

## ВПЛИВ ПРОТИВОТИСКУ В ГАЗОВИХЛОПІ ДВИГУНІВ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ

Багненко М.Ю.,

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Херсонська філія

**Вступ.** Для утилізації теплоти вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), звичайно використовують водотрубний утилізаційний котел (УК). Для того, щоб зробити котел гранично економічним та компактним, теплообмінна поверхня (ТП) по газовій стороні трубок може бути збільшена за допомогою, наприклад, щільного компонування, оребрення або штирів. У ряді випадків збільшені кількості відкладень сажі в УК цього типу супроводжувалися сажистими пожежами. Оребрення або трубки зі штирями більш піддані сажистим пожежам, ніж гладкі, у зв'язку з тим, що на краях ребер має місце найвища температура металу, і вони з більшою ймовірністю можуть стати початковими точками пожежі.

**Актуальність дослідження.** При сучасних номінальних потужностях двигунів ряду МС/МС-С і МЕ/МЕ-С фірми MAN B&W температури випускних газів після турбокомпресора становлять близько 240...270°C, а частка теплоти, що втрачається з відпрацьованими газами, є близькою до  $q_r=25,0\%$ , яка відображена на рисунку 1.

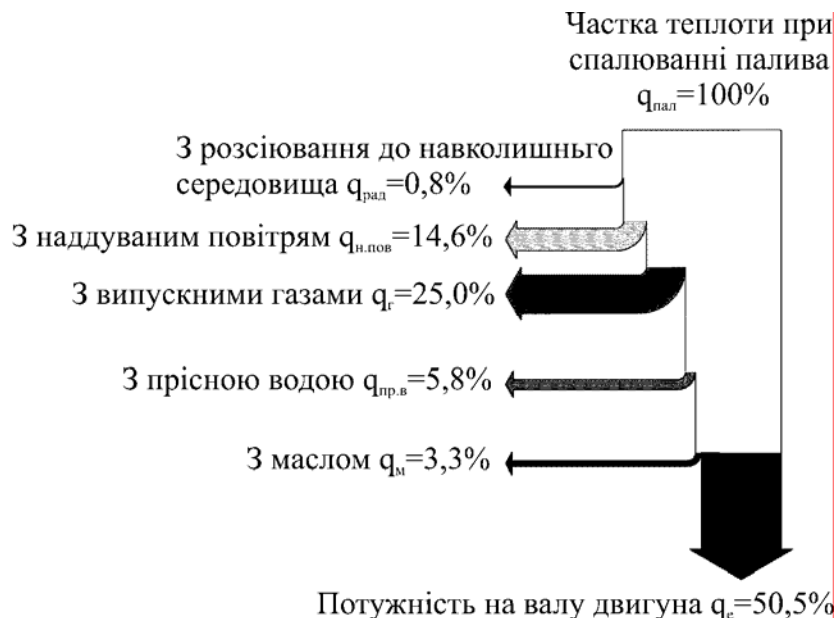


Рисунок 1. Тепловий баланс ГД 6S60MC-C (специфікаційна максимальна тривала потужність (СМТП): 13560 кВт при 105 об./хв.; тривала експлуатаційна потужність: 80% МТП)

Відпрацьовані гази дизелів із сажею є серйозною технічною проблемою, актуальність якої зростає у зв'язку з постійним ростом ТП УК, яка з відкладеннями створює додатковий протivotиск для відпрацьованих газів головного двигуна (ГД) суднової енергетичної установки (СЕУ). Це послужило підставою для розробки високоефективних методів по боротьбі з відкладеннями сажі.

**Постановка задачі.** Основним напрямком даної роботи є розробка й удосконалення методів і технічних засобів для ефективного очищення ТП від відкладень з метою підвищення економічності й надійності СЕУ. Досягти цього можна в результаті оптимізації основних параметрів впливу ударно-акустичного імпульсу на теплообмінну поверхню в обсязі УК, заснованої на математичному моделюванні процесів, які протікають у них, і розробці конструкцій пристроїв, у яких реалізовані нові принципи очищення. Складність розглянутих питань визначає необхідність комплексного підходу до рішення проблеми підвищення економічності й надійності при експлуатації. З вищевикладеного видно, що розробка і впровадження технічних засобів (пристроїв) для ефективного очищення ТП УК у вихлопній системі, які не знижують потужність і паливно-економічні показники ГД, є важливою проблемою. Без рішення цієї проблеми неможливо забезпечити економічну експлуатацію СЕУ з ДВЗ на судні.

