

Висновки

Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності систем кондиціонування повітря за річними скороченням споживання палива і виробництвом холоду для помірних кліматичних умов (на прикладі м. Вознесенськ, Україна) та субтропічних умов (м. Нанкін, КНР). Показано, що значення проектної холодопродуктивності, отримані за двома методами, практично однакові.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Marques, R.P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 42, 2323 - 2330.
- [2] Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1536 - 1542.
- [3] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions, *The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*, Jiangsu, Nanjing, China.

Trushliakov, E.I., Radchenko, A.M., Kantor, S.A., Tkachenko, V.S., Forduy, S.G., Zongming, Y.

DETERMINE OF PROJECT COOLING CAPACITY OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM IN ACTUAL CLIMATE CONDITIONS AND BY DIFFERENT METHODS

It is proposed to use a reduction in specific fuel consumption and cold production to determine the design refrigeration capacity of refrigeration machines of the air conditioning system. It is shown that the value of the design refrigerating capacity calculated by both efficiency indicators are the same for the same climatic conditions.

Keywords: air conditioning, cooling capacity, climate, fuel consumption, cooling capacity generation.

УДК 621.438.13:621.57

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ДЛЯ РІЗНОГО ТИПУ КЛІМАТУ

Радченко М.І., д.т.н., професор¹, Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК¹,
Портной Б.С.¹, Кантор, С.А., к.т.н.², Зонмін Я.³

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;

² ПАТ "Завод "Екватор"; ³ Цзяньсунський університет науки і технології

^{1, 2} Україна, Миколаїв; ³ КНР, Чженьцзян

¹ nirad50@gmail.com, ² s_kantor@mail.ru

Анотація. Досліджено ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ. Порівнюються потреби в питомій холодильній потужності тепловикористовуючих холодильних машин та градирень для їх охолодження. Показано, що охолодження повітря до 10°C порівняно з його традиційним охолодженням до 15°C потребує збільшення необхідної кількості холоду у 1,7...2,0 рази та потужності градирень у 2,6...3,0 рази для клімату України, тоді як для КНР – 1,25...1,3 і 1,5...1,6 рази, відповідно.

Ключові слова: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, градирня, клімат.

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Зі збільшенням температури зовнішнього повітря зменшується паливна ефективність енергетичних установок [1]. Одним з найбільш ефективних напрямів підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ) є охолодження повітря на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відпрацьованих газів у холод [2]. Ефективність охолодження повітря на вході ГТУ залежить від глибини зменшення температури повітря. Так, в абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температури $t_{h2} = 15^\circ\text{C}$, а в ежекторних хладонових холодильних машинах (ЕХМ) – до $t_{h2} = 10^\circ\text{C}$. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока порівняно з АБХМ: тепловий коефіцієнт ЕХМ $\zeta_{\text{ЕХМ}} = 0,2...0,3$ проти $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7...0,8$ для АБХМ, що потребує в 2–3 рази більших витрат теплоти (тепловий коефіцієнт $\zeta = Q_0 / Q_r$ – відношення отриманої холодопродуктивності Q_0 до витрат теплоти гарячого теплоносія-води Q_r). Тому доцільно використовувати двоступеневе перетворення теплоти в ТХМ комбінованого типу з АБХМ в якості ступеня охолодження повітря до $t_{h2} \approx 15^\circ\text{C}$ і ЕХМ – для більшого охолодження повітря до $t_{h2} \approx 10^\circ\text{C}$ [3].

Мета роботи – оцінка і порівняння ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами та необхідних витрат для забезпечення їх роботи в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження При роботі ГТУ мають місце значні коливання параметрів зовнішнього повітря. Як приклад, на рис. 1 подано поточні кліматичні умови впродовж липня 2017 року для м. Одеса, Україна та м. Гуанчжоу, КНР. Особливістю клімату для м. Гуанчжоу є високі показники відносної вологості зовнішнього повітря $\varphi_{зп}$, що призводить до, відповідно, високого вологовмісту $d_{зп}$ при високих температурах $t_{зп}$ повітря (рис. 1,б), що свідчить про велику кількість прихованої теплоти водяної пари і великі навантаження на повітроохолоджувачі (ПО). При цьому необхідно відзначити незначні коливання параметрів зовнішнього повітря у м. Гуанчжоу, КНР (рис. 1,б), у порівнянні з показниками для м. Одеса, Україна (рис. 1,а).

