

УДК 621.438.1:621.57

doi: 10.32620/akt.2018.4.06

Б. С. ПОРТНОЙ

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

ВИБІР ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ АПАРАТІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

Запропоновано визначення встановленої (раціональної) холодильної потужності ступінчастої тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини, що утилізує теплоту відпрацьованих газів газотурбінної установки для охолодження повітря на вході. Оскільки ефект від охолодження повітря, зокрема у вигляді скорочення питомої витрати палива, залежить від його глибини (величини зниження температури повітря) та тривалості, то запропоновано визначати його за річною економією палива. На прикладі охолодження повітря на вході газотурбінної установки проаналізовано значення скорочення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході до температури 15 °С абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною та двоступеневого охолодження повітря: до температури 15 °С – в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині та до температури 10 °С – в ежекторній холодильній машині як ступенях двоступінчастої абсорбційно-ежекторної холодильної машини, в залежності від встановленої (проектної) холодильної потужності тепловикористовуючих холодильних машин.

Показано, що виходячи з різного темпу нарощування річного скорочення питомої витрати палива, обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на систему охолодження повітря (встановлену холодильну потужність холодильних машин), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного скорочення питомої витрати палива при відносно високих темпах його нарощування. З метою визначення встановленої холодильної потужності, яка забезпечує максимальне нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду), проаналізовано залежність прирощення річної економії палива від встановленої холодильної потужності. За результатами досліджень запропоновано визначення раціонального теплового навантаження системи охолодження повітря (встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини) відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, яке забезпечує близьке до максимального річне скорочення питомої витрати палива при відносно високих темпах його нарощування.

Ключові слова: теплове навантаження, холодильна машина, двоступеневе охолодження повітря, питома витрата палива.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{\text{вв}}$ на вході термодинамічна ефективність газотурбінних установок (ГТУ) зменшується.

Підвищити ефективність ГТУ та за рахунок цього скоротити витрату палива при високих температурах $t_{\text{вв}}$ повітря на вході можна шляхом його попереднього охолодження тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [1, 2].

В найбільш поширених одноступінчастих абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) повітря можна охолоджувати до температури $t_{\text{в2}} \approx 15$ °С з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$. Більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{\text{в2}} = 10$ °С і нижче можливе в

ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), ефективність трансформації скидної теплоти в холод в яких значно менше: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до $t_{\text{в2}} = 15 \dots 20$ °С в АБХМ, а до $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10$ °С в ЕХМ, тобто в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ) [3, 4].

При експлуатації ГТУ мають місце як сезонні, так і добові коливання температури зовнішнього повітря, через це вкрай важливо вибирати раціональне теплове навантаження на повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГТУ з урахуванням кліматичних умов. Відповідно до теплового навантаження на ПО обирається навантаження ТХМ.

При проектуванні зазвичай обирають найбільшу величину теплового навантаження. Однак, даний підхід призводить до того, що спроектовані теплообмінні апарати більшу частину часу працюють при знижених теплових навантаженнях, що в

свою чергу призводить до непродуктивних витрат потужності, а відтак і палива, на подолання їхнього аеродинамічного опору, а також до зростання капітальних витрат на теплообмінне обладнання.

Мета дослідження – розробити метод визначення раціональних теплових навантажень тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини.

2. Результати дослідження

Ефективність охолодження повітря на вході ГТУ зручно оцінювати річною питомою економією палива $b_e, \text{°кг/кВт}$, яка представляє собою відношення $b_e = B_e / N_e$ загальної кількості зекономленого палива $B_e, \text{°кг}$ до потужності ГТУ $N_e, \text{°кВт}$. Для визначення встановленої (проектної) питомої холодильної потужності (питомої холодопродуктивності) ступінчастої АЕХМ $q_0 = Q_0 / G_{\text{п}}$, що припадає на одиницю витрати повітря $G_{\text{п}} = 1 \text{ кг/с}$, необхідно проаналізувати залежність річної питомої економії палива b_e від неї. Питома холодильна потужність розраховується як $q_0 = \xi \cdot c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{\text{нв}}$ – температура зовнішнього повітря, °С; $t_{\text{в2}}$ – температура повітря на виході з повітроохолоджувача ПО, °С; $c_{\text{вл}}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Враховуючи залежність питомої холодильної потужності q_0 від температури $t_{\text{нв}}$ та відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря, необхідно проаналізувати добові зміни параметрів зовнішнього повітря. Приклад зміни температури $t_{\text{нв}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря в різних регіонах України, де розташовані газоперекачувальні компресорні станції (КС), для липня 2017 року представлено на рис. 1.

