

Порівняння ефективності охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна в умовах помірного і субтропічного клімату

А. М. Радченко¹, Я. Зонмін², С. А. Кантор³, Б. С. Портной¹

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв, 54002, Україна

² Цзянсузький університет науки і технології, м. Чженьцзян, КНР

³ ПАТ "Завод "Екватор", м. Миколаїв, Україна

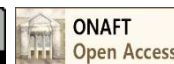
Проаналізовано охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна при змінних упродовж року кліматичних умовах експлуатації. Запропоновано для охолодження повітря застосування тепловикористовуючих холодильних машин, що використовують для отримання холоду теплоту відпрацьованих газів газотурбінного двигуна. Досліджено ефективність охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині до температури 15°C та у двоступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині до 10°C. Хладонова ежекторна холодильна машина вибрана як конструктивно найбільш проста і надійна в експлуатації. При цьому абсорбційна бромистолітєва холодильна машина використовується в якості першого високотемпературного ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточних температур до 15°C, а хладонова ежекторна машина – як другий низькотемпературний ступінь його доохолодження до 10°C. Ефективність охолодження повітря проаналізована для експлуатації в умовах характерного для України помірного клімату і субтропічного клімату (на прикладі КНР). Як показник використано зменшення витрати палива. Показано, що охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна для субтропічного клімату забезпечує у 1,6...1,8 рази більшу економію палива порівняно з умовами помірного клімату. Однак більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна до температури 10°C в абсорбційно-ежекторній холодильній машині порівняно з температурою охолодження повітря 15°C в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині забезпечує більше скорочення витрати палива для умов помірного клімату ніж для субтропічного клімату. Показано, що якщо для умов помірного клімату його контактне охолодження і забезпечує економію палива близьку до її величини при охолодженні до температури 15°C в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині, то для субтропічного вологого клімату воно практично не дає ефекту.

Ключові слова: Охолодження повітря; Холодильна машина; Клімат; Газотурбінний двигун.

© The Author(s) 2018. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Ефективність газотурбінних двигунів (ГТД) при високих температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході знижується. Так для ГТД виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" з підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході на 10 °C питома витрата палива b_e зростає на 5...8 г/(кВт·год), а потужність N_e зменшується на 5...8 % [1, 2]. Оскільки температура відпрацьованих газів вельми висока і для ГТД простого циклу становить 450...500 °C, то доцільним є охолодження повітря на їх вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують скидну теплоту газів [3, 4].

Ефективність застосування охолодження повітря на вході ГТД залежить від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, яка суттєво змінюється упродовж року і в різних регіонах може дуже відрізнятись.

Мета роботи – аналіз ефективності охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна тепловикористовуючими холодильними машинами в умовах помір-

ного, характерного для України більшості європейських країн, і субтропічного клімату.

2. Результати дослідження

При експлуатації ГТУ тепловологісні параметри зовнішнього повітря (температура $t_{зп}$ та відносна вологість $\varphi_{зп}$) зазнають суттєвих змін. Як приклад, на рис. 1 і 2 представлено зміну температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря упродовж 2017 року та липня для м. Вознесенськ, Україна (помірний клімат), та м. Нанкін, КНР (субтропічний клімат). Особливістю субтропічного клімату є велика відносна вологість повітря $\varphi_{зп}$, відповідно й вологовміст $d_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$ (рис. 1,б). Це свідчить про значну частку прихованої теплоти конденсації водяної пари з повітря, яку треба відводити при його охолодженні, відповідно й про великі теплові навантаження (витрати холодопродуктивності ТХМ) на систему охолодження повітря на вході газотурбінного двигуна.

