

УДК 621.438 : 621.175

А. М. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР², Б. С. ПОРТНОЙ¹, Ю. Г. ЩЕРБАК³¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна² ПАТ "Завод "Екватор", Україна³ Чорноморський національний університет ім. П. Могили, Україна

ОХОЛОЖДЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ З ВИКОРИСТАННЯМ РЕЗЕРВУ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ АБСОРБЦІЙНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ В БУСТЕРНОМУ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІ

Досліджено процеси охолодження повітря на вході газотурбінної установки абсорбційно-ежекторною холодильною машиною, яка використовує скидку теплоту відпрацьованих газів, отримано дані поточних й сумарних резерву та дефіциту холодопродуктивності, які утворюються в залежності від поточних кліматичних умов. Обґрунтовано доцільність використання резерву холодопродуктивності для попереднього охолодження повітря в бустерному ступені при підвищених теплових навантаженнях на повітроохолджувач, за результатами аналізу отриманих даних поточних і сумарних теплових навантажень на повітроохолджувач, з метою скорочення встановленої холодопродуктивності абсорбційної холодильної машини.

Ключові слова: повітря, теплове навантаження, процеси охолодження, абсорбційно-ежекторна холодильна машина, бустерний повітроохолджувач.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Охолодження повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що трансформують в холод теплоту відпрацьованих газів, є одним з основних напрямів підвищення їх ефективності. В найбільш поширених абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) повітря можна охолоджувати до температури $t_{b2} \approx 15^\circ\text{C}$ з високою ефективністю трансформації скидкої теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ [1, 2]. Більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ і нижче можливе в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), ефективність трансформації скидкої теплоти в холод в яких значно менше: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ [3]. То ж доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до $t_{b2} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$ в АБХМ, а до $t_{b2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ в ЕХМ [4, 5]. Відповідно до поточних тепловологічних параметрів зовнішнього повітря суттєво змінюється теплове навантаження на повітроохолджувачі (ПО), відповідно й витрати холодопродуктивності. При знижених теплових навантаженнях утворюється резерв холодопродуктивності (надлишок порівняно зі встановленою-проектною), який доцільно використовувати для покриття дефіциту при підвищених навантаженнях, завдяки чому зменшити встановлену холодопродуктивність і вартість АБХМ.

Мета дослідження – аналіз даних з резерву холодопродуктивності при знижених теплових навантаженнях на ПО на вході ГТУ та його використання у бустерному ступені попереднього охолодження повітря зі скороченням встановленої холодопродуктивності АБХМ.

2. Результати дослідження

Резерв встановленої (проектної) холодопродуктивності АБХМ, що утворюється при знижених теплових навантаженнях, визначають як її надлишок порівняно з поточним сумарним тепловим навантаженням базового високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$ і бустерного ступеня $ПО_б$ попереднього охолодження повітря за рахунок резерву холодопродуктивності АБХМ, тобто теплообмінника "ПО_{ВТ}+ПО_б". При цьому резерв холодопродуктивності ЕХМ – надлишок проектного над поточним тепловим навантаженням низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$, а загальний резерв ТХМ – сума резервів АБХМ та ЕХМ.

Проектне теплове навантаження на $ПО_{ВТ}$ визначають як $Q_{0,ВТ16пр} = q_{0,ВТ16пр} \cdot G_{п} = 16 \cdot 40 = 640$ кВт, виходячи з прийнятого питомого (при витраті повітря $G_{п} = 1 \cdot \text{кг/с}$) теплового навантаження $ПО_{ВТ}$ $q_{0,ВТ16пр} = 16$ кВт/(кг/с). При цьому проектне теплове навантаження на $ПО_{ВТ}$ з бустерним $ПО_б$: $Q_{0,ВТ24пр} = q_{0,ВТ24пр} \cdot G_{п} = 24 \cdot 40 = 960$ кВт, де $q_{0,ВТ24пр} = 24$ кВт/(кг/с) – загальне питоме теплове

навантаження обох $ПО_{ВТ}$ і $ПО_6$, прийняте виходячи з досягнення максимального ефекту (річної економії палива) при охолодженні повітря на вході ГТУ до температури $t_{ВТ2} \approx 15^\circ\text{C}$ в АБХМ [3]. Витрата повітря $G_n = 40 \cdot \text{кг/с}$. Проектне теплове навантаження на $ПО_{HT}$ визначають як $Q_{0,HT10пр} = q_{0,HT10пр} \cdot G_n = 16 \cdot 40 = 400 \text{ кВт}$, виходячи з прийнятого питомого теплового навантаження $ПО_{HT}$ $q_{0,HT10пр} = 10 \text{ кВт/(кг/с)}$ відповідно до максимального річного ефекту.