Як видно з рис. 1, значні коливання температури $t_{\text{нв}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря, відповідно й теплових навантажень на системи охолодження повітря на вході ГТУ, ускладнюють вибір значення проектного (встановленого) теплового навантаження на ступені холодильної машини q_0 , яке забезпечувало б отримання максимального упродовж року ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ.

Встановлена (проектна) питома холодильна потужність (холодопродуктивність) q_0 , з одного боку, повинна покривати витрати холоду на охолодження повітря на вході ГТУ на протязі якомога більшого часу упродовж року, що забезпечувало б найбільший ефект у вигляді економії палива. З іншого боку, вона не повинна бути завищеною, щоб більшу частину року ступінчаста АЕХМ експлуатувалась при теплових навантаженнях, близьких до номінального (проектного), інакше матиме місце невисокий кое-

фіцієнт використання АЕХМ (експлуатація на часткових навантаженнях, далеких від проектного), а при занижених q_0 , навпаки, – недоохолодження повітря на вході ГТУ при високих температурах $t_{\text{нв}}$.

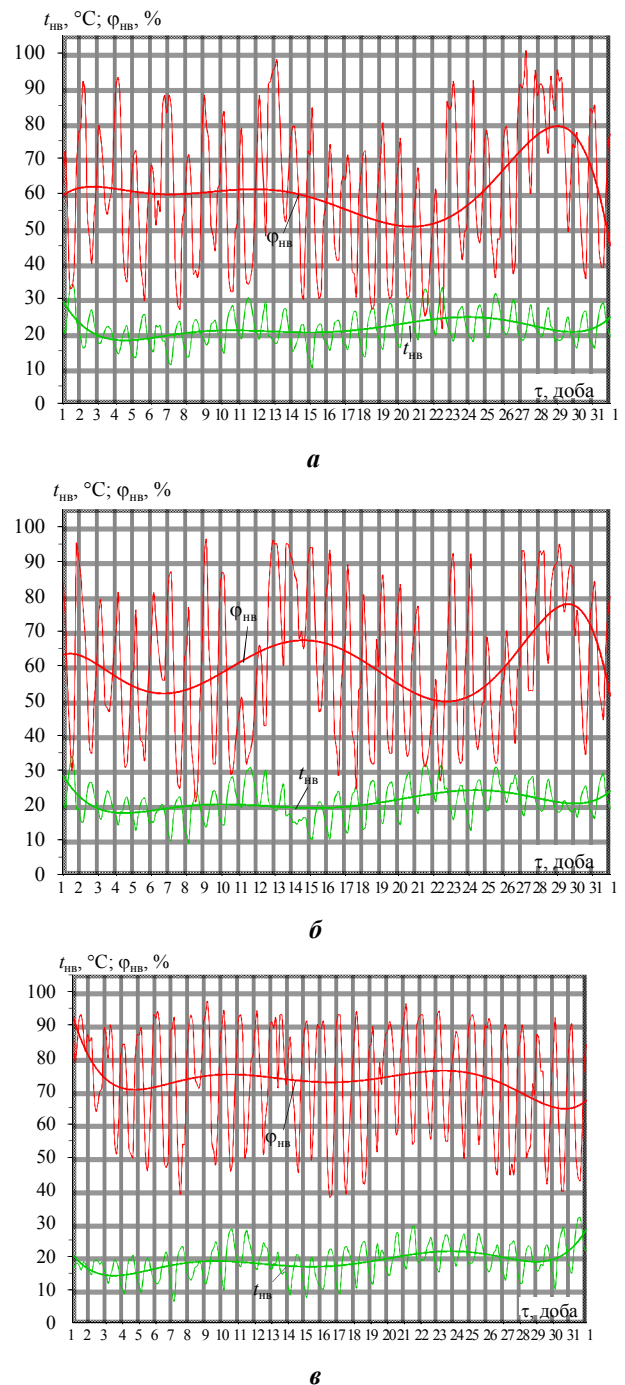


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{\text{нв}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря упродовж липня 2017 р., **а** – Південно-Бузька КС, Миколаївська обл., **б** – Ставище, Київська обл., **в** – Ковель, Волинська обл.

На рис. 2 представлено значення річної питомої економії палива b_e в залежності від витрат питомої холодильної потужності q_0 ($G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$) при темпе-

ратурах повітря $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, охолодженого в АБХМ, та $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ для ступінчастої АЕХМ за 2017 р., для різних регіонів України.

