

**ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО
ПОВІТРЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ
З УТИЛІЗАЦІЄЮ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ**

А.А. Андрєєв¹, М.А. Пирисунько², В.І. Свиридов³

¹к.т.н., доцент кафедри теплотехніки,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-6043-3700

²к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-3928-7112

³к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-4841-7935

Анотація

Вступ. Конструктивно найбільш простою і надійною в експлуатації є тепло-використовуюча система охолодження (ТСО) наддувного повітря ежекторного типу (ЕТСО), в якій функцію компресора виконує ежектор і інтеграція якої в штатну систему турбонаддуву суднових малооберткових двигунів (МОД) не призводить до помітного ускладнення останньої. Проте термодинамічна ефективність ЕТСО (теплові коефіцієнти ζ) менше, ніж у більш складних і громіздких, наприклад, абсорбційних тепловикористовуючих систем охолодження (АТСО). Тому, якщо через необхідність відведення від наддувного повітря великої кількості теплоти, викликаної недостатньо високими ζ ЕТСО, поверхні теплообміну тепловикористовуючих ступенів охолоджувачів наддувного повітря (ОНП), і, відповідно, аеродинамічні їх опори виявляться значними, доведеться застосовувати термодинамічно більш ефективні ТСО, наприклад, АТСО або проміжний ступінь охолодження наддувного повітря забортною водою. Можливе також використання додаткових джерел теплоти, зокрема випускних газів або охолоджувальної двигун води, відведення теплоти від яких не пов'язане з розміщенням теплообмінних агрегатів (ТОА) в повітряному або газовипускному трактах і, отже, не призводить до додаткового зростання аеродинамічного опору. Виходячи з наведених вище посилок, розроблялися та аналізувалися ТСО наддувного повітря суднових МОД.

Мета статті полягає у застосуванні у ТСО низькокиплячих робочих тіл (НРТ) дозволяє охолоджувати воду проміжного водяного контуру охолодження наддувного повітря до низьких температур, близьких 0°C , причому без необхідності підтримання вакууму у випарнику НРТ-охолоджувачі води.

Результати: запропонована триступінчаста триконтурна система охолодження наддувного повітря, в якій наявність проміжного ступеня охолодження

наддувного повітря забортною водою (штатного ОНП) дозволяє компенсувати дефіцит високопотенційної теплоти повітря для ЕТСО і, відповідно, холодопродуктивності, а, отже, приводить до скорочення поверхні ОНП, насамперед його економічної (хвостової, по ходу повітря) секції, відповідно і аеродинамічного опору, що становить $P < 3000$ Па, тобто менше 1 % від тиску наддувного повітря P_k .

Висновки: наявність проміжного ступеня охолодження наддувного повітря забортною водою робить триступінчасту триконтурну систему охолодження практично незалежною від температури $t_{зв}$ забортної води, а по ефективності (глибини) охолодження повітря перевищує двоступінчасту триконтурну систему охолодження.

Ключові слова: система охолодження, наддувне повітря, ежекторна холодильна машина, тепловикористовуючі системи охолодження.

PROMISING AREAS FOR COOLING THE CHARGE AIR OF MARINE LOW-SPEED DIESEL ENGINES WITH THE UTILIZATION OF WASTE HEAT

A.A. Andrieiev¹, M.A. Pyrysunko², V.I. Sviridov³

¹Ph.D (Engineering), Associate Professor of the Heat Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,

ORCID ID: 0000-0002-6043-3700

²Ph.D (Engineering),

Associate Professor of the Ship Engineering and Power Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,

ORCID ID: 0000-0002-3928-7112

³Ph.D (Engineering),

Associate Professor of the Ship Engineering and Power Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,

ORCID ID: 0000-0002-4841-7935

Summary

Introduction. Structurally, the most simple and reliable in operation is the heat-using cooling system (HUCS) of the ejector-type for supercharged air (EHUCS), in which the function of the compressor is performed by the ejector, and the integration of which into the regular turbocharging system of ship low-speed engines (LSE) does not lead to a noticeable complication of the latter. However, the thermodynamic efficiency of EHUCS (thermal coefficients ζ) is less than that of more complex and bulky, for example, absorption cooling systems (AHUCS). Therefore, if, due to the need to remove a large amount of heat from the supercharged air, caused by insufficiently high ζ EHUCS, the heat exchange surface of the heat-using stages of the air-cooler, and, accordingly, their aerodynamic resistances turn out to be significant, it will be necessary to use thermodynamically more efficient HUCS, for example, AHUCS or an intermediate stage of cooling air with seawater. It is also possible to use additional sources of heat, in particular exhaust gases or engine cooling water, the removal of heat from which is not related to the placement of heat exchange units in the air or gas exhaust tracts and, therefore, does not lead to an additional increase in aerodynamic

resistance. On the basis of the above premises, the HUCS of supercharged air of ship LSEs was developed and analyzed.

Purpose: the use of low-boiling working bodies (LBB) in HUCS allows to cool the water of the intermediate water circuit of supercharged air cooling to low temperatures, close to 0°C , and without the need to maintain a vacuum in the evaporator of LBB-water coolers.

Results: a three-stage, three-circuit supercharged air cooling system is proposed, in which the presence of an intermediate stage of supercharged air cooling with water (regular air-cooler) allows to compensate for the deficit of high potential heat of air for EHUCS and, accordingly, cooling capacity, and therefore leads to a reduction of the surface of the air-cooler, primarily its economizer (tail, in the direction of the air) section, respectively, and the aerodynamic resistance, which is $P < 3000 \text{ Pa}$, that is, less than 1 % of the supercharged air pressure P_{κ} .

