

СЕНТТОО

ХДМА



№ 15

МАТЕРІАЛИ
МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-
ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ

2024

<https://ksma.ks.ua/>

Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Одеський національний морський університет
Національний університет «Одеська морська академія»
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Державний університет інфраструктури та технологій
Литовська морська академія (Литовська Республіка)
Akademia Morska w Szczecinie (Республіка Польща)
Batumi State Maritime Academy (Грузія)
University of Plymouth (Велика Британія)
Крюїнгова компанія «Marlow Navigation» (Республіка Кіпр)

МАТЕРІАЛИ

15-ї Міжнародної науково-практичної конференції

***«СУЧАСНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ
УСТАНОВКИ НА ТРАНСПОРТІ,
ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ»
(СЕУТТОО-2024)***



Херсон – 2024

ЗМІСТ

Слово голови організаційного комітету конференції, ректора Херсонської державної морської академії Чернявського Василя Васильовича.....	9
Секція 1. Проблеми експлуатації енергетичних установок і допоміжного обладнання на транспорті.....	10
Гнатів А.В., Сохін П.А., Ульянець О.А. <i>Спосіб балансування Li-ion акумуляторних батарей під час їх заряду та розряду</i>	11
Врублевський Р.Є. <i>Ефективне очищення палива від алюмосилікатів за допомоги PID-регулятора</i>	15
Матвеев В.В. <i>Альтернативна заміна фреону R22</i>	17
Кульбашна Н.І., Гавришенко С.О. <i>Проведення хронометражних вимірювань на маршруті за допомогою бортового пристрою</i>	19
Dmytro Borysiuk. <i>Mathematical model of YaMZ-650 turbocharger as a diagnostic object</i>	22
Наговський Д.А., Дощенко Г.Г. <i>Математична модель електрогенераційної суднової установки</i>	29
Савчук В.П., Зінченко Д.О., Дзигар А.К., Кочетов Г.А. <i>Дослідження робочих параметрів шатунних підшипників суднового дизельного двигуна MaK 8M32C за різних значень експлуатаційних зазорів</i>	33
Шарко О.В., Яненко А.В., Мовчан П.В. <i>Система технічної діагностики визначення поточного стану транспортних пристроїв</i>	39
Oleh Kolbasenko, Borys Dymo, Serhii Anastasenko, Oleksiy Stelmakh. <i>Increasing the efficiency of combustion of water fuel emulsions in internal combustion engines</i>	42
Савчук В.П., Макарчук Д.В., Пошивай І.Г. Дзигар А.К. <i>Метод оптимізації питомої витрати палива малообертовими двигунами суховантажних суден</i> ...	45
Савчук В.П., Курносенко Д.В., Білоусов Є.В. Сатулов А.І. <i>Діагностування несправностей систем змащення високооберткових дизелів</i>	49
Горобченко О.М., Заїка Д.О. <i>Дослідження тяго-енергетичних показників маневрового локомотива ЧМЕЗ на різних варіантах підключення тягових електричних двигунів</i>	52
Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В. <i>Особливості використання та експлуатації водопріснювальної установки зворотнього осмосу</i>	55
Залож В.І., Тарасенко Т.В. <i>Огляд існуючих систем моніторингу суднових дизельних двигунів</i>	60