Наукова проблема полягає в систематизації й узагальненні основних закономірностей процесів, які протікають у газовихлопі ГД і УК, для підвищення паливно-економічних показників і надійності СЕУ, і на цій основі розробці й оптимізації ефективних технічних засобів очистки ТП від відкладень сажі.

**Метою роботи** є розробка комплексного критерію ефективності процесу ударно-акустичного очищення, який враховує газодинамічні втрати від протivotиску у газовихлопі дизеля та теплообмінні втрати в УК через відкладення сажі на ТП та побудова хвильових полів з використанням експериментальної установки.

**Результати дослідження.** Температурний напір може бути мірилом розвиненості й ефективності утилізації тепла УК. Чим менше температурний напір, тим більше поверхня нагріву й тим ефективніший УК, але вище втрата тиску на котлі. Оскільки допустима втрата тиску має певні обмеження, розрахункову проектну швидкість газу в котлі буде потрібно знизити, щоб не перевищувати межу допустимої втрати тиску газу. Низька швидкість газу має певний вплив на тенденцію до утворення відкладень сажі, яка загострилася у зв'язку з низькою якістю палив. Таким чином, якщо прийнятно високу втрату тиску, можна спроектувати УК на високу швидкість газу, але якщо допускається лише невелика втрата тиску, швидкість газу буде низькою.

Допустима втрата тиску на котлі залежить від втрат тиску у всій газовипускній системі за турбокомпресором дизеля. При СМТП двигуна серії МС/МС-С і МЕ/МЕ-С, повний протivotиск у системі випуску газів після турбокомпресора — визначається по статичному тиску, який заміряється як

тиск у стінки в круглій трубі після турбокомпресора — не повинний перевершувати 350 мм вод. ст. (0,035 бар) [1]. Для того, щоб мати запас протivotиску для всієї системи рекомендується в стадії проектування приймати спочатку близько 300 мм вод. ст. (0,030 бар) при СМТП. Протivotиск у газовипускній системі залежить від швидкості газів, тобто пропорційно швидкості газів у квадраті й звідси діаметру труби в 4-ому ступені. Рекомендується не перевищувати 50 м/с у газовипускних трубах при СМТП. Тепер стало нормальною практикою, щоб уникнути занадто великої втрати тиску, мати швидкість газів у трубах порядку 35 м/с при СМТП.

Якщо повний протivotиск випуску в газовипускній системі, включаючи всі втрати на опір від труб і компонентів, задовольняє вищенаведеним вимогам — втрати тисків на кожному компоненті, таких як УК  $\Delta p_3$ , глушитель  $\Delta p_2$  і іскрогасник  $\Delta p_1$  можуть вибиратися незалежно. Схема визначення припустимого протivotиску вихлопного газу ГД на судні показана на рисунку 2.