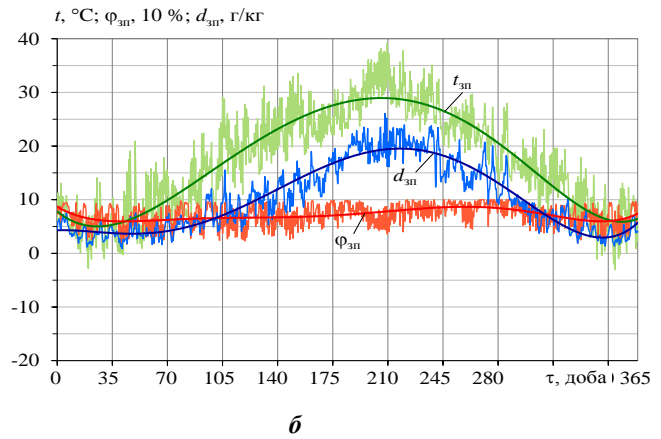
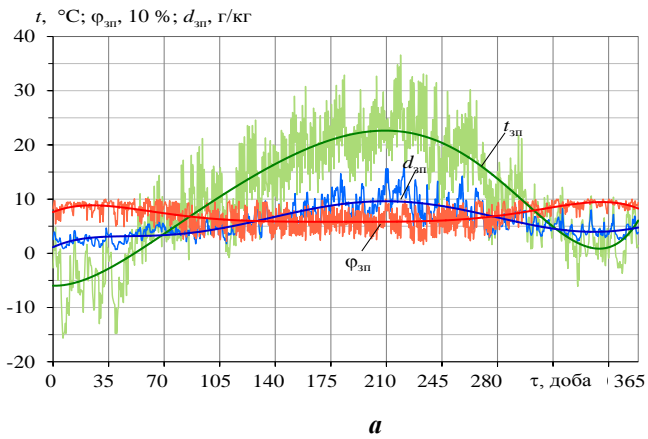


Рисунок 1 – Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря у 2017 році: **а** – м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

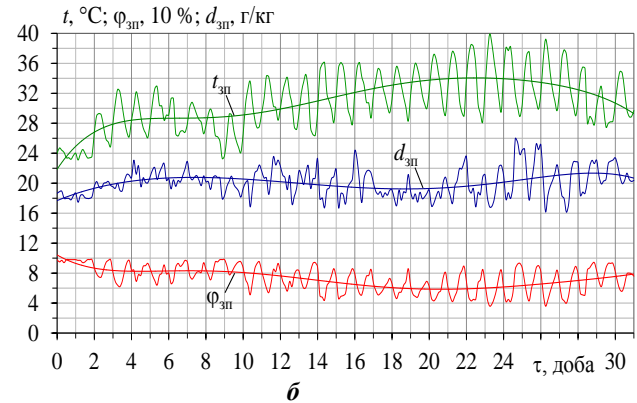
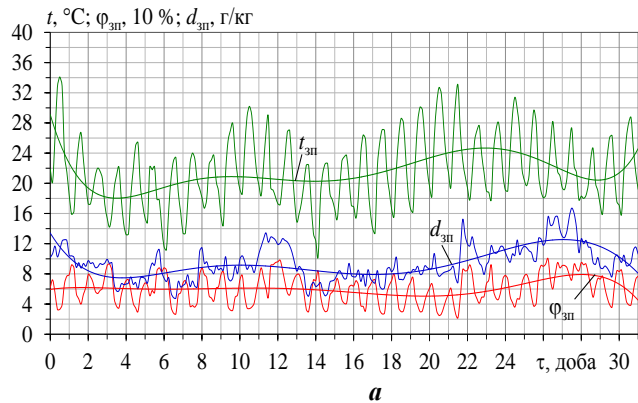


Рисунок 2 – Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря у липні 2017 року: **а** – м. Вознесенськ, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

Для охолодження зовнішнього повітря до температури $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ на вході ГТУ застосовано абсорбційну бромистолітєву холодильну машину (АБХМ), для більш глибокого охолодження зовнішнього повітря – двоступеневу абсорбційно-ежекторну холодильну машину (АЕХМ) з АБХМ в якості високотемпературного ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря до температури $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ та хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) подальшого глибокого охолодження до 10°C і нижче [5].

Про поточні упродовж липня значення зменшення

питомої витрати палива Δb_{e15} в результаті охолодження повітря на вході ГТД від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ на величину Δt_{15} в АБХМ, а також Δb_{e10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ на величину Δt_{10} в АЕХМ для умов помірнього клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) можна судити по рис. 3 і 4. Розрахунки виконані для ГТД UGT 10000 ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря $\Delta t_{п}$ на 1°C приводить до зменшення питомої витрати палива Δb_e на $0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