При визначенні резерву холодопродуктивності АБХМ поточне теплове навантаження на $ПО_{ВТ}$ з бустерним $ПО_6$ порівнюють з проектним тепловим навантаженням $Q_{0,ВТ24пр} = q_{0,ВТ24пр} \cdot G_n = 24 \cdot 40 = 960 \text{ кВт}$, де $q_{0,ВТ24пр} = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$.

Схема системи охолодження повітря на вході ГТУ з використанням резервної холодопродуктивності ТХМ у бустерному ступені $ПО_6$ попереднього охолодження показана на рис. 1.

Заміщення (часткове) високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$ з відповідним скороченням встановленої холодопродуктивності АБХМ можливе за наявності резерву холодопродуктивності, який перевищує її витрати на попереднє охолодження повітря на вході $ПО_{ВТ}$. Відповідно до цього надлишок (резерв) холодопродуктивності АБХМ визначають як $Q_{0,ВТ17изб} = Q_{0,ВТ17пр} - Q_{0,ВТ24} = 680 - Q_{0,ВТ24}$, кВт, а її дефіцит відповідно: $Q_{0,ВТ17д} = Q_{0,ВТ24} - Q_{0,ВТ17пр} =$

$Q_{0,ВТ24} - 680$, кВт. Резерв холодопродуктивності ЕХМ: $Q_{0,HT10изб} = Q_{0,HT10пр} - Q_{0,HT10} = 400 - Q_{0,HT10}$, кВт, а її дефіцит: $Q_{0,HT10д} = Q_{0,HT10} - Q_{0,HT10пр} = Q_{0,HT10} - 400$, кВт. Загальний резерв – $Q_{0,ВОизб} = Q_{0,ВТ17изб} + Q_{0,HT10изб}$, кВт, а дефіцит: $Q_{0,ВОд} = Q_{0,ВТ17д} + Q_{0,HT10д}$, кВт. Ці баланси співпадають за умови правильно підбраного проектного сумарного теплового навантаження $ПО_{ВТ}$ і бустерного ступеня $ПО_6$, попереднього охолодження повітря за рахунок резерву холодопродуктивності АБХМ, а також $ПО_{HT}$ за рахунок резерву холодопродуктивності ЕХМ. Однак сама величина резерву холодопродуктивності залежить від конкретних кліматичних умов і проміжку часу, взятого для його визначення. То ж мова може йти про вибір умовно раціональної її величини, виходячи з надлишку (резерву) холодопродуктивності, накопиченого упродовж певного періоду. Про наближення до неї свідчить зближення надлишку холодопродуктивності з його дефіцитом.

Приклад реалізації такого підходу до визначення ефекту від застосування бустерного ступеня $ПО_6$ попереднього охолодження зі зменшенням встановленої холодопродуктивності АБХМ, по суті – визначення проектного теплового навантаження $ПО_6$, для кліматичних умов м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл., упродовж 3 діб (10–12.07.2017) наведено на рис. 2.