Conclusions: the presence of an intermediate degree of cooling of supercharged air with seawater makes the three-stage three-circuit cooling system practically independent of the temperature of the seawater, and in terms of the efficiency (depth) of air cooling it exceeds the two-stage three-circuit cooling system.

Key words: cooling system, supercharged air, ejector refrigerating machine, heat-using cooling systems.

Вступ. Як відомо, для більшості типів транспортних суден кількість теплової енергії, що виробляється в утилізаційному котлі (УК) на ходу судна, вже за температури зовнішнього повітря $t_{\text{зн}} = 0^{\circ}\text{C}$ перевищує загальносуднові потреби в ній, а при $t_{\text{зн}} = 25^{\circ}\text{C}$ – у 2,0...2,5 рази [1, 2].

Завдяки високим ККД сучасних турбокомпресорів (ТК) $\eta_{\text{ТК}} = 0,80 \dots 0,85$, потужність їх турбін перевищує потужність, необхідну для наддуву дизелів. Надлишкова енергія газів реалізується турбокомпаундними системами (ТКС), що передбачають застосування додаткової газової турбіни, яка встановлюється на байпасній лінії газів, що йдуть в обхід наддувного ТК [3, 4, 5]. Однак ефективність застосування ТКС знижується з підвищенням температур $t_{\text{зн}}$ і $t_{\text{зв}}$. Крім того, прийнятний термін окупності таких систем (5...10 років) можливий за великих потужностей МОД: 20...60 МВт і вище [3–7].

Схеми систем на базі ЕТСО, що утилізує теплоту надлишкової кількості відхідних газів для охолодження наддувного повітря, представлені на рис. 1. При цьому генератор ЕТСО встановлюють на байпасній лінії газів, що йдуть в обхід ТК, витрата газів через яку прямо пропорційна перевищенню потужності турбіни ТК над потужністю наддувного компресора і може становити 20...30 % загальної кількості газів після циліндрів двигуна [3, 4].

Так як температура газів на вході в генератор ТСО (після циліндрів ДВЗ) становить близько 400°C , то тепловий потенціал, що спрацьовується в ТСО, може виявитися досить значним, навіть з урахуванням того, що через байпасну лінію на генератор ТСО надходить близько 20...30 % від загальної кількості газів. Вищий температурний рівень випускних газів, байпасованих через ТК, забезпечує підвищені температурні напори в утилізаційних ТОА і, відповідно, менші їх габарити та аеродинамічний опір.