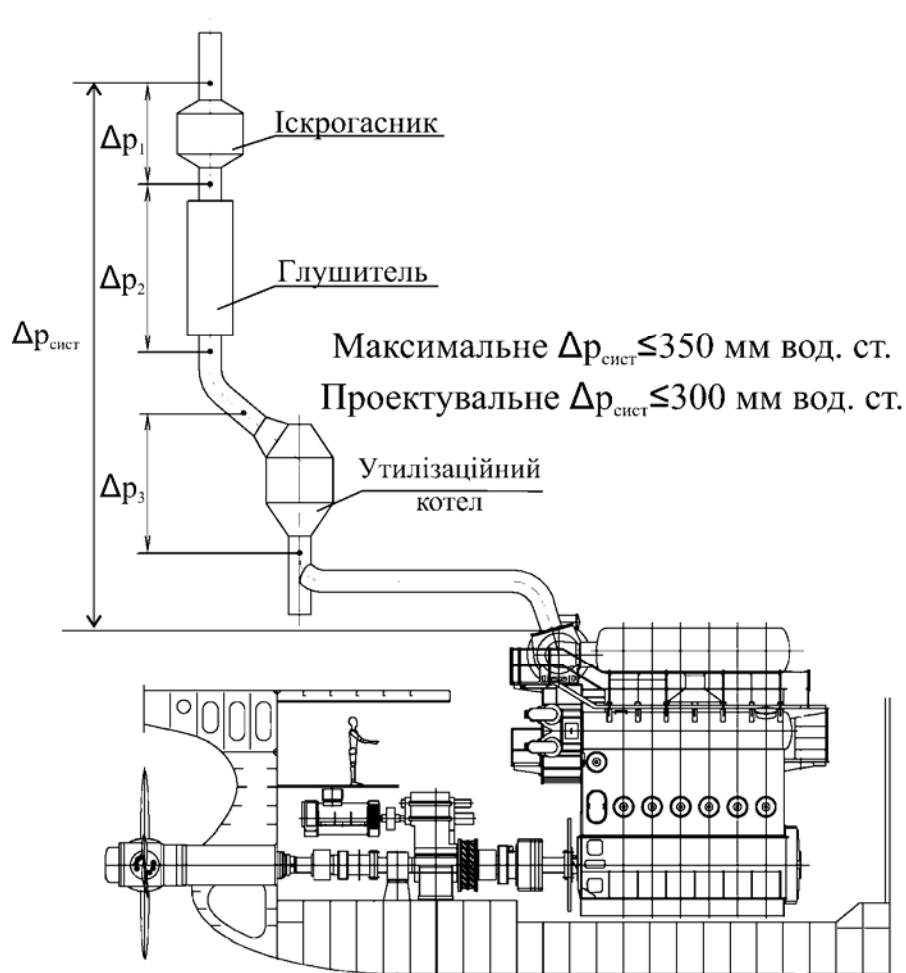


Рисунок 2. Схема визначення припустимого протivotиску вихлопного газу ГД на судні

При СМТП рекомендується мати максимальну втрату тиску на УК близько 1500 Па (150 мм вод. ст.).

Аналізуючи рівняння ефективної потужності для конкретного двигуна [2]:

$$N_e = \frac{1}{60} \cdot V_s \cdot z \cdot n \cdot i \cdot \frac{Q_H}{L'_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_n \cdot \eta_m \cdot \gamma_k, \text{ кВт} \quad (1)$$

де  $V_s$  – робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;  $z$  – коефіцієнт тактності;  $n$  – частота обертання колінчатого вала, хв<sup>-1</sup>;  $i$  – число циліндрів двигуна;  $Q_H$  – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;  $L'_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива, кг/кг;  $\eta_i$  – індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД);  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря для горіння;  $\eta_n$  – коефіцієнт наповнення;  $\eta_m$  – механічний ККД;  $\gamma_k$  – густина повітря, яке надходить;

та рівняння для коефіцієнта надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{V_s \cdot \gamma_k \cdot \eta_n}{L'_0 \cdot g_u} \quad (2)$$

де  $g_u$  – подача палива на цикл, кг/цикл;

бачимо, що при зростанні противотиску на випуску, внаслідок зменшення  $\gamma_k$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_n$  та  $\eta_m$ , ефективна потужність двигуна буде також зменшуватися, а отже, погіршиться й економічність.

При збільшенні противотиску на випуску робота двигуна також погіршується.

Збільшення гідравлічного опору випускної системи викликає підвищення тиску в циліндрах двигуна в період випуску й призводить:

- до збільшення коефіцієнта залишкових газів  $\gamma_g$ ;
- до росту температури кінця наповнення  $T_a$  через збільшення  $\gamma_g$ ;
- до збільшення роботи, затраченої на видалення газів із циліндра чотиритактного двигуна;
- до зменшення вагового заряду повітря.

Зменшення  $\alpha$  (внаслідок падіння кількості повітря за один цикл ( $G_{вц}$ , кг) при  $g_u = \text{const}$ ) призводить до того, що процес згоряння поширюється на більшу частину лінії розширення, отже:

- ростуть температури випускних газів;
- зростає кількість втраченого тепла з випускними газами;
- підвищується температура стінок циліндра, що призводить до збільшення теплової напруженості;
- зменшується корисна робота за цикл (зменшується індикаторна й ефективна потужність);
- погіршується економічність двигуна (зростає питома ефективна витрата палива).