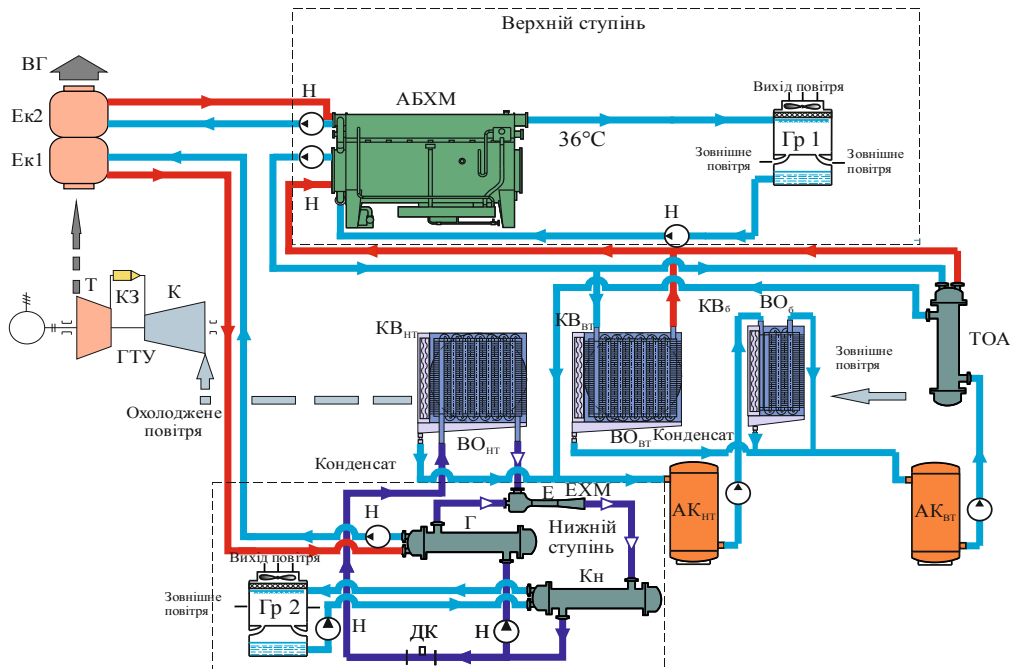


Рис. 1. Принципова схема системи охолодження повітря на вході ГТУ з використанням резерву холодопродуктивності АБХМ та ЕХМ у бустерному ступені ПО: К – компресор; Т – турбіна; КЗ – камера згоряння; Н – насос; ВГ – відхідні газы; Ек – економайзер нагріву води; $ПО_6$, $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{HT}$ – бустерний, високо- і низькотемпературний ступені ПО; АК_{ВТ} і АК_{HT} – акумулятори конденсату високо- та низькотемпературний; ТОА – теплообмінний апарат; Е – ежектор; Г – генератор; Кн – конденсатор; ДК – дросельний клапан; Гр – градирня охолодження оборотної води ТХМ; КВ – краплевідокремлювач