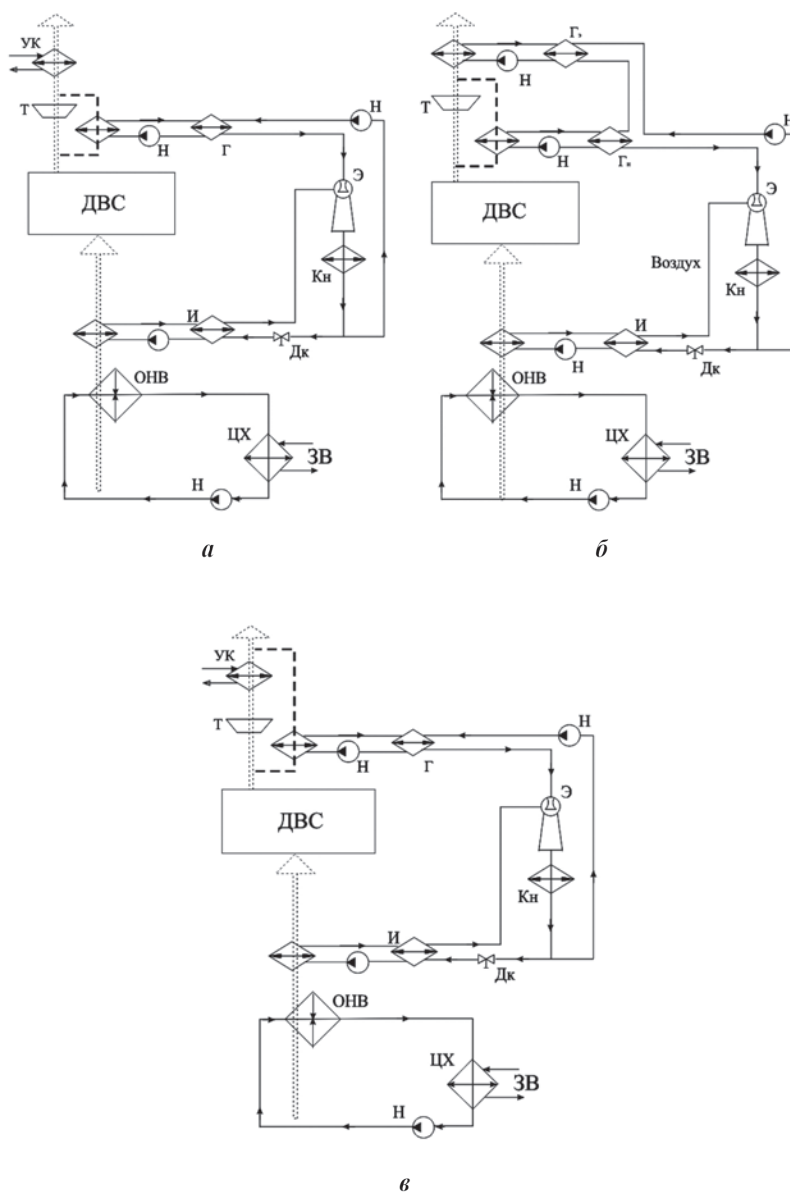


Рис. 1. Схеми систем охолодження наддувального повітря ДВЗ на базі ежекторної теплоутилізаційної установки охолодження наддувального повітря (ТУОПП), що використовує надмірну теплоту газів, при температурі газів на виході з генератора ТУОПП t_{22} : **а** – $t_{22} = 250^{\circ}\text{C}$ (генератор перед УК); **б** – $t_{22} = 250^{\circ}\text{C}$ (випарна секція генератора перед УК, економайзерна секція по УК); **в** – $t_{22} = 180^{\circ}\text{C}$ (генератор перед УК); Г – генератор; Г_е та Г_у – економайзерна та випарна секції генератора; ДВС – двигун внутрішнього згоряння; Дк – дросельний клапан; ЗВ – забортна вода; И – випарник-повітроохолоджувач; К – наддувний компресор; Кн – конденсатор; Н – насос; ОНВ – охолоджувач наддувального повітря водяний; Т – турбіна ТК; УК – утилізаційний котел; ЦХ – центральний холодильник; Э – ежектор

Перші дві схеми (рис. 1, а і б) представляють по суті аналог ТКС, в якій генератор ТСО (випарна секція генератора на рис. 1, б) встановлений на байпасній лінії замість додаткової газової турбіни (силової турбіни або турбогенератора) або підключений паралельно турбіні (на рисунку не показано). При цьому теплоперепад, що спрацьовується в генераторі ТСО, невеликий, оскільки обмежений різницею температур газів на вході та виході $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 250 = 100^\circ\text{C}$, до того ж віднесеної до дуже малої витрати газів через байпас: близько 20 %. Очевидно, що більший ефект можна отримати при спрацюванні всього надлишкового теплового потенціалу, понад необхідної для приводу наддувного ТК кількості газів: $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 150 = 200^\circ\text{C}$ (схема на рис. 1, в), де нижня температура газів обмежена необхідністю недопущення сірчистої корозії матеріалу економайзерних поверхонь генератора ТСО [4, 6].

Оскільки, з одного боку, від холодопродуктивності ЕТСО залежить глибина охолодження наддувного повітря, а, з іншого, охолодження наддувного повітря на вході в циліндри двигуна приводить до зниження температури t_{r1} газів на їх виході (на вході в газову турбіну турбокомпресора і байпасну лінію надлишку газів – понад необхідну його кількість для приводу наддувного ТК) і відповідне скорочення теплоперепад, що спрацьовується в генераторі ТСО на байпасній лінії, і, в кінцевому рахунку, холодопродуктивності ТСО, то при розрахунку зниження температури Δt_s наддувного повітря у випарнику ТСО необхідно враховувати взаємну залежність температури газів на виході з циліндрів двигуна – вході генератора ТСО на байпасній лінії газів t_{r1} від температури наддувного повітря, що охолоджується у випарнику ТСО перед входом у циліндри двигуна, Δt_s . На основі даних різних джерел і власних розрахунків [8–11] отримано для МОД фірми «MAN-B&W» співвідношення $\Delta t_{r1} = 0,95 \Delta t_s$. Це означає, що при підвищенні температури t_s наддувного повітря на вході в циліндри двигуна, наприклад на 20°C , температура газів після циліндрів збільшиться на 19°C , тобто практично на ту саму величину.

Так, якщо прийняти за специфікаційний режим роботу МОД при температурі $t_{zn} = 25^\circ\text{C}$, $t_{zb} = 25^\circ\text{C}$ та $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$ (після УК) [1, 2], то при експлуатації двигуна при підвищеній температурі повітря на вході ТК, наприклад $t_{zn} = 45^\circ\text{C}$ (повітря у машинному відділенні) та охолоджуючої забортної води $t_{zb} = 35^\circ\text{C}$, з урахуванням зазначеної вище пропорції температура газів на виході МОД після УК становитиме $t_{yr} \approx 200^\circ\text{C}$.

У разі застосування ТСО з охолодженням у випарнику наддувного повітря на вході в циліндри двигуна на величину Δt_s значення температури газів на виході з циліндрів – вході генератора ТСО на байпасній лінії t_{r1} також стає нижче вихідної величини, наприклад $t_{r1} = 350^\circ\text{C}$, і знаходиться методом послідовних наближень з урахуванням зазначеної вище пропорції $\Delta t_{r1} = 0,95 \Delta t_s$ і холодопродуктивності ТСО q_0 , що залежить від теплового навантаження генератора q_g (теплоти, відведеної від газів у байпасній лінії, яка залежить від t_{r1}) та теплового коефіцієнта ζ : $q_0 = \zeta q_g$. Тепловий коефіцієнт ζ залежить від температур кипіння в генераторі t_p , кипіння у випарнику-повітроохолоджувачі t_0 і конденсації t_k .

