

УДК 621.577

М.І. РАДЧЕНКО, Є.О. КРАСІЛЬЩІКОВ*Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна***ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИХ ВОДОАМІАЧНИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ ДВЗ**

Виконано аналіз ефективності охолодження циклового повітря судових ДВЗ водоаміачною абсорбційною холодильною машиною, що використовує теплоту відхідних газів. Розраховані її енергетичні характеристики: тепловий коефіцієнт, питомі теплові навантаження на генератор-кип'ятильник високого тиску, випарник-повітроохолоджувач, зменшення температури повітря на вході ДВЗ. Показано, що застосування абсорбційної холодильної машини з рекуперативним теплообмінником забезпечує зниження температури циклового повітря на 40...60 °С і підвищення ККД судових ДВЗ на 2...3 %, що в 1,5 рази більше порівняно з простою схемою без теплообмінника.

двигун внутрішнього згоряння, утилізація, відхідні гази, водоаміачна абсорбційна холодильна машина, охолодження повітря, тепловий коефіцієнт

**Аналіз стану проблеми,
постановка мети дослідження**

Суднові умови експлуатації ДВЗ відзначаються значними коливаннями температури зовнішнього повітря та заборотної води. З підвищенням температури зовнішнього повітря, відповідно і повітря у машинному відділенні, тобто на вході ДВЗ, зменшується коефіцієнт надлишку повітря, погіршується якість сумішоутворення, збільшуються температура випускних газів і відповідно втрати теплоти, теплова напруженість двигуна, питома витрата палива, знижуються ефективний ККД і потужність двигуна. До того ж за високої зовнішньої температури система водяного охолодження не спроможна забезпечити підтримання зниженої температури наддувного повітря, котра нівелювала б вплив підвищення температури повітря на вході на показники ДВЗ. Так, за даними фірми "MAN-B&W" кожні 10 °С підвищення температури зовнішнього повітря спричиняють зменшення ККД η_e судових ДВЗ на 0,5...0,7 %, а таке ж підвищення температури $t_{зв}$ заборотної води на вході центральних охолоджувачів зовнішнього контуру системи охолодження наддувного повітря судових МОД призводить до збільшення пито-

мої витрати палива b_e на 0,6 % [1–3]. Тому вирішення проблеми підвищення ефективності роботи судових ДВЗ при високих зовнішніх температурах варто шукати в напрямку застосування машинного холоду для охолодження повітря на вході двигунів.

За даними тієї ж фірми "MAN-B&W" підвищення температури t_0 повітря на вході судових дизелів на 10 °С призводить до зростання температури $t_{ух.г}$ відхідних газів після утилізаційної турбіни наддувного турбокомпресора (ТК) приблизно на 16 °С [2]. Цілком логічним було б використання цієї скидної теплоти, поряд із теплою, що відводиться водою від охолоджувачів наддувного повітря (ОНП), для виробництва машинного холоду, а того, в свою чергу, – для охолодження циклового повітря двигунів.

Серед тепловикористовуючих машин найбільше поширення отримали абсорбційні (АХМ). Проте їх застосування на судах стримується великими масою та габаритами через наявність абсорбера, десорбера-ректифікатора та дефлегматора, які забезпечують високу ефективність процесів абсорбції та десорбції. На відміну від стаціонарної практики застосування АХМ, згідно з якою для скорочення обсягу монтажних робіт обладнання АХМ поставля-

ється на об'єкт в єдиному корпусі, для суднових умов такий підхід неприйнятний, оскільки розміщення теплообмінного обладнання з навішеним допоміжним (ректифікатор, дефлегматор тощо) в газо-випускному тракті призведе до непомірних витрат потужності на подолання аеродинамічного опору, що може звести нанівець ефект від застосування АХМ. Очевидно, що доцільним є альтернативний підхід, пов'язаний з деагрегуванням і зведенням до прийняттого мінімуму комплектації установок.

Метою дослідження є оцінка ефективності застосування для охолодження повітря на вході суднових ДВЗ АХМ зі спрощеною конструктивною схемою, що забезпечувало б мінімальні поверхні теплообміну і відповідно витрат потужності на подолання аеродинамічного опору.

Аналіз результатів дослідження

Згідно з запропонованим підходом до застосування АХМ в суднових ДВЗ аналізувалась ефективність АХМ простої схеми (без теплообмінника-рекуператора, ТО) та з ТО (рис. 1, а і б).