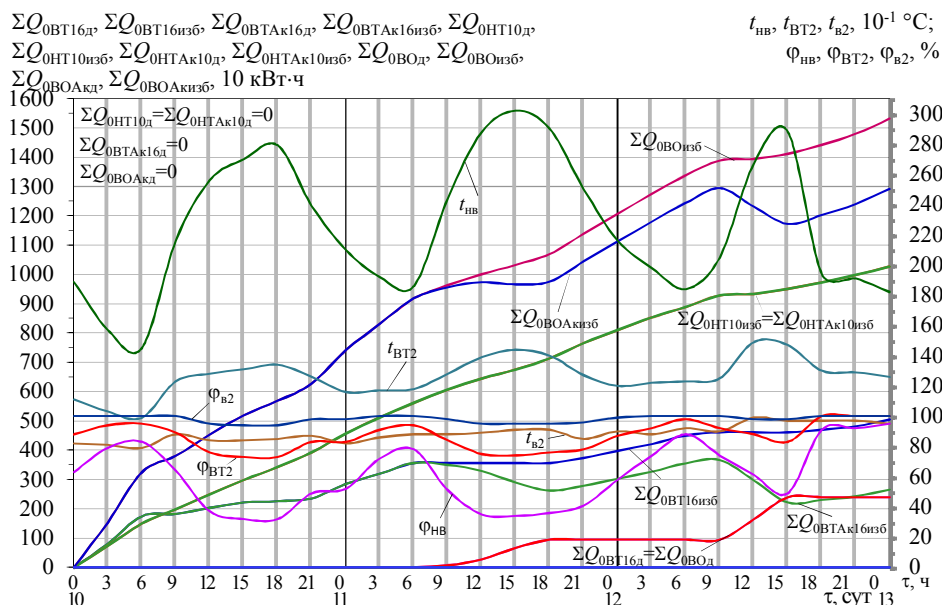


Рис. 2. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{\text{нв}}$, після $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ $t_{\text{ВТ}2}$, після $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ $t_{\text{в}2}$, відносної вологості зовнішнього повітря на вході $\varphi_{\text{нв}}$, на виході з $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ $\varphi_{\text{ВТ}2}$ і на виході з $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ $\varphi_{\text{в}2}$, сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{ВТ}16\text{д}}$ та надлишку $\Sigma Q_{0\text{ВТ}16\text{изб}}$ холодопродуктивності АБХМ (без використання резервного холоду в бустерному $\text{ПО}_{\text{Б}}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{ВТАк}16\text{д}}$ та надлишку $\Sigma Q_{0\text{ВТАк}16\text{изб}}$ холодопродуктивності АБХМ (з використанням резервного холоду в бустерному ПО), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{НТ}10\text{д}}$ та надлишку $\Sigma Q_{0\text{НТ}10\text{изб}}$ холодопродуктивності ЕХМ (без використання резервного холоду в $\text{ПО}_{\text{Б}}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{НТАк}10\text{д}}$ та надлишку $\Sigma Q_{0\text{НТАк}10\text{изб}}$ холодопродуктивності ЕХМ (з використанням резервного холоду в $\text{ПО}_{\text{Б}}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{ВОд}}$ та надлишку $\Sigma Q_{0\text{ВОизб}}$ холодопродуктивності двоступеневого ПО (без використання резервного холоду в $\text{ПО}_{\text{Б}}$) та сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0\text{ВОАкд}}$ і надлишку $\Sigma Q_{0\text{ВОАкизб}}$ запропонованого ПО (з використанням резервного холоду в $\text{ПО}_{\text{Б}}$) упродовж 3 діб (10–12.07.2017, м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл.)

Як видно з рис. 2, при проектних теплових навантаженнях на $\text{ПО}_{\text{Б}}$ 320 кВт, $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ 640 кВт і $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ 400 кВт поступова витрата накопиченого за 3 доби холоду усуває дефіцит холодопродуктивності АБХМ, про що свідчить зміна його сумарної величини: від $\Sigma Q_{0\text{,ВОд}} = 2500 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ до $\Sigma Q_{0\text{,ВОАкд}} = 0$. Найявність значного надлишку холодопродуктивності після покриття дефіциту $\Sigma Q_{0\text{,ВОАкизб}}$ підтверджує правомірність вибору зменшеного проектного теплового навантаження на $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$, відповідно й сумарного навантаження на $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ та $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ (холодопродуктивності АБХМ і ЕХМ) 1040 кВт при використанні резервного холоду в бустерному $\text{ПО}_{\text{Б}}$ порівняно з початковим 1360 кВт (без використання $\text{ПО}_{\text{Б}}$), а також наявність резерву для подальшого скорочення встановленої холодопродуктивності АБХМ.

З метою збільшення ефективності використання резервного холоду запропоновано варіант з більшим зменшенням проектного навантаження на $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ до 480 кВт, тобто наполовину порівняно з вихідним 960 кВт, зі збільшенням навантаження на $\text{ПО}_{\text{Б}}$ до 480 кВт при збереженні його величини на $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ (відповідно й ЕХМ) 400 кВт.

Результати охолодження повітря при проект-

них навантаженнях на $\text{ПО}_{\text{Б}}$ 480 кВт, $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ 480 кВт та $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ 400 кВт з використанням в часи підвищеного теплового навантаження резерву холодопродуктивності, закумуляованого при знижених поточних навантаженнях (рис. 3).