Враховують також, що різниця температур наддувного повітря на виході з випарника ТСО (на вході в циліндри двигуна) Δt_s та киплячого у випарнику

НРТ t_0 обмежується інтенсивністю теплопередачі та для теплообмінників, в яких одним із теплоносіїв є газоподібне середовище (повітря) з низькою інтенсивністю тепловіддачі, не може бути менше $\Delta t_{\text{в/0}} = t_{\text{в2}} - t_0 = 10 \dots 15^\circ\text{C}$ (приймаємо 20°C).

Значення питомої теплоти, що припадає на одиничну витрату газів через байпасну лінію, і відведеної від газів q_r в генераторі ЕТСО і від наддувного повітря у випарнику ЕТСО після ОНП q_0 , зниження температури $\Delta t_{\text{в}}$ наддувного повітря, що припадає також на одиничну витрату відхідних газів, теплового коефіцієнта ЕТСО ζ в залежності від температури кипіння НРТ в генераторі t_r при температурах газів на вході генератора $t_{r1} = 350$ і 400°C і на його виході $t_{r2} = 160^\circ\text{C}$ представлені на рис. 2.

Температура газів після генератора $t_{r2} = 160^\circ\text{C}$ прийнята, виходячи з умови запобігання сірчистій корозії матеріалу економайзерних поверхонь генератора ТСО. Як НРТ застосований хладон R142b, температури конденсації $t_{\text{к}} = 35^\circ\text{C}$ та кипіння $t_0 = 0^\circ\text{C}$.

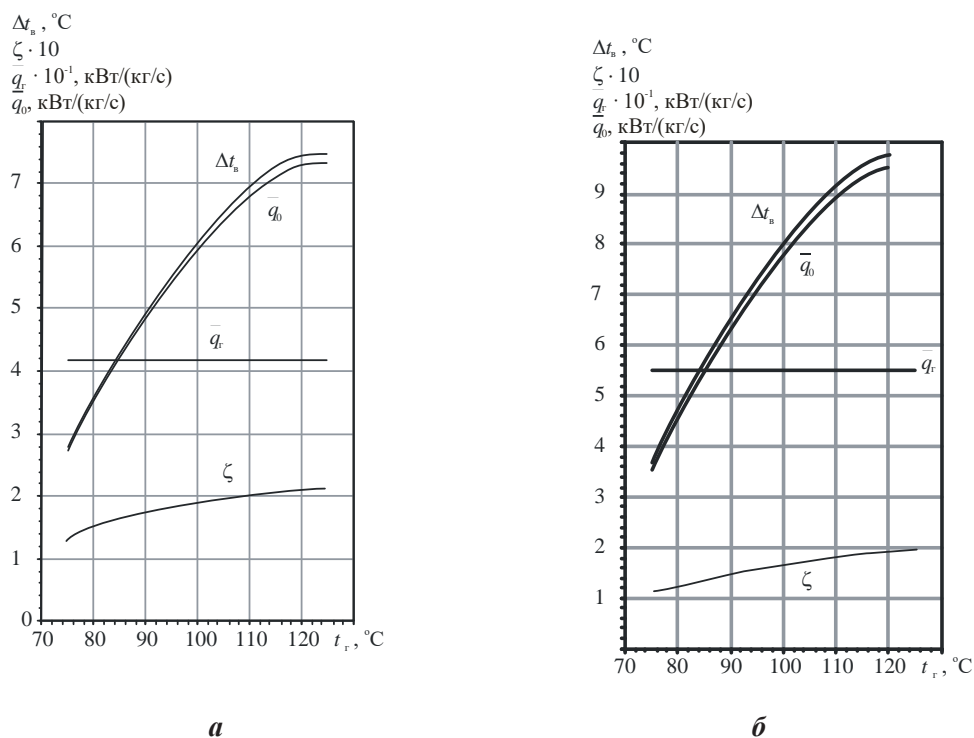


Рис. 2. Питомі значення, що припадають на одиничну витрату газів через байпасну лінію, теплового навантаження на випарник ежекторної ТСО q_0 (питома холодопродуктивність ТУОНП) і генератор q_r , а також зниження температури $\Delta t_{\text{в}}$ наддувного повітря, що припадає на одиничну витрату газів, в залежності від температури кипіння хладону R142b у генераторі t_r при температурах газів, що відходять, на вході генератора t_{r1} :
 $a - t_{r1} = 350^\circ\text{C}$; $b - t_{r1} = 400^\circ\text{C}$

Як видно, при незмінному питомому тепловому навантаженні на генератор ТСО, $\bar{q}_r = \text{const}$, уповільнення зростання теплового коефіцієнта ζ при підвищенні t_r від 80 до 120°C обумовлює аналогічний характер збільшення питомої холодопродуктивності ТСО і прямо пропорційному їй зниженню Δt_b – з досягненням максимуму за максимально допустимої температури $t_r = 120^\circ\text{C}$. При цьому зниження температури наддувного повітря у випарнику, віднесене до витрати газів через байпасну лінію, становить $\Delta t_b = 37\dots 48^\circ\text{C}$ відповідно при $t_{r1} = 350$ і 400°C . При цьому дійсна величина зниження температури наддувного повітря у випарнику – віднесеного до його витрати – вельми незначна: $\Delta t_b = 7\dots 8^\circ\text{C}$ при 20 % витраті газів через байпасну лінію (надлишок потужності ТК понад необхідну для наддуву) і $\Delta t_b = 12\dots 16^\circ\text{C}$ при 30 % витраті.