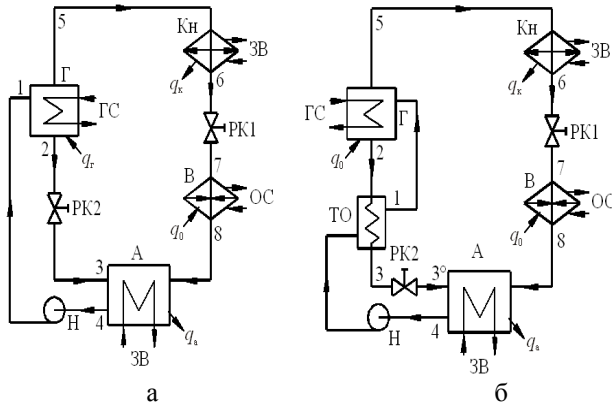


Рис. 1. Схеми водоаміачної АХМ без ТО (а) та з ТО (б): Г – генератор-кип'ятильник; Кн – конденсатор; РК1 і РК2 – регулюючі (дрельні) клапани; В – випарник-охолоджувач повітря ДВЗ; А – абсорбер; Н – насос; ТО – теплообмінник; ГС – гриюче середовище (відхідні газів, наддувне повітря); ОС – охолоджуване середовище (повітря на вході ДВЗ); ЗВ – забортна вода

Розглядалась водоаміачна АХМ. Теплота відхідних газів (наддувного повітря, охолоджуючої води)

підводиться в генераторі-кип'ятильнику (десорбері) на випаровування аміаку з водного розчину. Утворена пара конденсується, після чого рідкий аміак кипить у випарнику-охолоджувачі повітря на вході ДВЗ.

При розрахунках ефективності застосування АХМ для охолодження повітря ДВЗ приймалися температури відхідних газів після генератора-кип'ятильника $t_{г2} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, кипіння аміаку в випарнику $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ і конденсації $t_k = 30$ і $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура відхідних газів ДВЗ після ТК приймалась $t_{\text{вх.г}} = 280\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температурі повітря на вході ТК $t_0 = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$, що узгоджувалось із параметрами експлуатації ДВЗ фірми "MAN-B&W" при $t_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $t_{\text{вх.г}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1 – 3]. Енергетична ефективність АХМ оцінюється тепловим коефіцієнтом $\zeta = Q_0/Q_g$, де Q_0 – холодопродуктивність, або теплота, відведена від повітря на вході ДВЗ; Q_g – теплота, що підводиться в генераторі-кип'ятильнику до киплячого водоаміачного розчину від відхідних газів або наддувного повітря двигуна.

Значення температури відхідних газів у разі застосування АХМ для попереднього охолодження повітря (температури $t_{г1}$ газів перед кип'ятильником АХМ) розраховувались у залежності від величини теплового коефіцієнта ζ методом послідовних наближень. В свою чергу, тепловий коефіцієнт ζ визначався в залежності від температури кипіння в генераторі-кип'ятильнику t_g , випарнику-охолоджувачі прісної води (повітря) t_0 і конденсації аміаку t_k (рис. 2).

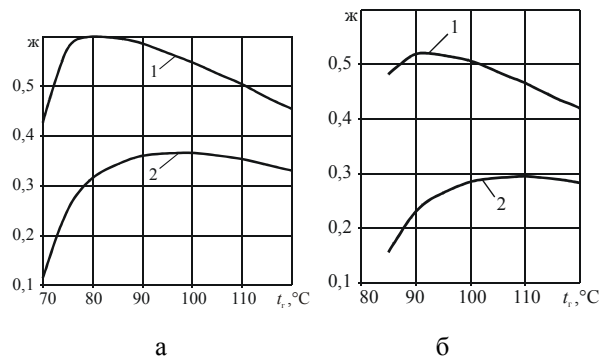


Рис. 2. Залежність теплового коефіцієнта АХМ ζ від температури кипіння водоаміачного розчину в генераторі-кип'ятильнику t_g при температурі

кипіння аміаку у випарнику $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$ і конденсації t_k :
 а – $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$; б – $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$; 1 – з ТО; 2 – без ТО
 Значення питомої теплоти, відведеної від відхідних газів q_r , повітря на вході ДВЗ q_0 , зниження температури Δt_b повітря на вході ДВЗ, теплового коефіцієнта АХМ ζ в залежності від температури кипіння водоаміачного розчину в генераторі t_r при температурі кипіння аміаку у випарнику $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, конденсації аміаку $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$, відхідних газів після генератора АХМ $t_{r2} = 150\text{ }^\circ\text{C}$, повітря на вході базового ДВЗ (без АХМ) $t_{b1}^6 = 45\text{ }^\circ\text{C}$ і відхідних газів $t_{y,r}^6 = 280\text{ }^\circ\text{C}$ наведені на рис. 3.