Як видно з рис. 3, при проектних теплових навантаженнях на $\text{ПО}_{\text{Б}}$ 480 кВт, $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ 480 кВт і $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ 400 кВт поступова витрата накопиченого за 3 доби холоду ліквідує дефіцит холодопродуктивності АБХМ, про що свідчить зміна його величини: від $\Sigma Q_{0\text{,ВОд}} = 9500 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ до $\Sigma Q_{0\text{,ВОАкд}} = 0$. Відповідно має місце скорочення резерву холодопродуктивності після покриття дефіциту $\Sigma Q_{0\text{,ВОАкизб}}$ до $\approx 15\%$ початкового варіанту без використання $\text{ПО}_{\text{Б}}$, що підтверджує можливість зменшення наполовину початкової проектної холодопродуктивності АБХМ, накопичення надлишку холоду при знижених теплових навантаженнях в $\text{АК}_{\text{НТ}}$ з наступним його використанням у $\text{ПО}_{\text{Б}}$ при підвищених теплових навантаженнях при практично незмінному тепловому навантаженні ступеня $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ та зменшеній холодопродуктивності АБХМ і ЕХМ 880 кВт порівняно з початковою 1360 кВт (без використання $\text{ПО}_{\text{Б}}$ повітря на вході).

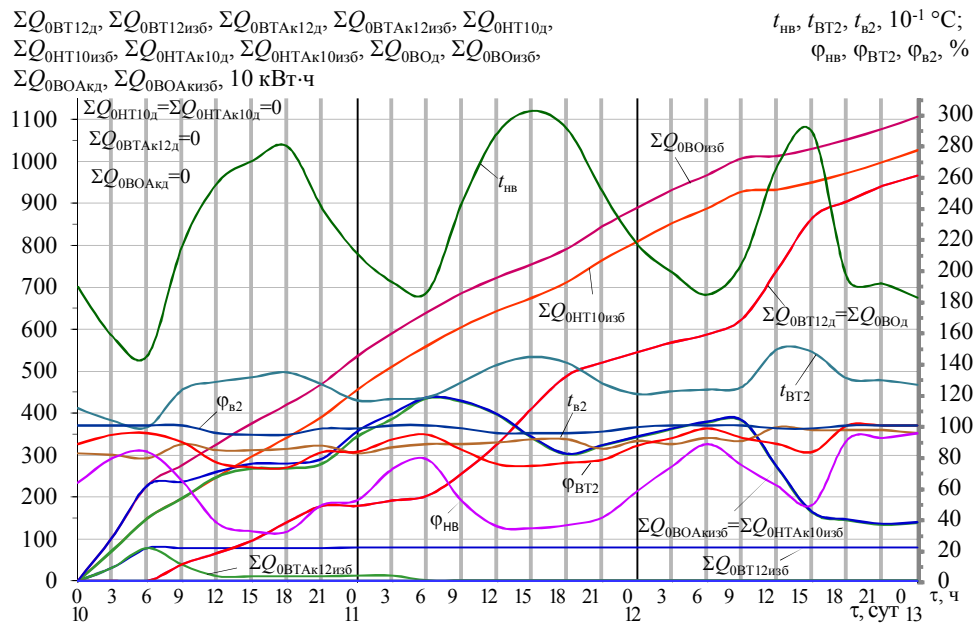


Рис. 3. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, після ПО_{ВТ} $t_{вТ2}$, після ПО_{НТ} $t_{в2}$, відносної вологості зовнішнього повітря на вході $\phi_{нв}$, після ПО_{ВТ} $\phi_{вТ2}$, після ПО_{НТ} $\phi_{в2}$, сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВТ12д}$ і надлишку $\Sigma Q_{0ВТ12изб}$ холодопродуктивності АБХМ (без використання резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВТАк12д}$ і надлишку $\Sigma Q_{0ВТАк12изб}$ холодопродуктивності АБХМ (з використанням резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0НТ10д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0НТ10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (без використання резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0НТАк10д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0НТАк10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (з використанням резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВОд}$ та надлишку $\Sigma Q_{0ВОизб}$ холодопродуктивності двоступеневого ПО (без використання резервного холоду в ПО_Б) та сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВОАкл}$ і надлишку $\Sigma Q_{0ВОАкизб}$ запропонованого ПО (з використанням резервного холоду в ПО_Б) (витрата повітря 40 кг/с) упродовж 3 діб (10–12.07.2017, м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл.

На рис. 4 наведено результати розрахунку поточної B_e та сумарної по накопиченню економії палива ΣB_e в залежності від кліматичних умов за 3 доби роботи комбінованого повітроохолоджувача.