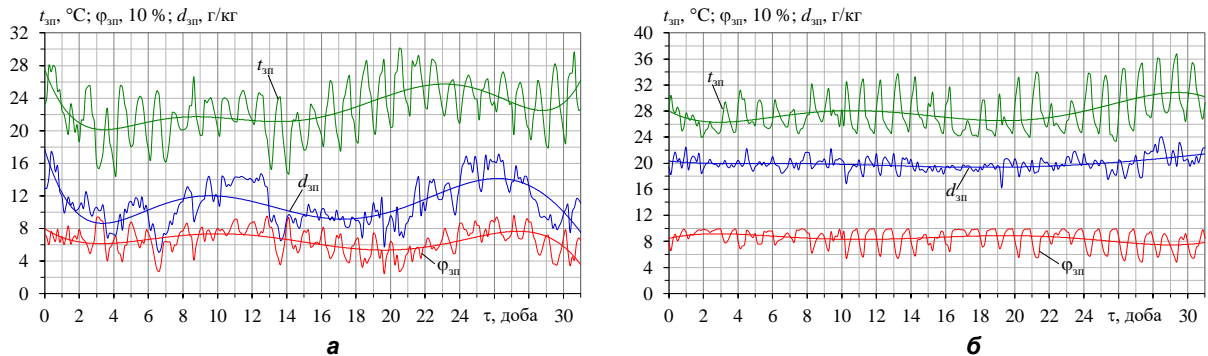


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря впродовж липня 2017 році: **а** – м. Одеса, Україна; **б** – м. Гуанчжоу, КНР

Повітря на вході ГТУ охолоджується за двоступеневим принципом комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ): першим ступенем якої виступає АБХМ, яка охолоджує повітря до $t_{н2} = 15^\circ\text{C}$, а другим ступенем – ежекторна холодильна машина, з охолодженням повітря до $t_{н2} = 10^\circ\text{C}$ [3].

Оскільки від ТХМ теплота відводиться градирнями системи оборотного охолодження, то питоме теплове навантаження на них, в свою чергу, залежить від теплових коефіцієнтів ТХМ: $q_{гр} = (q_{0.АБХМ} / \zeta_{АБХМ} + q_{0.АБХМ}) + (q_{0.ЕХМ} / \zeta_{ЕХМ} + q_{0.ЕХМ})$, де $q_{0.АБХМ}$ і $q_{0.ЕХМ}$ – теплові навантаження з боку зовнішнього повітря на АБХМ і ЕХМ.

Про поточні впродовж липня значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ в результаті охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{н2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ і $q_{0.10}$ при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{н2} = 10^\circ\text{C}$, відповідні зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та Δb_{e10} , необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{гр15}$ та $q_{гр10}$ для кліматичних умов м. Одеса, та м. Гуанчжоу, КНР, можна судити з рис. 2 і 3.

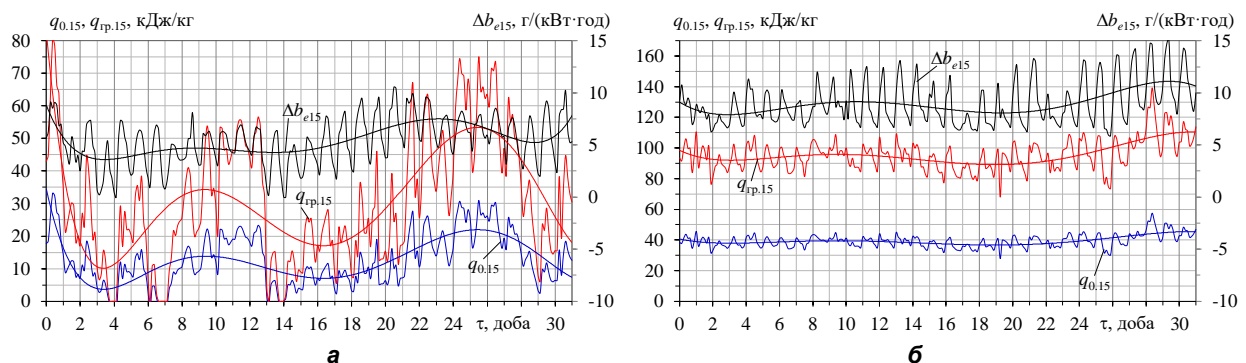


Рис. 2. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ при охолодженні повітря до 15°C в АБХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та необхідної питомої потужності градирень охолодження АБХМ $q_{гр15}$ впродовж липня 2017 року: **а** – м. Одеса, Україна; **б** – м. Гуанчжоу, КНР