Аналіз даних зміни основних параметрів робочого процесу ( $\alpha$ ,  $g_e$ ,  $t_g$ ) двотактного дизеля типу Д-100 залежно від противотиску на випуску показує, що збільшення  $\Delta p_{\text{сист}}$  у 2 рази для двотактних дизелів мало впливає

на дані параметри (до 3...4%), тоді як подальше збільшення  $p_r$  приводить до істотно помітної їхньої зміни [3]. Двотактні ДВЗ, внаслідок властивих їм особливостей процесу газообміну, більш чутливі до противотиску на випуску, ніж чотиритактні. Це пояснюється тим, що випускні гази залишаються в циліндрі після вільного випуску, виштовхуються не поршнем, а продувним повітрям при меншому значенні перепаду тиску між продувним повітрям і відпрацьованими газами. У результаті цього процес очищення й наповнення циліндрів відбувається в більш важких умовах і більшою мірою залежить від противотиску на випуску, ніж у чотиритактних двигунів.

За даними проф. А.С. Орлина [4], для двотактних ДВЗ із прямоточно-клапанною системою продувки граничним значенням відношення тиску в випускному трубопроводі до тиску продувного повітря є приблизно 0,80, тоді як для чотиритактних ДВЗ, за даними проф. Д.А. Портнова [5], — 0,85, вище яких значно погіршується робота двигуна.

В умовах експлуатації контрольним обмежувальним параметром граничного значення тиску в випускному трубопроводі  $p_r$  звичайно є температура відпрацьованих газів. Таким чином, в умовах експлуатації, особливо у випадку одночасної дії підвищеного опору на впуску й противотиску на випуску, користуватись обмежувальними характеристиками, які розробляються для конкретного двигуна, необхідно зменшувати подачу палива з метою запобігання перевантаження. В установці на судні контроль за противотиском газів на випуску здійснюється за допомогою ртутних п'єзометрів або спеціальних манометрів.

Зменшення газодинамічних втрат від противотиску у газовихлопі дизеля та теплообмінних втрат в УК через відкладення сажі відбуваються завдяки впровадженню способу ударно-акустичного очищення зовнішніх поверхонь нагріву теплообмінників, на який отримано позитивне рішення на публікацію патенту. Поставлена мета досягається тим, що одночасно із впливом ударних хвиль на поверхню нагріву, на неї діють акустичні хвилі, які зумовлюють виникнення резонансно-акустичного імпульсу. У запропонованому способі ударно-акустичного очищення використовується мембранний генератор пневматичних імпульсів (ГПІ), що працює на стисненому повітрі, на який виданий патент України [6]. Схема розміщення ГПІ на утилізаційному котлі наведена на рисунку 3.

Такі схеми компонування ГПІ й установка вихлопних сопел попередньо вибираються залежно від виду поверхні, що очищається, розмірів зон і характеру забруднення поверхні й уточнюються при розрахунку ГПІ та побудові хвильових полів. Ефективність очищення досягається в тих випадках, коли тиск у хвилі  $\Delta P$  перед поверхнями, які очищають, становить 140...160 дБ. Взаємодія ударних хвиль і супутніх резонансно-акустичних коливань із шаровими відкладеннями має складний характер. Ці резонансно-акустичні імпульси можна забезпечити шляхом спрямовування ударних хвиль у конвективні об'єми. Особливе розташування гарантує формування резонансно-акустичного впливу на відкладення та їхнє транспортування.