Висновки

Показано можливість зменшення проектного теплового навантаження на ТХМ шляхом використання при підвищених теплових навантаженнях резерву холоду, який утворюється в часи знижених поточних теплових навантажень.

Обґрунтовано доцільність застосування бустерного ступеня попереднього охолодження повітря на вході ГТУ шляхом використання резерву холодопродуктивності, який завдяки адаптації до поточних кліматичних умов забезпечує зменшення до 50 % встановленої холодопродуктивності, відповідно і вартості АБХМ.

Литература

1. Popli, S. Trigenation scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization [Text] / S. Popli, P. Rodgers, V. Evely // *Applied Energy*. – 2012. – № 93. – P. 623–636.
2. Popli, S. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text] / S. Popli, P. Rodgers, V. Evely // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – № 50. – P. 918–931.
3. 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.
4. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.

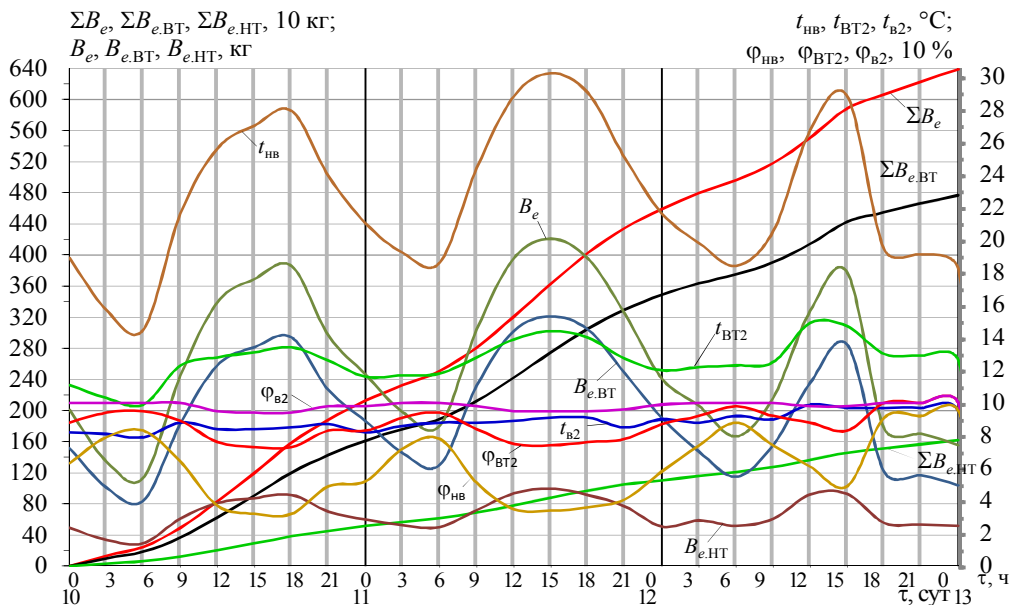


Рис. 4. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, після ПО_{БТ} $t_{БТ2}$, після ПО_{HT} $t_{БТ}$, відносної вологості зовнішнього повітря на вході $\phi_{нв}$, після ПО_{БТ} $\phi_{БТ2}$, після ПО_{HT} $\phi_{БТ}$, поточної економії палива БТ ступеня охолодження $B_{e.БТ}$, HT ступеня $-B_{e.HT}$ та ПО загалом B_e сумарної економії палива високотемпературного ступеня охолодження $\Sigma B_{e.БТ}$, низькотемпературного $-\Sigma B_{e.HT}$ та ПО загалом ΣB_e .

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.

References

1. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization. *Applied Energy*, 2012, no. 93, pp. 623–636.

2. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 50, pp. 918–931.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora racionalnoy teplovoy nagruzky absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vhode regenerativnyh GTU kompressornyh stanciy [The method of evaluation of rational

heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations]. *Авиационно-космическая техника и технология - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metodologicheskiy podhod k racionalnomu proektirovaniyu kombinirovannoi teploispolzuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vhode gazoturbinnoy ustanovky [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling]. *Авиационно-космическая техника и технология - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79.

5. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora racionalnoy teplovoy nagruzky absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vhode regenerativnyh GTU kompressornyh stanciy [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations]. *Авиационно-космическая техника и технология - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

Поступила в редакцию 19.01.2018, рассмотрена на редколлегии 4.04.2018

**ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗЕРВА
ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В БУСТЕРНОМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕ**

А. Н. Радченко, С. А. Кантор, Б. С. Портной, Ю. Г. Щербак

Исследованы процессы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки абсорбционно-эжекторной холодильной машиной, использующей сбросную теплоту отработавших газов, получены данные текущих и суммарных резерва и дефицита холодопроизводительности, которые образуются в зависимости от текущих климатических условий. Обоснована целесообразность использования резерва холодопроизводительности для предварительного охлаждения воздуха в бустерной ступени при повышенных тепловых нагрузках на воздухоохладитель, по результатам анализа полученных данных текущих и суммарных тепловых нагрузок на воздухоохладитель, с целью сокращения установленной холодопроизводительности абсорбционной холодильной машины.

Ключевые слова: воздух, тепловая нагрузка, процессы охлаждения, абсорбционно-эжекторная холодильная машина, бустерный воздухоохладитель.

**GAS TURBINE UNIT INLET AIR COOLING BY USING AN EXCESSIVE
REFRIGERATION CAPACITY OF ABSORPTION-EJECTOR CHILLER IN BOOSTER AIR COOLER**

A. N. Radchenko, S. A. Kantor, B. S. Portnoi, Y. G. Shcherbak

The processes of gas turbine unit two-stage intake air cooling by absorption lithium-bromide chiller as a high temperature cooling stage to the temperature of about 15 °C and by refrigerant ejector chiller as a low temperature cooling stage to the temperature of about 10 °C through utilizing the turbine exhaust gas waste heat for hour-by-hour changing ambient air temperatures and changeable heat loads on the air coolers as consequence during 10 days of July 2017 (10–12.07.2017) for climatic conditions of the south of Ukraine are analyzed. The computer programs of the firms-producers of heat exchangers were used for gas turbine unit inlet air cooling processes simulation.

It is shown that at decreased heat loads on the air coolers an excessive refrigeration capacity of combined absorption-ejector chiller exceeding current heat loads is generated which can be used for covering increased heat loads on the air coolers and to reduce the refrigeration capacity of the absorption-ejector chiller. To solve this task the refrigeration capacity required for gas turbine unit inlet air cooling is compared with an excessive refrigeration capacity of the absorption-ejector chiller exceeding current heat loads summarized during 10 days.

The system of gas turbine unit inlet air cooling with a booster stage of precooling air and a base two-stage cooling air to the temperature of about 10 °C by absorption-ejector chiller has been proposed. An excessive refrigeration capacity of the absorption-ejector chiller generated during decreased heat loads on the gas turbine unit inlet air coolers that is collected in the thermal accumulator is used for gas turbine unit inlet air precooling in a booster stage of air coolers during increased heat loads on the air coolers. The results of gas turbine unit inlet air cooling processes simulation proved the reduction of refrigeration capacity of the absorption-ejector chiller by about 50 % due to the use of a booster stage for precooling air at the expense of an excessive absorption-ejector chiller refrigeration capacity served in the thermal accumulator. The conclusion has been made about the efficient use of a booster stage of gas turbine unit inlet air cooler for precooling air by using an excessive refrigeration potential of absorption-ejector chiller saved in the thermal accumulator.

Keywords: cooling, air, heat load, booster air cooler, absorption chiller, ejector chiller.

Радченко Андрій Миколайович – канд. техн. наук, доц., Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: nirad50@gmail.com.

Кантор Сергій Анатолійович – канд. техн. наук, ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Портной Богдан Сергійович – аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail:

Щербак Юрій Георгійович – канд. техн. наук, доц., Чорноморський національний університет ім. П. Могилы, Україна.

Radchenko Andrey Nikolaevich – PhD, Assistant Professor of Dept. of Ship Electroenergetic Systems, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com.

Kantor Sergey Anatolievich – PhD, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Portnoi Bohdan Sergeevich – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: **Shcherbak Yuri Georgievich** – PhD, Assistant Professor, Petro Mohyla Black Sea National University, Mykolayiv, Ukraine.