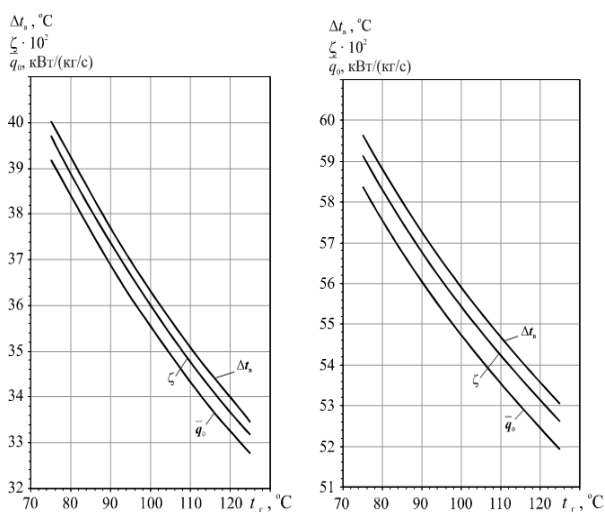


Рис. 3. Питомо теплота, відведена від повітря на вході ДВЗ (холодопродуктивність АХМ) q_0 , зниження температури Δt_b повітря на вході ДВЗ, тепловий коефіцієнт АХМ ζ в залежності від температури кипіння водоаміачного розчину в генераторі t_r при температурі кипіння аміаку у випарнику $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, конденсації аміаку $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$, відхідних газів після генератора АХМ $t_{r2} = 150\text{ }^\circ\text{C}$, повітря на вході базового ДВЗ (без АХМ) $t_{b1}^6 = 45\text{ }^\circ\text{C}$ і відхідних газів $t_{y,r}^6 = 280\text{ }^\circ\text{C}$:
 а – без ТО; б – з ТО

Як видно, рекуперация теплоти в ТО забезпечує майже в 1,5 рази більше охолодження повітря на вході ДВЗ.

В усьому практично можливому діапазоні значень температури кипіння водоаміачного розчину в генераторі $t_r = 80...120\text{ }^\circ\text{C}$ при температурі відхідних газів для базового ДВЗ (без АХМ) $t_{y,r}^6 = 280\text{ }^\circ\text{C}$ величина зниження температури повітря Δt_b у випарнику АХМ змінюється незначно: на $5...10\text{ }^\circ\text{C}$, ще

менше – температура газів на вході в генератор АХМ (рис. 4). Таким чином, можна приймати низькі значення t_r , щоб забезпечити максимальні температурні напори θ і густину теплового потоку q_F , тобто мінімальну поверхню генератора–десорбера аміаку.

Як видно, зниження температури повітря у випарнику-повітроохолоджувачі АХМ становить $\Delta t_b = 40...60\text{ }^\circ\text{C}$, чому відповідає приріст ККД $\Delta \eta = 2...3\text{ }%$. Зрозуміло, що така велика величина Δt_b може бути реалізована у випадку охолодження повітря не тільки на вході ДВЗ, але й наддувного.

Приріст ККД ДВЗ $\Delta \eta$ за рахунок зниження температури Δt_b повітря на вході в залежності від температури кипіння аміаку в генераторі t_r при температурі відхідних газів на виході з генератора $t_{r2} = 150\text{ }^\circ\text{C}$ і різних значеннях температури кипіння аміаку у випарнику t_0 та його конденсації t_k наведено на рис. 5.

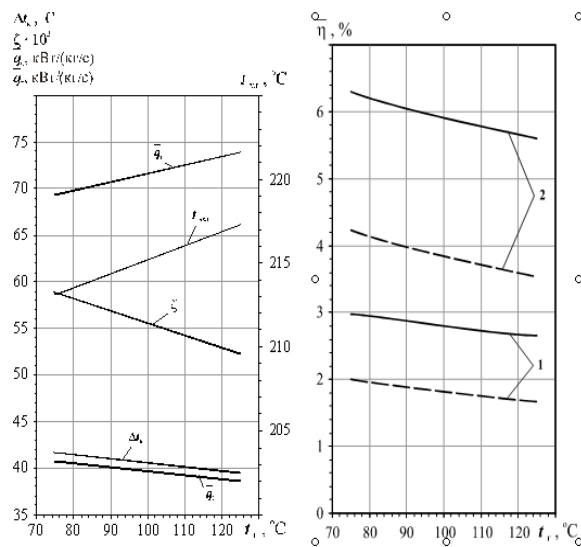


Рис. 4. Залежності питомої теплоти, відведеної від відхідних газів q_r , повітря на вході ДВЗ q_0 , зниження температури Δt_b повітря ДВЗ у випарнику АХМ, теплового коефіцієнта ζ і температури відхідних газів на вході в генератор АХМ $t_{y,r}$ від температури кипіння аміаку в генераторі t_r при температурі відхідних газів для базового ДВЗ