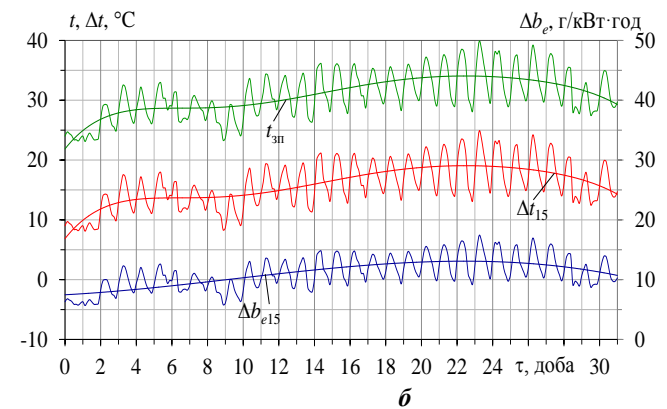
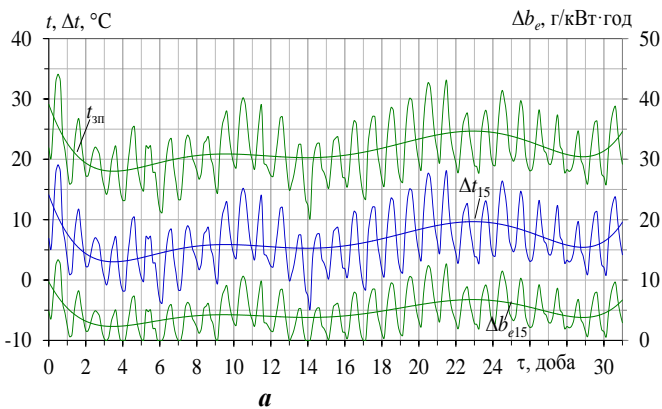


Рисунок 3 – Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, зниження температури зовнішнього повітря Δt_{15} при його охолодженні до 15°C в АБХМ та відповідного зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} упродовж липня 2017 року: **а** – м. Вознесенськ, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

Як видно з рис. 3, охолодження повітря на вході UGT 10000 від поточної температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива $\Delta b_{e15} = 4 \dots 8 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для умов м. Вознесеньск (помірний клімат, рис.3, *а*), тоді як для м. Нанкін, КНР (субтропічний клімат, рис.3, *б*) близько $10 \dots 11 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Глибоке ж охолодження повітря двоступеневою АЕХМ до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ дає можливість отримати більше поточне скорочення питомої витрати палива $\Delta b_{e10} : 7 \dots 11 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ і понад $12 \dots 15 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ відповідно для умов м. Вознесеньск (рис.4, *а*) і м. Нанкін, КНР (рис.4, *б*).

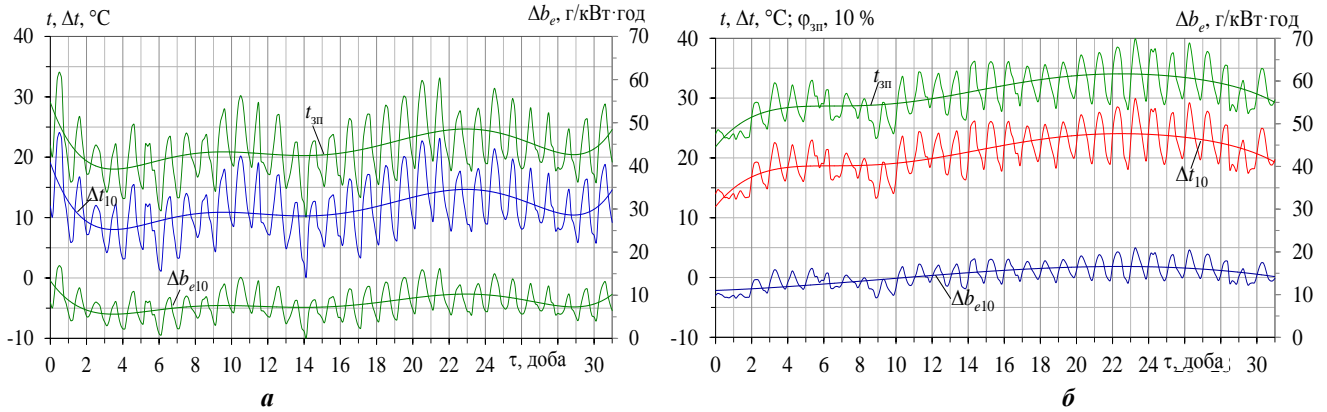


Рисунок 4 – Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, різниці температур зовнішнього повітря та температури на виході з другого ступеня охолодження Δt_{10} , поточна питома Δb_{e10} економія палива при охолодженні повітря до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ за липень 2017 року; *а* – м. Вознесеньск, Україна; *б* – м. Нанкін, КНР

Необхідно зазначити більше поточне скорочення питомої витрати палива Δb_{e10} за рахунок глибшого охолодження повітря на вході ГТД в АЕХМ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Проте позитивний ефект буде дещо менший через витрати палива ГТД для подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувача на вході.

для помірних кліматичних умов (рис.5, *а*) і близько $11 \text{ кг}/\text{кВт}$ для субтропічного клімату (рис.5, *б*). При цьому застосування глибокого охолодження повітря до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ дає навіть більший ефект у порівнянні з охолодженням в АБХМ до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ та контактним охолодженням повітря (упоркуванням у нього води) до температури мокрого термометру за помірних умов (рис. 5,а) ніж субтропічного клімату (рис. 5,а).

Більш глибоке охолодження повітря на вході ГТД до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ забезпечує сумарне за липень зменшення питомої витрати палива $b_{e\Sigma 10}$ близько $6 \text{ кг}/\text{кВт}$ (віднесене до 1 кВт потужності ГТД)

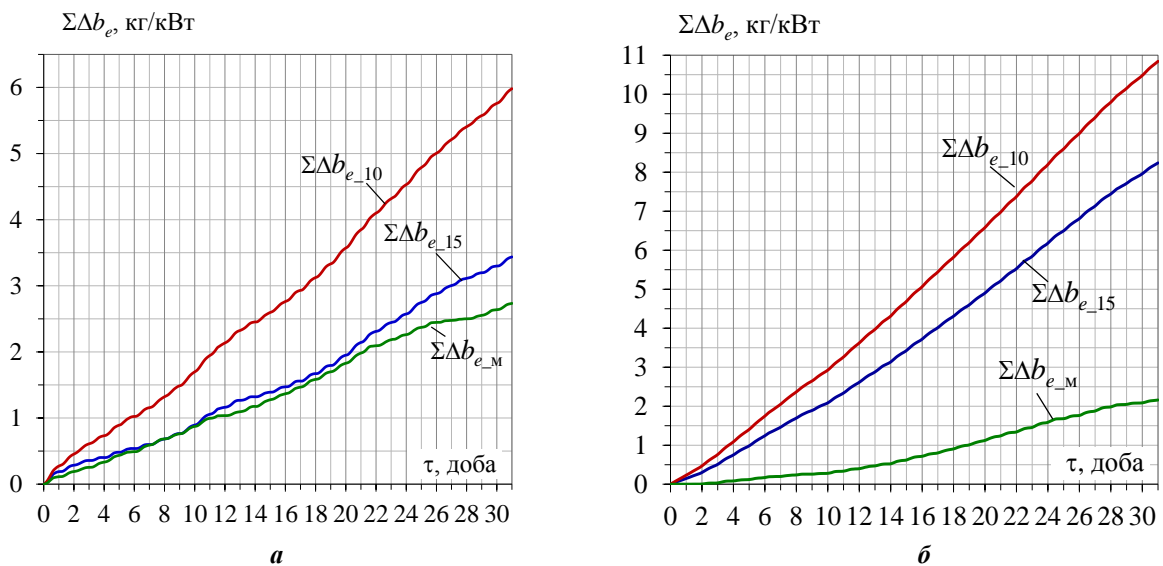


Рисунок 5 – Значення сумарного за липень зменшення питомої витрати палива $\Sigma \Delta b_e$ при різних температурах охолодженого повітря $t_{п2}$: $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ – АЕХМ; $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ – АБХМ-ступінь, *м* – контактне охолодження повітря упоркуванням води до температури мокрого термометру за липень 2017 року; *а* – м. Вознесеньск; *б* – м. Нанкін, КНР

Про сумарну за накопиченням питомо економію палива $\Sigma\Delta b_{e15}$ і $\Sigma\Delta b_{e10}$, що припадає на 1 кВт потужності ГТД, за рахунок охолодження повітря на вході ГТД UGT 10000 (потужністю 10 МВт) від поточної темпера-

тури зовнішнього повітря $t_{зп}$ до 15°C в АБХМ і до 10°C в АЕХМ на протязі 2017 року можна судити по рисункам 6 і 7.

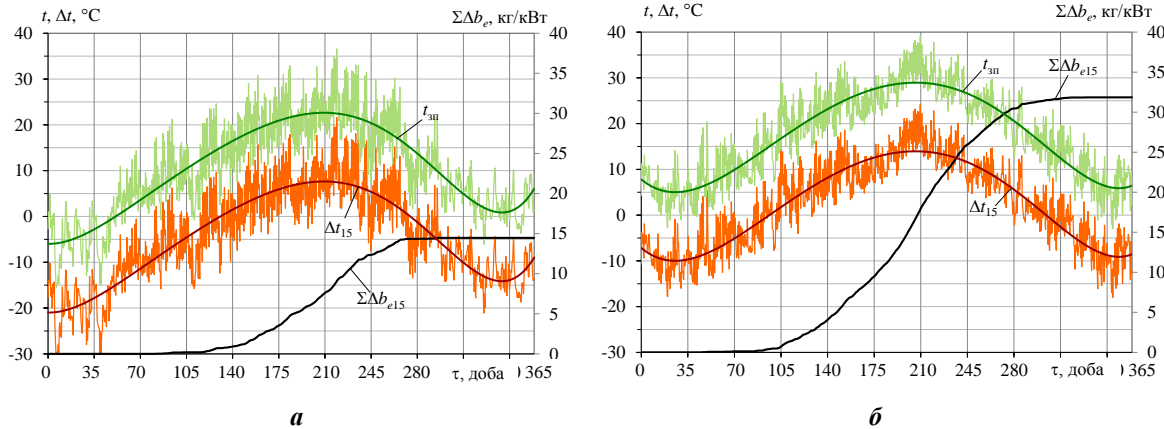


Рисунок 6 – Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{15} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ на вході ГТД в АБХМ, відповідної сумарної за накопиченням питомої економії палива $\Sigma\Delta b_{e15}$, що припадає на 1 кВт потужності ГТД, на протязі 2017 року:

a – м. Вознесеньск, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

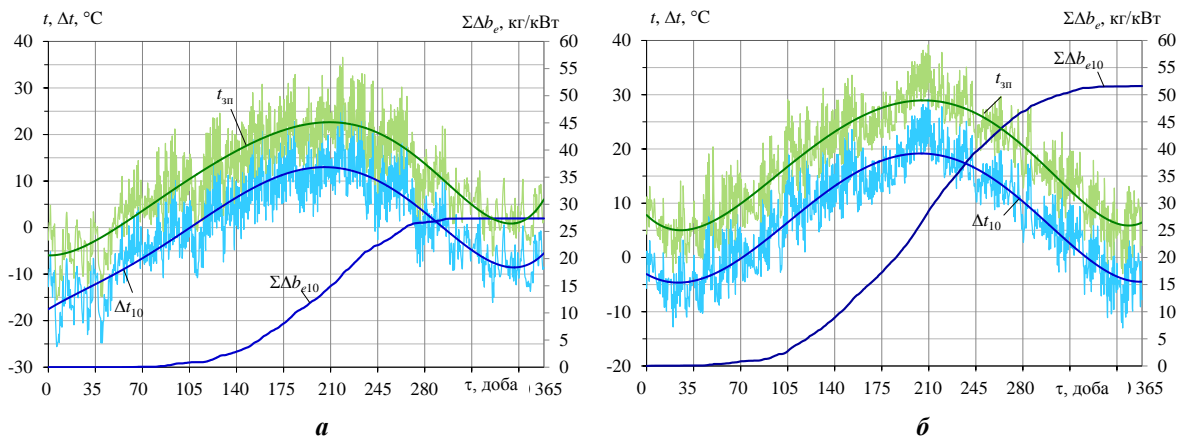


Рисунок 7 – Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{10} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ на вході ГТД в АЕХМ, відповідної сумарної за накопиченням питомої економії палива $\Sigma\Delta b_{e10}$, що припадає на 1 кВт потужності ГТД, на протязі 2017 року:

a – м. Вознесеньск, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

Як видно з рис. 6, охолодження повітря на вході UGT 10000 до 15°C в АБХМ забезпечує річну питому економію палива $\Sigma\Delta b_{e15}$ близько 14 кг/кВт (на 1 кВт потужності ГТД) для умов помірного клімату (м. Вознесеньск, рис.6,а), тоді як для субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР, рис.6,б) понад 32 кг/кВт. В той же час більш глибоке охолодження повітря в АЕХМ до 10°C дає змогу отримати набагато більшу питому економію палива за рік $\Sigma\Delta b_{e10}$: 27 кг/кВт і понад 50 кг/кВт відповідно для умов помірного (рис.7,а) і субтропічного клімату (рис.7,б). Звертає на себе увагу більш значне збільшення питомої річної економії палива $\Sigma\Delta b_{e10}$ за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТД в АЕХМ до $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$: 27 кг/кВт проти 14 т/кВт, тобто майже вдвічі. Варто зазначити, що через витрати потужності ГТД, відповідно й палива,

на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувача на вході реальна економія палива буде дещо меншою.