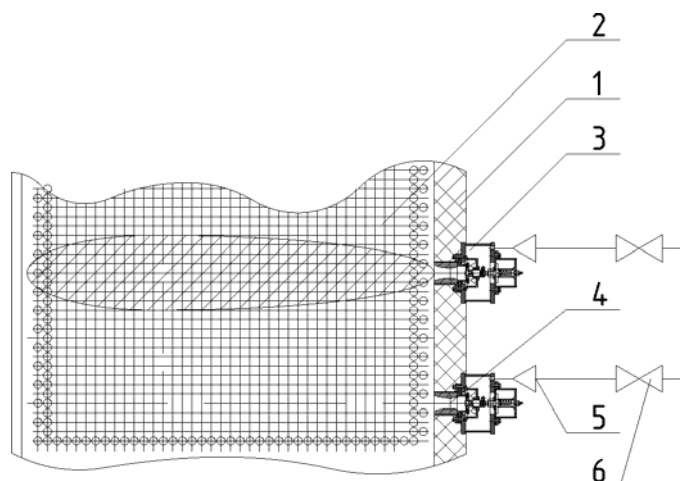


Рисунок 3. Схема розміщення ГПІ на УК:

1 – УК; 2 – економайзерна поверхня; 3 – ГПІ; 4 – вихлопні профільовані сопла; 5 – трубопроводи стисненого повітря; 6 – клапани.

Побудова хвильових полів виконується з використанням експериментальної установки при зміні в широкому діапазоні геометричних, фізичних та режимних параметрів. При стендових дослідженнях характеристик хвильових полів, які створюються ГПІ, фіксуються: тиск у хвилі  $\Delta P$ , зміна його залежно від відстані  $R(D)$  і кута  $\alpha$  від осі ГПІ, інтенсивність випромінювання, спрямованість випромінювання, хвильова потужність тощо. Акустичний та вібраційний вплив на відкладення сажі вимірюються за допомогою вимірювача шуму і вібрації ВШВ-003, який забезпечує динамічний діапазон вимірювання середніх квадратичних значень рівня звуку від 25 до 140 дБ в діапазоні частот 10...20000 Гц. Робота цього приладу побудована на принципі перетворення звукових і механічних коливань досліджуваних об'єктів у пропорційні їм електричні сигнали, які потім підсилюються й вимірюються. У якості перетворювача звукових коливань в електричні сигнали використовується вимірювальний мікрофон М101. Електричний сигнал, який пропорційний звуковому тиску, підсилюється до величини, необхідної для нормальної роботи середньоквадратичного детектора, а потім надходить до стрілочного електромеханічного приладу, за допомогою якого відраховується вимірювана величина в децибелах. Спектральний аналіз здійснюється за допомогою октавних фільтрів, розміщених у приладі. Для перетворення механічних коливань в електричні сигнали використовується перетворювачі п'єзоелектричні вібровимірювальні ДН-3 і ДН-4. Електричні сигнали, які знімаються з віброперетворювачів, пропорційні віброприскоренню коливального об'єкта, перетворюються інтегровальним пристроєм, розміщеним у приладі.

**Висновки.** Установлений комплексний критерій ефективності процесу ударно-акустичного очищення враховує газодинамічні втрати від

протivotиску у газовихлопі ГД та теплообмінні втрати в УК через відкладення сажі на ТП.

Збільшення протivotиску призводить до погіршення роботи двигуна у першу чергу внаслідок зменшення масового заряду повітря, що надходить у циліндр.

Розрахунки і моделювання пропонованого методу очищення ТП дають змогу інтенсифікувати теплопередачу, поліпшити аеродинамічну характеристику УК.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. MAN B&W S60MC-C7 Project Guide. Camshaft Controlled Two-stroke Engines : 20 chapters / – Copenhagen SV, Denmark : MAN Diesel, 2009. – Chapter 15 : Exhaust Gas. – 2009. – 16 p.
2. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебник / [Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В. и др.]. – Л. : Судостроение, 1989. – 344 с.
3. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей / [Гиттис В.Ю., Бондаренко В.А., Ефимов Т.П. и др.]. – М. : Транспорт, 1965. – 376 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания : в 3 т. / [Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г. и др.]; под ред. проф. А.С. Орлина. – [2-е изд.]. – М. : МАШГИЗ, 1957. – Т. 1 : Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. – 1957. – 396 с.
5. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики. – М. : Машиностроение, 1963. – 638 с.
6. Патент України № 85120 С2, МПК 2006 F28G 1/00. Генератор пневматичних імпульсів / М.Ю. Багненко, В.С. Самохвалов (Україна). – № а200703952; Заявлено 10.04.2007; Опубл. 25.12.2008, Бюл. № 24.