Шостак В.П., Личко Б.М. <i>Застосування дросельно-зволожувального пристрою в системах глибокої утилізації теплоти малооборотних двигунів</i>	63
Roman Varbanets, Dmytro Minchev, Iryna Savelieva ¹ , Andriy Rodionov, Tatiana Mazur, Sviatoslav Psariuk. <i>Advanced marine diesel engines diagnostics for IMO decarbonization compliance</i>	66
Коробейнікова Н.В., Чередніченко О.К. <i>Плавучі електростанції на базі енергоефективних технологій як джерела енергопостачання суден в акваторії порту</i>	76
Volodymyr Nerubatskyi, Denys Hordienko. <i>Adaptive multi-phase control system of the rectifier-inverter converter of electric rolling stock</i>	79
Шумило О.М., Кононова О.М. <i>Урахування аналізу ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу судна</i>	83
Тачинін Є.В., Єнчев С.В., Тачиніна О.М. <i>Методологічні основи створення методики забезпечення експлуатаційної технологічності авіоніки на стадії проектування</i>	89
Бігун С.В., Сіманенков А.Л., Лебеденко Ю.О. <i>Задача оптимального керування процесом упорскування циліндрового мастила судових двигунів</i>	93
Булгаков М.П., Кучеренко В.Ю., Волошин Д.О. <i>Інноваційні підходи до оцінки якості баластних вод</i>	95
Кривошапов С.І., Назаров О.І. <i>Система моніторингу та обліку паливно-мастильних матеріалів на підприємствах автомобільного транспорту</i>	99
Секція 2. Проблеми енергозбереження, надійності та безпеки енергетичних установок і допоміжного обладнання на транспорті, нетрадиційні енергетичні системи	103
Воронков О.І., Авраменко А.М., Левтеров А.М. <i>Шляхи зменшення теплового сліду транспортних засобів з ДВЗ</i>	104
Воїнов О. П., Кобалава Г.О., Самохвалов В.С. <i>До питання енергозбереження у сфері тепловикористання</i>	107
Stefan Zaichenko, Andriy Trachuk. <i>Application of the Holt method for building a forecast model of the development of selected structural components of renewable energy industry of Ukraine</i>	110
Скосар В.Ю., Комаров С.В., Бурилов С.В. <i>До питання електромагнітної безпеки користувачів водного транспорту</i>	117
Скосар В.Ю., Бурилова Н.В., Ворошилов О.С., Комаров С.В. <i>Питна вода плюс автономне енергоживлення</i>	120
Скосар В.Ю., Редчиць Д.О., Бурилов С.В., Дзензерський В.О. <i>Вдосконалення мембранного блоку паливного елемента</i>	124

ЗАСТОСУВАННЯ ДРОСЕЛЬНО-ЗВОЛОЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ В СИСТЕМАХ ГЛИБОКОЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

Шостак В.П., Личко Б.М.✉

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

	<i>Анотація</i>
Ключові слова: утилізація вторинної теплоти, малообертотий двигун, перегріта пара, дросель, конденсатор.	<i>Розглядається пристрій, який забезпечує зниження тиску і температури перегрітої пари, що дозволяє її скидати в конденсатор при раптовій непередбаченій зупинці утилізаційної турбіни.</i>

Вступ

На рубежі XX-XXI століть спостерігається «друге дихання» [2] глибокої утилізації вторинної теплоти малообертотого двигуна (МОД) з перспективою застосування утилізаційного гребного турбозубчастого агрегата (УГТЗА) [1], який додає понад 10 % енергії на гребний гвинт без додаткової витрати палива. У зв'язку з цим виникає чимало питань щодо розгалуженої системи «пара–конденсат». Зокрема, поза увагою залишаються режими непередбачуваної зупинки утилізаційної парової турбіни і, поряд з цим, інерційною генерацією пари в утилізаційному котлі. У даній роботі розглядається пристрій, що дозволяє знизити температуру і тиск перегрітої водяної пари та направити її у конденсатор.

Актуальність досліджень

Економія палива і, як наслідок, зниження викидів токсичних оксидів з відхідними газами МОД завжди є нагальним питанням проектування, побудови й експлуатації енергетичних установок сучасних транспортних суден. Перспективним являється впровадження на судах ближньої побудови УГТЗА, які обумовлюють відносно складну систему «пара–конденсат». Вона повинна у своєму складі передбачувати пристрої, що дозволяють оперативно охолоджувати перегріту пару та направляти її поміж турбіни в конденсатор. Така ситуація виникає при ситуативному вимкненні УГТЗА внаслідок раптового зниження швидкості ходу судна, при його швидкому реверсуванні та інших форс-мажорних обставинах. А тому актуальною є інформація, в першу чергу для конструкторських рішень і подальшої експлуатації, по альтернативним пристроям, які б дозволяли раптове скидання водяної пари в конденсатор. Одна із таких альтернатив надається і характеризується нижче.