Для розрахунку обрано ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект UGT 10000 номінальною потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря Δt_n на 1°C приводить до зменшення питомої витрати палива на $0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на $6 \dots 13 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для умов України (рис. 3, а) та $11 \dots 16 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для умов КНР (рис. 3, б). Тобто глибоке охолодження у $1,2 \dots 1,8$ рази ефективніше, для КНР. Однак, для досягнення цих показників для клімату КНР необхідні питома холодильна потужність q_0 $45 \dots 55 \text{ кДж}/\text{кг}$ та питома потужність градирень охолодження ТХМ q_{rp} $135 \dots 160 \text{ кДж}/\text{кг}$, що більше в $1,8 \dots 4,5$ та $1,4 \dots 2,3$ рази, відповідно, проти аналогічних показників для клімату України. Проте, реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності і палива ГТУ, на подолання аеродинамічного опору ПО та привід електровентиляторів градирень.

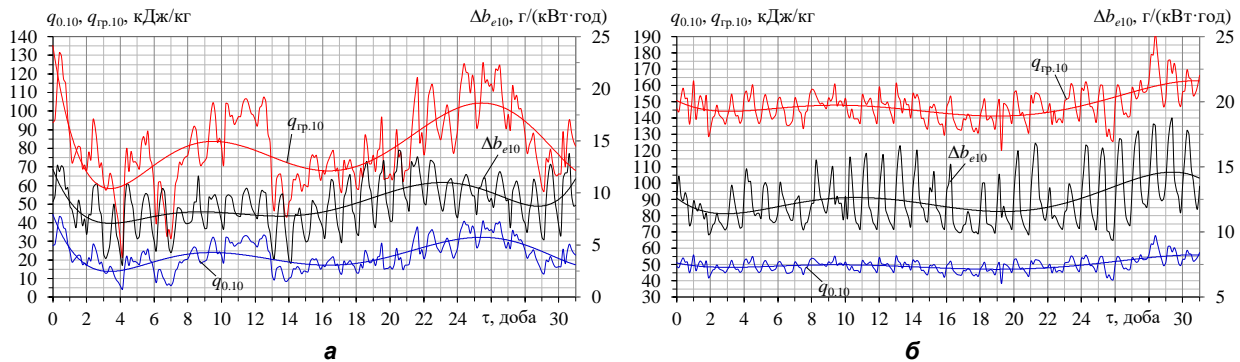


Рис. 3. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0,10}$ при охолодженні повітря до 10°C в комбінованій АЕХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} та необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{rp,10}$ упродовж липня 2017 року: а – м. Одеса, Україна; б – м. Гуанчжоу, КНР

На рис. 4 наведено відношення показників роботи та ефективності системи охолодження зовнішнього повітря при його охолодженні від температури t_{n1} до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ та відповідних показників при охолодженні повітря від температури t_{n1} до $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ за липень 2017 року.

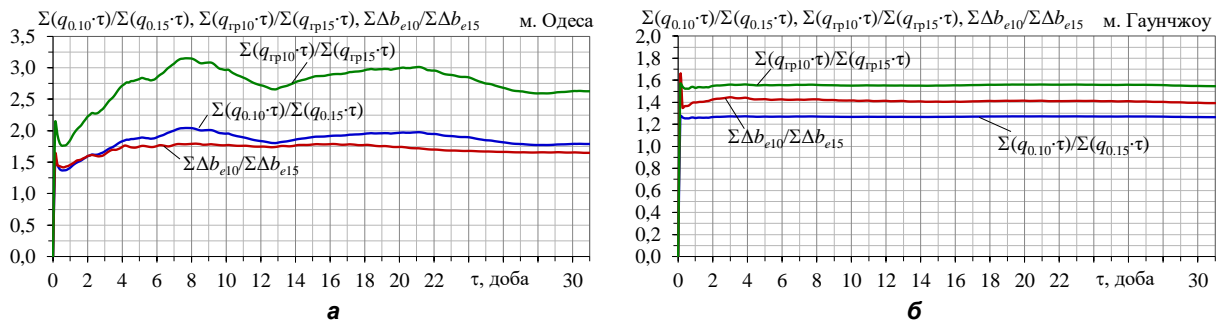


Рис. 4. Значення відношення необхідної кількості холоду від ХМ $\Sigma(q_{0,10}\tau)/\Sigma(q_{0,15}\tau)$, відношення необхідної потужності градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{rp,10}\tau)/\Sigma(q_{rp,15}\tau)$ та зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_{e10}/\Sigma\Delta b_{e15}$ при порівнянні охолодження повітря в АЕХМ до 10°C та в АБХМ до 15°C за липень 2017 р. для м. Одеса, Україна (а) та м. Гуанчжоу, КНР (б)