3. Висновки

Проаналізовано ефективність охолодження повітря на вході ГТД для умов помірного клімату, характерного для України (на прикладі кліматичних умов м. Вознесеньск, південь України) та м. Нанкін, КНР (субтропічний клімат) в АБХМ до 15°C і в АЕХМ до 10°C для літнього місяця.

Показано, що хоча в цілому більшу економію палива при охолодженні повітря на вході ГТД отримують для умов субтропічного клімату у порівнянні з помірним, однак більш глибоке охолодження повітря на вхо-

ді ГТД в АЕХМ до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ для умов характерного для України помірного клімату дає більше прирощення річного ефекту ніж для субтропічного клімату, що свідчить про необхідність застосування технологій саме глибокого охолодження повітря на вході з метою поліпшення паливної економічності двигунів.

Література

1. **Erdem, H. H.** Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey [Text] / Hasan Huseyin Erdem, Suleyman Hakan Sevilgen. – Applied Thermal Engineering. – 2006. – №26. – pp. 320 – 326.
2. Николаевские газовые турбины промышленного

применения. – Николаев: ГП НПКГ "Заря"–"Машпроект", 2004. – 19 с.

3. **Соколов, Е.Я.** Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения [Текст] / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
4. **Ghaebi, H.** Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept [Text] / H. Ghaebi, Sh. Karimkashi, M.H. Saidi // International journal of refrigeration. – 2012. – V.35 – pp. 1384–1392.
5. **Радченко, А. Н.** Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 61 – 64.

Отримана в редакції 12.07.2018, прийнята до друку 04.09.2018

Comparing the efficiency of gas turbine engine intake air cooling in moderate and subtropical climate

A. N. Radchenko¹, Y. Zongming², S. A. Kantor³, B. S. Portnoi¹

¹ Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

² Jiangsu University of Science and Technology, School of Energy and Power, Zhenjiang, China

³ PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine

Air cooling at the gas turbine engine inlet was investigated for climatic conditions changed during the year. The use of waste heat recovery chillers, which use the heat of gas turbine engine exhaust gas to produce a cold has been proposed for air cooling. The efficiency of air cooling at the inlet of gas turbine engine to various temperatures was analyzed: in absorption lithium-bromide chiller down to 15 °C and in a two-stage absorption-ejector chiller down to 10 °C. In this case the absorption lithium-bromide chiller is used as the first high-temperature pre-cooling stage of ambient air from its current temperatures to 15 °C, and the refrigerant ejector chiller is used as the second low-temperature stage for its further subcooling to 10 °C. The refrigerant ejector chiller is chosen as the most simple and reliable in operation. The efficiency of air cooling is analyzed for operation in conditions of moderate continental climate peculiar to Ukraine and subtropical climate (People Republic of China). The fuel saving is used as an indicator. It is shown that the cooling of the air at the inlet of gas turbine engine for a subtropical climate provides 1.6...1.8 times more fuel saving compared to the conditions of a temperate climate. However, a deeper cooling of the air inlet of gas turbine engine to the temperature of 10 °C in an absorption-ejector chiller compared to the air cooling temperature of 15 °C in an absorption lithium-bromide chiller provides a more significant increase in fuel saving for temperate climate, than for a subtropical climate. It is shown, that if for conditions of a temperate climate the evaporation cooling of the air provides a fuel saving close to its value when cooled to the temperature of 15 °C in absorption lithium-bromide chiller, then for a subtropical humid climate it has no any effect.

Keywords: Air cooling; Chiller; Gas turbine engine, Climate

References

1. **Erdem, H. H., Sevilgen S. H.** (2006). Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, no. 26, 320-326.
2. Николаев газ турбины для промышленных применений. Николаев: Государственное предприятие НПКГ "Заря"- "Машпроект", 2004, 19 p.
3. **Sokolov, E. Ya, Brodyansky, V. M.** (1981). Energy basics of heat transformation and cooling processes. Moscow: Energoizdat, 320 p.

4. **Ghaebi, H., Karimkashi, Sh., Saidi, M. H.** (2012). Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept. *International journal of refrigeration*. vol. 35, 1384–1392.

5. **Radchenko A. N., Kantor, S. A.** (2015). The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations. *Aerospace technics and technology*, no. 5 (122), 61-64.

Received 12 July 2018

Approved 04 September 2018

Available in Internet 30 September 2018