Щоб виявити резерви подальшого підвищення ефективності утилізації надлишкової теплоти газів суднових ДВЗ, проаналізуємо питому теплоту, необхідну для нагріву рідкого НРТ до температури кипіння t_r і його випаровування при температурі t_r в генераторі ТСО. Співвідношення питомих теплових навантажень економайзерної та випарної секцій генератора, тобто теплоти, необхідної для нагріву рідини та її випаровування, визначається співвідношенням питомих теплот фазового переходу НРТ при температурі кипіння t_r та теплоти нагріву конденсату НРТ, тобто параметрами робочого циклу ежекторної ТУОНП (t_r та t_k). Для нагрівання рідини в економайзері доцільно використовувати теплоту джерела з нижчою температурою, ніж її випаровування. Результати такого аналізу для вищевказаних параметрів ТСО представлені на рис. 3.

Як видно, при максимальних питомій холодопродуктивності та зниженні температури Δt_b наддувного повітря у випарнику питомі теплові навантаження на обидві секції \bar{q}_r та \bar{q}_r «практично однакові. Це означає, що при різниці температур газів на вході та виході з генератора $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 150 = 200^\circ\text{C}$ її половина спрацьовується в низькотемпературній економайзерній секції, тобто від 250°C на вході до 150°C на виході з неї. Доцільно було б весь температурний діапазон $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 150 = 200^\circ\text{C}$ спрацьовувати у високотемпературній випарній секції, а в низькотемпературній економайзерній секції – теплоту нижчого температурного рівня. Такий перерозподіл можливий шляхом збільшення витрати газів через економайзерну секцію, наприклад, в 4 рази, скоротивши в стільки ж разів діапазон температур газів, що спрацьовується в ній. А в економайзерну секцію слід подавати сумарну витрату газів, що перевищує витрату через випарну секцію на байпасній лінії якраз в 4–5 разів (при цьому частка байпасованих газів відповідно 25...20 %).

При частці байпасованих газів (20%) і п'ятикратному збільшенні витрати газів через економайзерну секцію проти випарної секції за допомогою теплового потенціалу газів після УК, тобто різниці температур газів після УК $t_{r,c1} - t_{r,c2} = 180 - 150 = 30^\circ\text{C}$, рівнозначної різниці температур $30 \cdot 5 = 150^\circ\text{C}$, віднесеної до витрати газів через байпасну лінію, достатньо для покриття необхідного навантаження економайзерної на 75 % при $t_r = 120^\circ\text{C}$ і всієї потреби при $t_r = 110^\circ\text{C}$, коли \bar{q}_r менше \bar{q}_r » (див. рис. 3). Відповідне схемне рішення ТСО наведено на рис. 4.

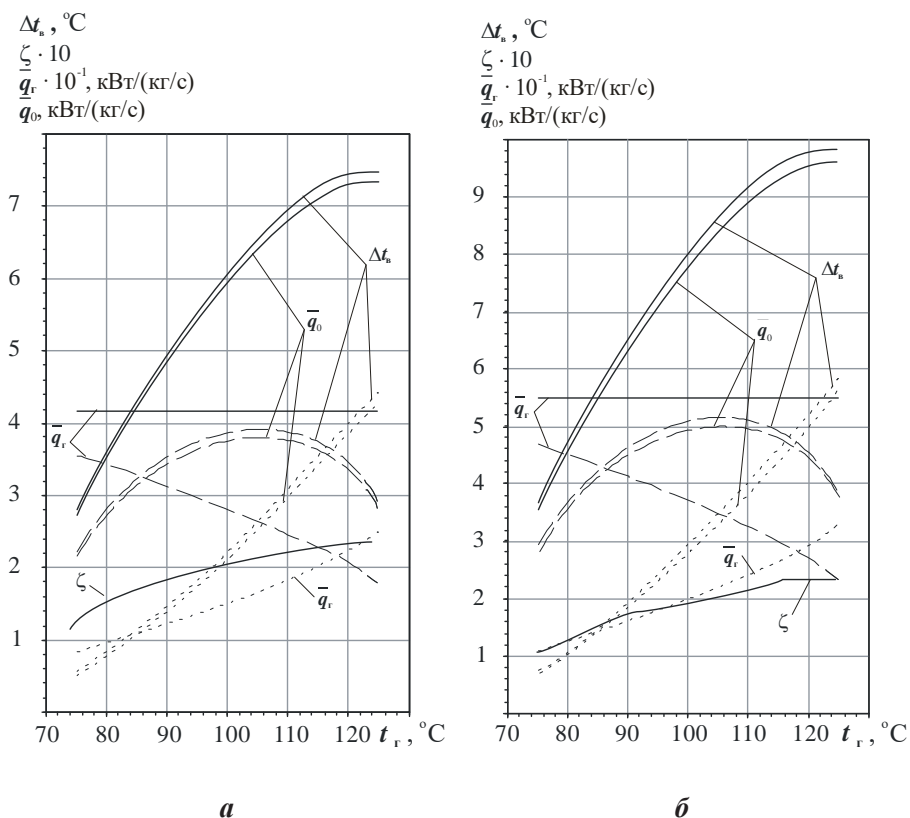
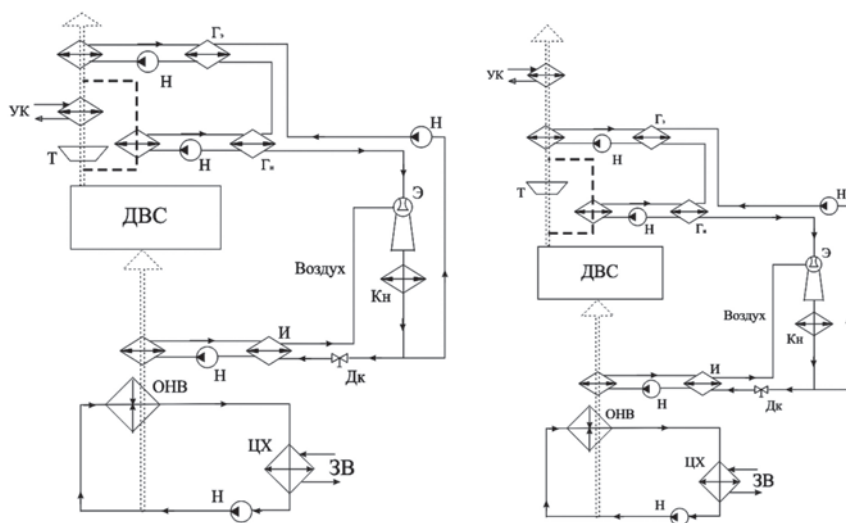