З рис. 4 видно, що зменшення питомої витрати палива Δb_e за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (порівняно з $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ) для умов клімату м. Одеса становить $1,6 \dots 1,7$ рази, тоді як для клімату м. Гуанчжоу – $1,4 \dots 1,45$ рази, при цьому збільшується необхідна питома кількість холоду від ХМ $\Sigma(q_0\tau)$ у $1,7 \dots 2,0$ рази проти $1,25 \dots 1,3$, відповідно. А необхідна питома потужність градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{rp}\tau)$ збільшується у $2,6 \dots 3,0$ рази (для м. Одеса) проти $1,5 \dots 1,6$ рази (для м. Гуанчжоу).

Висновки Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ і до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ у двоступеневій АЕХМ для кліматичних умов м. Одеса, Україна і м. Гуанчжоу, КНР, як приклад – упродовж липня 2017 р.

Глибоке охолодження повітря до 10°C в АЕХМ порівняно з 15°C в АБХМ для кліматичних умов України забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_e для UGT 10000 в 1,6...1,7 рази, тоді як для КНР – в 1,4...1,45 рази.

При цьому для кліматичних умов півдня України питомі витрати холоду за липень $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ збільшуються в 1,7...2,0 рази, що значно більше ніж для м. Гуанчжоу, КНР: 1,25...1,3 рази. Відповідне збільшення кількості відведеної від ТХМ теплоти градирнями $\Sigma(q_{gr} \cdot \tau)$ для клімату України: 2,6...3,0 рази, тоді як для м. Гуанчжоу – 1,5...1,6.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Günnur, Ş.G. et al. (2018). The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant – A case study. *Energy Reports*, 4, 682–690.
- [2] 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-curve concept. *International journal of refrigeration*, 35, 384–1392.
- [3] Радченко, А.Н., Кантор, С.А. (2015). Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий. *Авиационно-космическая техника и технология*, 1(118), 95–98.

Radchenko, M.I., Trushliakov, E.I., Portnoi, B.S., Kantor, S.A., Zongming, Y.

COMPARISON OF CHARACTERISTICS OF DEEP AIR COOLING AT THE GTU INLET IN DIFFERENT CLIMAT TYPE

The efficiency of deep air cooling at the gas turbine inlet has been investigated. The requirements for specific refrigerating capacity of exhaust heat conversion refrigerating machines and cooling towers for their cooling are compared. It has been shown that air cooling to 10 °C, in comparison with its traditional cooling to 15 °C, requires an increase in the required amount of cold by 1.7 ... 2.0 times and the capacity of cooling towers by 2.6 ... 3.0 times for the climate of Ukraine, while for the PRC – 1.25 ... 1.3 and 1.5 ... 1.45 times, respectively.

Keywords: gas turbine unit, air cooling, chiller, cooling tower, climate.

УДК 621.438

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ КАЗАХСТАНА И УКРАИНЫ

Радченко Н.И., д.т.н., профессор¹, Радченко А.Н., к.т.н., доцент¹,

Цой А.П., к.т.н., профессор², Кантор, С.А., к.т.н.³, Портной Б.С.¹

¹ Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова;

² Алматинский Технологический Университет; ³ ПАО "Завод "Экватор"

^{1,3} Украина, Николаев; ² Республика Казахстан, Алматы

¹ nirad50@gmail.com, ³ s_kantor@mail.ru

Аннотация. Проанализировано охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок в условиях эксплуатации Казахстана и Украины. Расчеты выполнены для охлаждения наружного воздуха до 15°C абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (ХМ) и до 10°C абсорбционно-эжекторной ХМ. Показано, что охлаждение воздуха до 10°C обеспечивает примерно в 1,5 раза большее годовое сокращение расхода топлива.

Ключевые слова: газотурбинная установка, охлаждение воздуха, холодильная машина, сокращение потребления топлива, климат.

Введение

С повышением температуры воздуха на входе топливная экономичность ГТУ ухудшается [1]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев, Украина) с повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе на 1°C удельный расход топлива увеличивается на 0,6...0,7 г/(кВт·ч) [2]. Эффективность применения охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$, которая существенно меняется в течении года и в разных регионах может сильно отличаться. Повышение эффективности ГТУ при высоких температурах наружного воздуха возможно путем охлаждения воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), которые используют теплоту выхлопных газов [3]. В наиболее распространённых высокоэффективных абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах