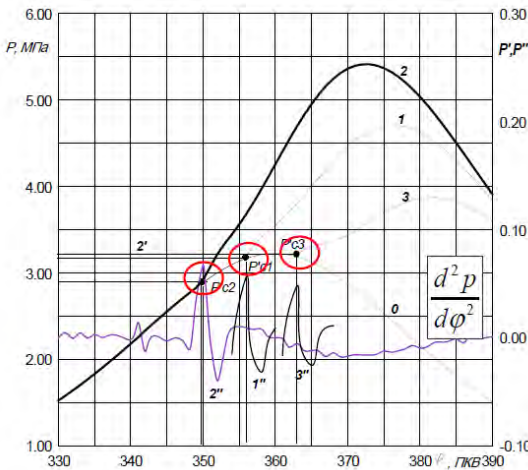


Рис. 6. Визначення моменту початку згоряння в циліндрі при різних кутах випередження впорскування.



Шуми в оцифрованих даних (похибки АЦП і електронні шуми підсилювача сигналу чутливого елемента до АЦП) вносять суттєві похибки в розрахунок першої і, особливо, другій похідних від кривої тиску. Пошук максимуму другої похідної можна робити тільки після обробки діаграми тиску за допомогою коректно побудованого цифрового фільтра (LowPassFilter) [6].

Параметри, що характеризують механічні навантаження на підшипники і елементи кривошипно-шатунного механізму це: максимальні ступінь підвищення і швидкість наростання тиску під час згоряння палива, рис. 7.

Ступінь підвищення тиску визначається як

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

або, в разі ранніх кутів випередження впорскування палива, за наближеною залежності

$$\tilde{\lambda} = \frac{p_z}{p'_c}.$$

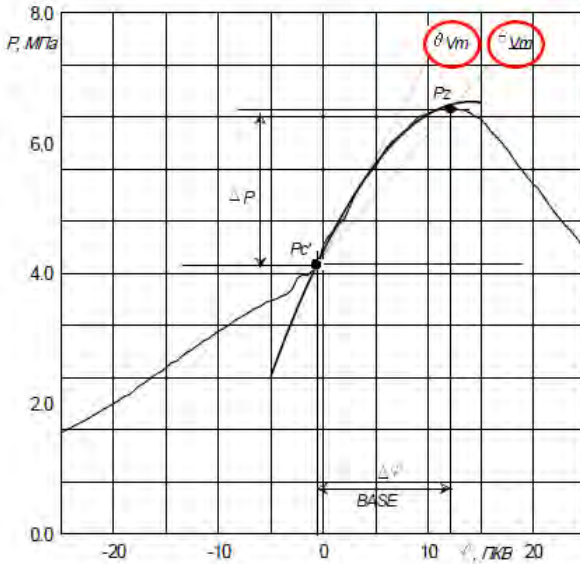
Максимальна швидкість наростання тиску під час згоряння визначається, як максимум першої похідної кривої тиску і в більшості випадків доводиться на період відразу після займання палива

$$v_m = \max \frac{dp}{d\varphi}, \varphi \in \text{BASE}.$$

На практиці часто використовують середню швидкість наростання тиску під час згоряння від моменту займання палива до максимального тиску згоряння:

$$\tilde{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}, \varphi \in \text{BASE},$$

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



де

Рис. 7. Визначення максимальної і середньої швидкості наростання тиску під час згоряння

**Тиск на лінії розширення (36 ° ПКВ за ВМТ)** є одним з параметрів робочого процесу (див. Рис. 2), що характеризує догоряння палива та теплову напруженість деталей ЦПГ. Зі значенням  $p_{EXP}(p_{36})$  корелює температура випускних газів.

Термодинамічний сенс фази 36 ° ПКВ за ВМТ стає зрозумілий після аналізу кривої сумарної роботи циклу (або питомої роботи циклу – поточного середнього індикаторного тиску циклу, рис. 8).

$$p_i = MIP = \frac{1}{V_s} \int p dV,$$

- де  $p_i$ ,  $MIP$  - середній індикаторний тиск;
- $V_s$  - робочий об'єм циліндра;
- $p$  - тиск газів у циліндрі.

На такті стиснення двигун споживає енергію, а на такті згоряння / розширення (під час спадного ходу поршня) після ВМТ - віддає енергію. Якщо розглядати енергетичний баланс окремо взятого робочого циклу, то зрозуміло, що на початку такту розширення двигун компенсує витрати такту стиснення. Потім, в якийсь момент,

вони повністю скомпенсовані і далі йде віддача енергії двигуном, тобто корисна частина робочого циклу.

Крива сумарної питомої роботи циклу ( $p_i$ ,  $MIP$ ) показана на рис. 8, б. Видно, що максимальна сумарна негативна робота на такті стиснення доводиться на ВМТ, далі йде компенсація витрат. На  $\sim 36^\circ$  ПКВ за ВМТ всі витрати компенсуються і після  $36^\circ$  сумарна робота циклу - позитивна. Цей висновок справедливий для всіх досліджених авторами середньообертових і малообертових дизелів з точністю  $\pm 5^\circ$  ПКВ. Крапку  $36^\circ$  ПКВ за ВМТ на такті згоряння-розширення можна назвати точкою "нульового енергетичного балансу" робочого циклу.

Якщо порівнювати два робочих цикли, то в тому випадку, коли тиск на  $36^\circ$  ПКВ більший за ВМТ, - має місце велика температура газів у циліндрі на лінії розширення і, відповідно, велика температура випускних газів. На практиці, в тих випадках, коли відсутній або тимчасово неможливий контроль температур випускних газів після циліндрів, можна розглядати  $p_{EXP}(p_{36})$  для їх відносної оцінки.

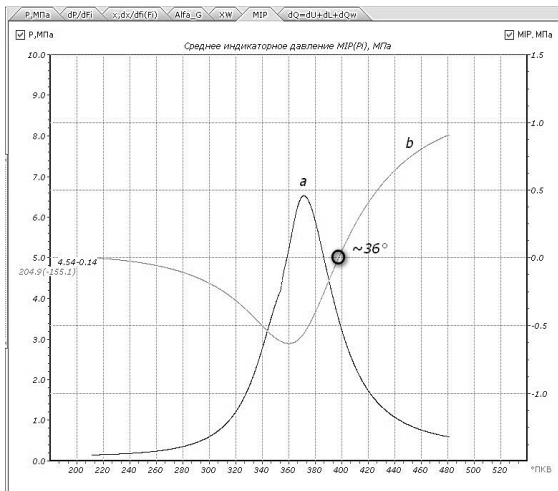


Рис. 8. Індикаторна діаграма і сумарна питома робота циклу  $p_i$ ,  $MIP$

**Результати діагностування ГД т / х "Greifswald".** Перед індиціюванням були задані вихідні дані (табл. 1), необхідні для розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності циліндрів.

Таблиця 1. Вихідні дані ГД 6VDS48/42AL-2U для розрахунку  $p_b$ ,  $N_i$ 

$n_{cyl} = 6;$ $n(rpm) = 500 \text{ мин}^{-1}$ $D = 0.42 \text{ м}$ $S = 0.48 \text{ м}$ $\varepsilon = 12.5$ $\lambda_{ш} = \frac{R_{кр}}{L_{ш}} = \frac{S}{2 * L_{ш}} = \frac{21.71}{2 * 53.0} = 0.2048$	- число циліндрів; - частотність обертів у номінальному режимі; - діаметр циліндра; - хід поршня; - ступінь стиснення (паспортний); - відношення радіуса кривошипа $R_{кр}$ до довжини шатуна, де $L_{ш} = 53.0$ см – довжина шатуна між центрами підшипників
---	--

На рис. 9 наведені зведені індикаторні діаграми ГД т/х "Greifswald", зняті на основному експлуатаційному режимі. Висновки за результатами діагностування ГД наступні:

– ГД1, цил.2 - знижена потужність і низький рівень всіх параметрів робочого циклу. Необхідно перевірити компресію і стан ПА і МГР;

– Детонаційне згоряння, як наслідок неякісного розпилу палива на ГД2 цил. 3,5,6; ГД3 цил.3, ГД4 цил.4. Необхідна перевірка ПА цих циліндрів;

– ГД2 цил.2 і ГД3 цил.2 - "жорстка робота", внаслідок раннього впорскування палива;

– ГД1 цил.3 щодо перевантажений і можливе дробове впорскування палива;

– найбільший розбаланс потужностей по циліндрах - ГД1 і ГД2. Після ревізії ГД1 цил.2 і усунення на ГД2 дефектів ПА необхідне регулювання циклових подач;

– задовільне балансування потужностей циліндрів на ГД3 і ГД4.

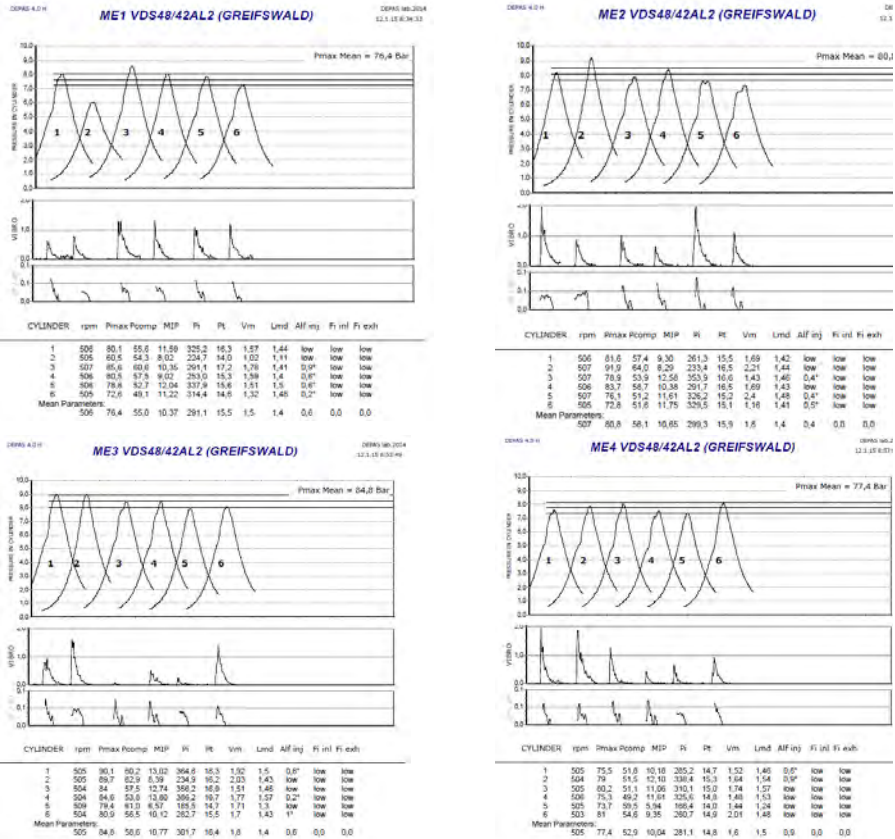


Рис. 9. Зведені індикаторні діаграми ГД 6VDS48/42AL-2U т/х "Greifswald"

**Висновки.** Результати індиціювання головних дизелів у вигляді взаємозв'язків параметрів робочого процесу використовуються при розробці та коригуванні характеристик симуляторів машинних відділень спеціалізованих морських суден.

З точки зору діагностики технічного стану головних дизелів були зроблені наступні дії. Вирівнювання потужностей по циліндрах за умови, що дефекти ЦПГ, ПА і МГР були усунені, призвели до рівномірного розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами і, як наслідок, підвищення резерву потужності, зменшення загального рівня вібрації, зниження питомої витрати палива і підвищення моторесурсу двигуна [7].

Стосовно до електроенергетичних систем, вирівнювання потужностей по циліндрах сприяло усуненню автоколивальних процесів обміну енергії між генераторними агрегатами.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильно - железнодорожный / пассажирский паром «Грейфсвальд»: <http://www.ukrferry.com/vessels/vessel-greifswald>
2. Operating manual of diesel engine 6VDS48/42AL-2U / Neue Maschinenbau Halberstadt GmbH. 48-04029/E. - 271 с.
3. Diesel Engine Performance Analyzing System D4.0H: [depas.odessa.ua](http://depas.odessa.ua),  
[http://depas.od.ua/pdf/DEPAS\\_Handy\\_brochure\\_rus\\_Print.pdf](http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_Print.pdf)
4. 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 Technology Gdansk University of Technology, 2012. – Vol. 7, No. 1. – С. 269-275.
5. John B. Howard, Internal Combustion Engine Fundamentals First Edition, 1988
6. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. – М.: Мир, 1982. – 482 с.
7. Варбанец Р. А. Определение эффективных параметров и диагностика судовой дизельной энергетической установки / Варбанец Р. А., Ивановский В. Г., Кучеренко Ю. Н., Головань И. Н. // „Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транс-порті” MINTT-2012 Херсонський державний морський інститут. – Херсон: ХГМА, 2012. – С. 202-207.