Рис. 3. Питомі значення, що припадають на одиничну витрату газів через байпасну лінію, теплового навантаження на випарник ежекторної ТСО \bar{q}_0 (питома холодопродуктивність ТСО) і генератор \bar{q}_r , а також зниження температури Δt_n наддувного повітря, теплового коефіцієнта ζ , що припадає на одиничну витрату газів, в залежності від температури кипіння хладону R142b в генераторі t_g при температурах газів, що відходять, на вході t_{21} : а – $t_{21} = 350^\circ\text{C}$; б – $t_{21} = 400^\circ\text{C}$;
 — — за рахунок відведення теплоти генератором в цілому, \bar{q}_r та \bar{q}_0 ;
 - - - - випарною секцією, \bar{q}_r « та \bar{q}_0 «; ······ – економайзерною секцією, \bar{q}_r ' та \bar{q}_0

Винесення економайзерної секції генератора ЕТСО з газовипускного тракту МОД на наддувне повітря після ТК доцільно ще й тому, що саме в економайзерній секції відбувається зниження температури газів до рівня, вкрай небажаного через небезпеку сірчистої корозії, що суттєво обмежує ефективність застосування ТСО.

Таким чином, комплексна утилізація теплоти газів після ТК і газів байпасної лінії в обхід ТК для охолодження наддувного повітря МОД ежекторними ТСО забезпечує практично подвійне зниження температури наддувного повітря ДВЗ на величину $\Delta t_B = 30 \dots 35^\circ\text{C}$ порівняно з використанням теплоти газів байпасної лінії в обхід ТК ($\Delta t_B = 15 \dots 20^\circ\text{C}$). Це пояснюється тим, що витрата газів через байпасну лінію становить 15...20 % загальної їх витрати.

Холод, що виробляється в ежекторній ТСО, може бути використаний для зниження температури прісної води після центрального охолоджувача на вході в охолоджувач наддувного повітря, як показано на рис. 6.



а **б**
Рис. 4. Схеми систем охолодження наддувного повітря ДВЗ на базі ежекторної ТУОНП з випарною секцією генератора на байпасній лінії газів при температурі газів на вході економайзерної секції $t_{\text{вх}}$: а – $t_{\text{вх}} = 180^{\circ}\text{C}$ (економайзерна секція після УК); б – $t_{\text{вх}} = 250^{\circ}\text{C}$ (економайзерна секція після турбіни ТК) (позначення елементів такі ж, як і на рис. 1)

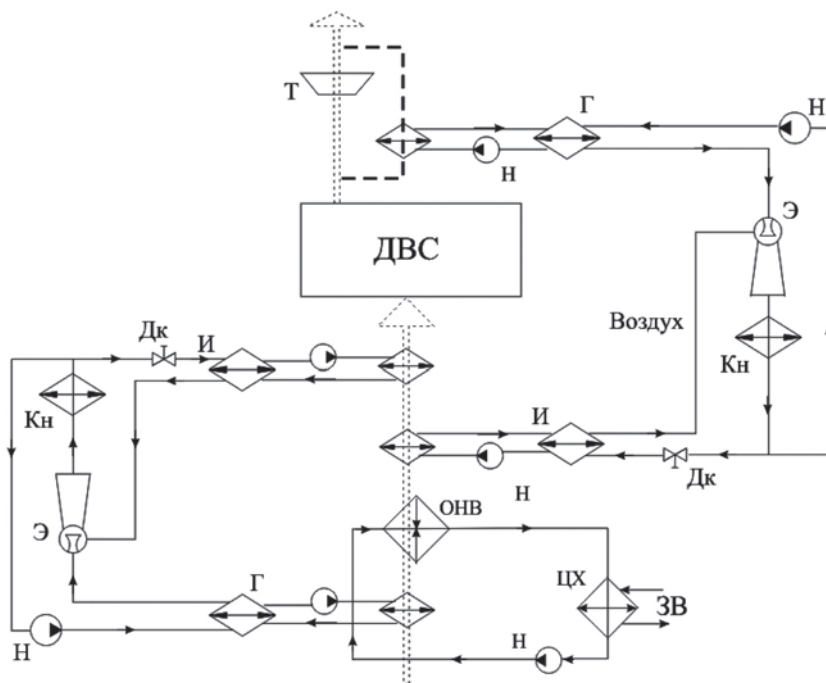


Рис. 5. Схема системи охолодження наддувного повітря МОД на базі ЕТСО, що використовує надмірну теплоту газів, що йдуть в обхід ТК і газів після ТК (позначення елементів такі ж, як і на рис. 1)

Очевидно, що найбільше зниження температури наддувного повітря можна отримати в результаті комплексної утилізації теплоти газів і наддувного повітря (рис. 5).