Викладення основного матеріалу

Як відомо, в конденсаторі паротурбінного контуру відбувається скраплення водяної пари при вакуумі і невисокій температурі, значення яких зумовлюється температурою охолоджувальної заборотної води. У зв'язку з цим до нього не можна скидати пару з надлишковим тиском. Тому при непередбачуваному раптовому вимкненні УГТЗА пара із утилізаційного котла повинна бути дросельована й охолоджена, бажано до температури не вище 50 °С. Для цього можуть бути застосовані пропоновані нами дросельно-зволожувальні пристрої.

На рисунку 1 зображено фрагмент теплової схеми з трьома такими пристроями, до яких підводиться пара з тиском 10, 2 й 1 бар і живильна вода із теплового ящика з температурою, наприклад, ~40 °С. На виході з пристроїв тиск уже охолодженої пари трохи більший від тиску в конденсаторі – на величину опору магістралі від пристроїв до конденсатора. Температура вихідної пари залежить від кількості впорскнутої води (На цьому рисунку пара на утилізаційну турбіну перекрита).

На рисунку 2 зображені процеси й параметри розширення й охолодження водяної пари в координатах «ентальпія–ентропія». При нормальній роботі, коли працює УГТЗА, до його п'ятиступеневої турбіни поступає перегріта пара і, як видно з рисунку, є два проміжних підводи.

При раптовій зупинці УГТЗА пара поступає до пристроїв. Складні динамічні процеси зниження тиску й охолодження пари в цих пристроях представлені тут у спрощеному вигляді, що не впливає на кінцевий результат.

Дроселювання перегрітої пари відбувається при постійній ентальпії і незначному падінні температури та суттєвим зниженням тиску – до 0,059 бара (відповідно до рисунку 2). Впорскнута вода, змінюючи свій агрегатний стан, охолоджує перегріту пару.