Рис. 5. Приріст ККД ДВЗ $\Delta \eta$ в залежності від температури кипіння аміаку в генераторі t_r при температурі кипіння аміаку у випарнику $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, конденсації $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$; температурах відхідних газів на вході генератора $t_{y,r}$:
 1 – $t_{y,r} = 250\text{ }^\circ\text{C}$;
 2 – $t_{y,r} = 350\text{ }^\circ\text{C}$;

(без АХМ) $t_{y,r}^6 = 280 \text{ }^\circ\text{C}$ — з ТО;
 ----- без ТО

Температура відхідних газів на виході ТК (на вході генератора АХМ) $t_{yx,r} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідає умовам експлуатації малообертових ДВЗ, а $t_{yx,r} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ – середньообертових.

Згідно з даними для ДВЗ фірми "MAN-B&W" [1 – 3] зниження температури повітря на вході від $t_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ до $25 \text{ }^\circ\text{C}$ призводить до підвищення ККД на 1 %. Тому в розрахунках приймали, що при зниженні температури Δt_b повітря на вході на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ККД двигуна зростає на 0,5 %.

Варто зазначити, що при $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ зниженню температури повітря на вході ДВЗ на величину $\Delta t_b = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4) порівняно з вихідною його температурою, наприклад $45 \text{ }^\circ\text{C}$ (температурою повітря в машинному відділенні) буде відповідати його температура після випарника АХМ $t_{b2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, тобто різниця температур між охолоджуваним повітрям і киплячим аміаком на виході з випарника буде $\Delta t_{b/0} = t_{b2} - t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, мінімально можливою, виходячи з інтенсивності теплопередачі. Проте при $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ зниження температури повітря становить вже $\Delta t_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Така велика величина Δt_b може бути реалізована повністю тільки при вихідній температурі повітря на вході не $t_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, а вже, як мінімум, $t_0 = 60 \dots 65 \text{ }^\circ\text{C}$. У разі ж $t_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ температура повітря на вході може бути знижена лише до значень $t_{b2} = 20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$), тобто на $\Delta t_b = 20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$, що відповідає лише 50...60 % від потенційно можливого зниження температури $\Delta t_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Надлишковий холод може бути використаним для глибокого охолодження наддувного повітря ДВЗ, яке неможливо здійснити забортною водою. Як видно з рис. 5, це дозволяє зменшити питому ефективну витрату палива g_e і збільшити ефективний ККД двигуна η_e приблизно на 2 %.

Окрім охолодження зовнішнього повітря на всмоктуванні ТК, АХМ може бути застосована ще й для глибокого охолодження наддувного повітря

шляхом додаткового охолодження прісної води, що надходить до стандартного охолоджувача наддувного повітря від центрального водяного холодильника.

Висновки

1. Вперше встановлено, що застосування водоаміачної АХМ, яка використовує теплоту відхідних газів ДВЗ, дозволяє знизити температуру повітря на вході ТК малообертових ДВЗ на $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (при температурі повітря на вході базового ДВЗ (без АХМ) $t_{b1}^6 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ і відхідних газів $t_{y,r}^6 = 280 \text{ }^\circ\text{C}$), що забезпечує зменшення питомої ефективної витрати палива і збільшення ефективного ККД ДВЗ приблизно на 2 %.

2. У разі застосування АХМ для охолодження повітря на вході ТК середньообертових ДВЗ має місце надлишок холодопродуктивності АХМ, використання якого для охолодження наддувного повітря забезпечує зниження його температури додатково ще на $30 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$ і, як результат, збільшення ефективного ККД ДВЗ на 2...3 %.

Література

1. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 1986.
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mandiesel.com/files/news/files762/5510-0005.00pr_low.pdf.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mandiesel.com/files/news/files762/5510-0005.00pr_low.pdf.

Надійшла до редакції 16.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.І. Живиця, Одеська державна академія холоду, Одеса.