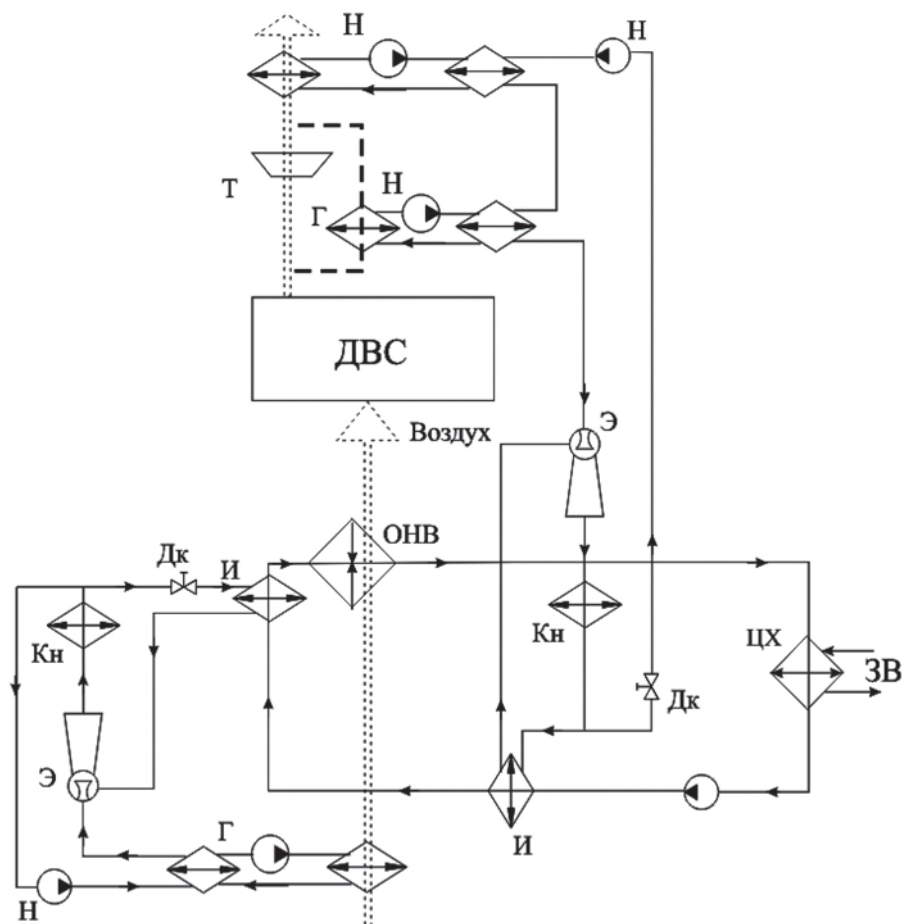


Рис. 6. Схема системи охолодження наддувного повітря МОД на базі ЕТСО, що використовує надмірну теплоту газів, що йдуть в обхід ТК і газів після ТК (позначення елементів такі ж, як і на рис. 1)

Висновки. Встановлено, що внаслідок однакових теплових навантажень на випарну та економайзерну секції генератора парів НРТ, що властиво ЕТСО, як показник реалізації теплового потенціалу наддувного повітря тепловикористовуючим контуром ЕТСО може служити його температура після високотемпературної секції охолоджувача наддувного повітря. Так, високі температури наддувного повітря після відведення від нього теплоти в високотемпературній секції охолоджувача наддувного повітря (ОНПвт), $t_{в2} = 90 \dots 100^\circ\text{C}$, що свідчать про нереалізований його тепловий потенціал в області низьких температур $t_{в}$ (надлишок низькопотенційної теплоти), вказують на недостатньо високий тепловий потенціал наддувного повітря температур – недостатньо високу температуру наддувного повітря $t_{в1} = 180^\circ\text{C}$ на вході ОНПвт (після ТК). Тоді як низькі температури наддувного повітря після

ОНПвт, $t_{b2} = 40 \dots 50^\circ\text{C}$ і нижче, свідчать, навпаки, про дефіцит низькопотенційної теплоти та використання у випарній секції генератора всієї високопотенційної теплоти наддувного повітря з температурою вище температури кипіння НРТ в випарній секції генератора: $t_b \geq t_r + (10 \dots 20)^\circ\text{C}$, де $10 \dots 20^\circ\text{C}$ – різниця температур повітря, що охолоджується, і охолодної прісної води.