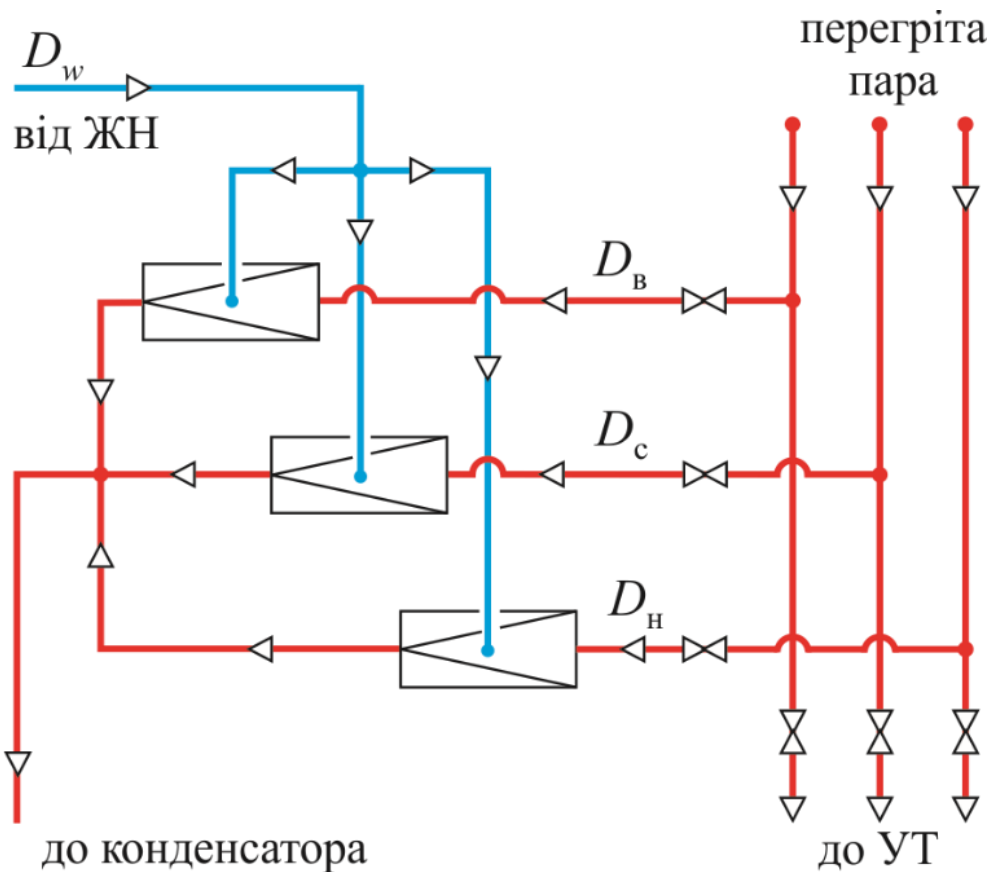


Рисунок 1. Фрагмент теплової схеми «пара–конденсат» з дросельно-зволожувальними пристроями: ЖН – живильний насос; УТ – утилізаційна турбіна; D_B , D_C , D_H – витрата пари високого, середнього і низького тисків; D_w – витрата впорскуваної води

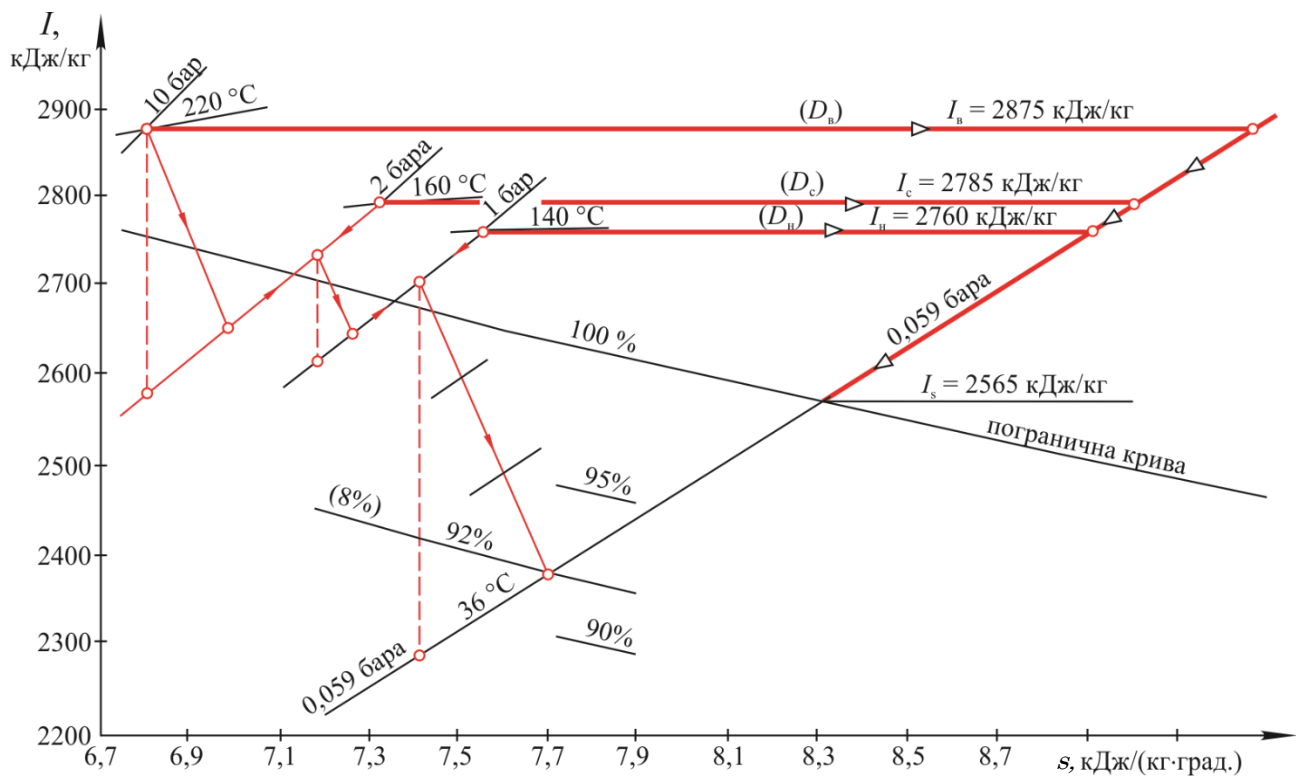


Рисунок 2. Процеси в п'ятиступеневій утилізаційній турбіні з проміжним підводом пари (ліворуч – середина) і у дросельно-зволожувальному пристрої (зверху – праворуч) у діаграмі «ентальпія – ентропія» ($I - s$)

Доречно охолоджувати пару до температури насичення. У цьому випадку загальна кількість впорскнутої води визначається як

$$D_w = \frac{D_B(I_B - I_S) + D_C(I_C - I_S) + D_H(I_H - I_S)}{I_S - i_w},$$

де i_w – ентальпія води, що забирається зі збірника конденсатів, наприклад, з температурою 40 °C; її ентальпія 168 кДж/кг.

Інші величини вказані на рисунках 1 і 2.

Визначимо величину D_w на конкретному прикладі з ГД 8G95ME-C9,5, для якого потужності (кВт): номінальна 54960, специфікаційна 52500 експлуатаційна 49875, за таких даних:

витрата пари (за умов ISO) високого, середнього і низького тисків: $D_B = 9259$ кг/год; $D_C = 9638$ кг/год; $D_H = 17592$ кг/год; сумарна $D_\Sigma = 6528$ кг/год.

Тоді, після підрахунків, $D_w = 3513$ кг/год.

Отже, якщо після дросельно-випарювального пристрою суміш представлятиме собою насичену пару, то кількість впорскнутої води складатиме 9,6 % від пари, що потребує охолодження (до 36 °C) і зниження тиску (до 0,059 бара). Для подачі впорскнутої води може бути використаний живильний насос.

Висновки

1. Для забезпечення безаварійної роботи конденсатора у складі утилізаційної парової установки пропонується дросельно-випарювальний пристрій, який знижуватиме температуру і тиск перегрітої пари, що скидатиметься в конденсатор при раптовому вимкненні утилізаційної парової турбіни.

2. Кількість впорскнутої води (наприклад, живильної) у вказаний вище пристрій сягатиме 10 % від кількості пари, що надходить до пристрою, з параметрами, характерними для систем

глибокої утилізації вторинної теплоти малооборотних двигунів.

Література

[1]. Шостак В.П., Манзюк А.Ю. Глибока утилізація теплоти відхідних газів і стисненого повітря сучасного малооборотного двигуна. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. 2016. № 3. С. 21-25. DOI [10.15589/jnn20160305](https://doi.org/10.15589/jnn20160305)

[2]. Шостак В.П., Личко Б.М. Друге дихання утилізації вторинної теплоти малооборотних двигунів. *Матеріали 14-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2023)*. Херсон, 2023. С. 119-123.

Відомості про авторів

Володимир Шостак, к.т.н., професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-8071-389X](https://orcid.org/0000-0002-8071-389X).



Богдан Личко, к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [ORCID ID: 0000-0003-3943-9689](https://orcid.org/0000-0003-3943-9689).