Тому як додаткове джерело теплоти у першому випадку доцільно задіяти випускні гази МОД, а у другому – воду високотемпературного контуру охолодження двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 356 с.
2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 т. Т. 1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків : Прапор, 2004. 384 с. <https://drive.google.com/file/d/1ajeDnd27OrjwOFSGfueeMG99F8MIpsNC/view?usp=sharing>
3. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 2005. 15 p.
4. Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission. MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 2005. 12 p.
5. Heim K. Existing and Future Demands on the Turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines. *8th Supercharging Conference*. 1–2 October 2002, Dresden. 18 p. https://curva.ihmc.us/rid=1159369410256_196298947_809/Sulzer_Turbocharging_00.pdf
6. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with Integrated High Speed Motor-generator. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.: Technical Review*. 2007. Vol. 44. No. 1 (Mar.). 3 p. <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>
7. Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida K., Ogita H., Jinnai Y. Development of the «hybrid turbo», an electrically assisted turbocharger. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.: Technical Review*. 2006. Vol. 43. No. 3 (Sep.). 5 p. <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e433/e433036.pdf>
8. Radchenko R., Kornienko V., Radchenko M., Mikielwicz D., Andreev A., Kalinichenko I. Cooling Intake Air of Marine Engine with Water-fuel Emulsion Combustion by Ejector Chiller. *V International Scientific and Technical Conference Modern Power Systems and Units (MPSU 2021)*. Kraków, Poland, May 19-21, 2021. – M. Rerak and M. Majdak (Eds.). – Published online: 10 November 2021. – 5 p. E3S Web of Conferences. Volume 323 (2021) 00031: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300031>
9. Pyrysunko M., Radchenko A., Tkachenko V., Zubarev A., Andreev A. Marine Diesel Engine Inlet Air Cooling by Ejector Chiller on the Vessel Route Line. In: *Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE*

2022. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2022. Pp. 259–268. (Scopus) https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_25
10. Андреев А.А., Коновалов Д.В., Радченко М.І. Основні положення математичної моделі теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря суднових малооборотових дизелів. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій*. 2011. Вип. 39 (1). С. 68–73. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Np_2011_39\(1\)_17](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Np_2011_39(1)_17)
11. Андреев А.А. Визначення раціональних параметрів проміжного охолодження наддувного повітря суднових ДВЗ. *Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців*. Миколаїв: НУК, 2007. С. 143–146.

REFERENCES

1. Artemov, G.A., Gorbov, V.M. (2002) Ship Power Plants. [Sudnovi enerhetychni ustanovky]. Mykolaiv: UDMTU, 356 p. [in Ukrainian].
2. Marchenko, A.P., Ryazantsev, M.K., Shekhovtsov, A.F. (2004) Internal Combustion Engines [Dvyhuny vnutrishn'oho z'horyannya]: A series of textbooks in 6 volumes. Volume 1: Development of Structures of Forced-Air Engines of Ground Transport Vehicles [Rozrobka konstruktsiy forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn]. Kharkiv: Prapor, 384 p. [in Ukrainian]. <https://drive.google.com/file/d/1ajeDnd27OrjwOFSGfueeMG99F8MIpsNC/view?usp=sharing>
3. (2005) Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 15 p.
4. (2005) Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission. MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 12 p.
5. Heim, K. (2002) Existing and Future Demands on the Turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines. *8th Supercharging Conference*. 1–2 October 2002, Dresden, 18 p. https://cursa.ihmc.us/rid=1159369410256_196298947_809/Sulzer_Turbocharging_00.pdf
6. Shiraishi, K., Ono, Y. (2007) Hybrid Turbocharger with Integrated High Speed Motor-generator. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.: Technical Review*, Vol. 44, No. 1 (Mar.), 3 p. <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>
7. Ibaraki, S., Yamashita, Y., Sumida, K., Ogita, H., Jinnai, Y. (2006) Development of the «hybrid turbo», an electrically assisted turbocharger. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.: Technical Review*, Vol. 43, No. 3 (Sep.), 5 p. <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e433/e433036.pdf>
8. Radchenko, R., Kornienko, V., Radchenko, M., Mikielawic, D., Andreev, A., Kalinichenko, I. (2021) Cooling Intake Air of Marine Engine with Water-fuel Emulsion Combustion by Ejector Chiller. *V International Scientific and Technical Conference Modern Power Systems and Units (MPSU 2021)*. Kraków, Poland, May 19-21, 2021. – M. Rerak and M. Majdak (Eds.). – Published online: 10 November 2021, 5 p. E3S

- Web of Conferences. Volume 323 (2021) 00031: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300031>
9. Pyrysunko, M., Radchenko, A., Tkachenko, V., Zubarev, A., Andreev, A. (2022) Marine Diesel Engine Inlet Air Cooling by Ejector Chiller on the Vessel Route Line. In: *Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 259–268. (Scopus) https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_25
 10. Andreev, A.A., Konovalov, D.V., Radchenko, M.I. (2011) The Main Provisions of the Mathematical Model of the Heat Exchangers of the Heat-using System of Cooling the Supercharged Air of Marine Low-speed Diesel Engines [Osnovni polozhennya matematychnoyi modeli teploobminnykiv teplovykorystovuyuchoyi systemy okholodzhennya nadduvnoho povitrya sudnovykh maloobertovykh dyzeliv]. *Scientific works of the Odessa National Academy of Food Technologies*, Issue 39 (1), 68–73. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Np_2011_39\(1\)_17](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Np_2011_39(1)_17)
 11. Andreev, A.A. (2007) Determination of Rational Parameters of Intermediate Cooling of Charge Air of Marine Internal Combustion Engines [Vyznachennya ratsional'nykh parametriv promizhnoho okholodzhennya nadduvnoho povitrya sudnovykh DVZ]. *Ship Power Engineering: State and Problems: Proceedings of the 3rd International Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates, Scientists and Specialists*, Mykolaiv: NUK, 143-146. [in Ukrainian].