Як видно з рис. 2, для кліматичних умов експлуатації ГТУ в різних регіонах України при охолодженні повітря на вході до температури $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ раціонально можна вважати проектну питому холодильну потужність ступінчастої АЕХМ (для $G_{п} = 1 \text{ кг/с}$) $q_0 \approx 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, при якій темп нарощування річної питомої економії палива b_e зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ – відповідно $q_0 \approx 24 \text{ кВт/(кг/с)}$. Виходячи з раціональної питомої холодної потужності вибирають повну встановлену холодильну потужність АЕХМ відповідно до витрати повітря $G_{п}$ через ГТУ: $Q_0 = G_{п} \cdot q_0$, кВт.

Висновки

Запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження абсорційно-ежекторної холодної машини в кліматичних умовах України, яке забезпечує найбільшу річну питому економію палива, при високих темпах її нарощування.

Література

1. *Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text]* / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. *Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text]* / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

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.

References

1. Marques, R. P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, pp. 2323–2330.

2. Ortiga, Jordi., Bruno, Joan Carles., Coronas, Alberto. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 50, pp. 1536–1542.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora ratsional'noy teplovy nagruzki absorbtionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vkhode regenerativnykh GTU kompressornykh stantsiy [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative gtu intake air of compressor stations]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metodologicheskiy podkhod k ratsional'nomu proyektirovaniyu kombinirovannoy teploispol'zuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnoy ustanovki [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79.

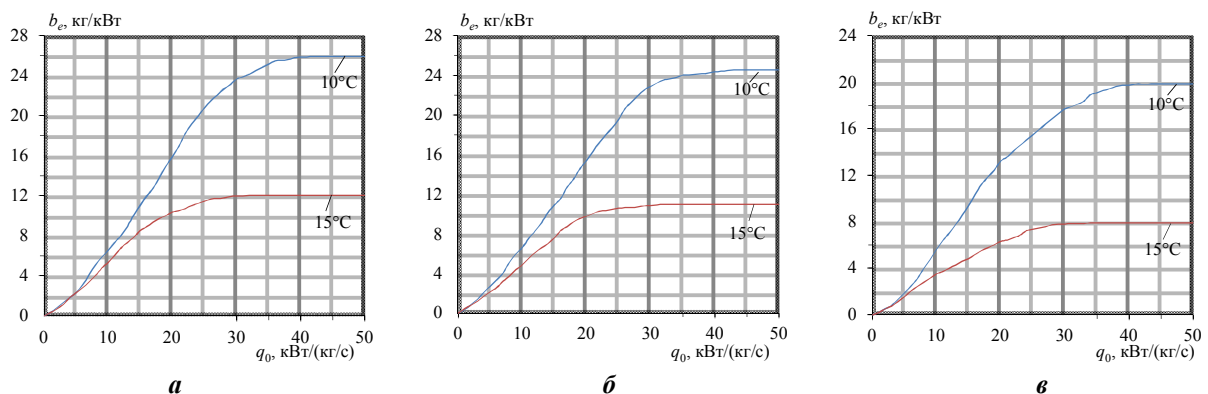


Рис. 2. Значення річної питомої економії палива b_e в залежності від витрат встановленої (проектної) питомої холодної потужності q_0 ($G_{в} = 1 \text{ кг/с}$) при різних температурах охолодженого повітря $t_{в2} = 10$ і 15°C за 2017 р., **а** – Південно-Бузька КС, Миколаївська обл., **б** – Ставище, Київська обл., **в** – Ковель, Волинська обл.

Поступила в редакцию 11.05.2018, рассмотрена на редколлегии 7.08.2018

ВЫБОР ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ АППАРАТОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В РАЗНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Б. С. Портной

Предложено определение установленной (рациональной) холодильной мощности ступенчатой теплоиспользующей абсорбционно-эжекторной холодильной машины, которая утилизирует теплоту отработавших газов газотурбинной установки для охлаждения воздуха на входе. Поскольку эффект от охлаждения воздуха, в частности в виде сокращения удельного расхода топлива, зависит от его глубины (величины снижения температуры воздуха) и продолжительности, то предложено определять его по годовой экономии топлива. На примере охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки проанализировано значение сокращения удельного расхода топлива за счет охлаждения воздуха на входе до температуры 15 °С абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной и двухступенчатого охлаждения воздуха: до температуры 15 °С – в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине и до температуры 10 °С – в эжекторной холодильной машине как степенях двухступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины, в зависимости от установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующих холодильных машин.

Показано, что исходя из различного темпа приращения годового сокращения удельного расхода топлива, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на систему охлаждения воздуха (установленную холодильную мощность холодильных машин), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового сокращения удельного расхода топлива при относительно высоких темпах его приращения. С целью определения установленной холодильной мощности, которая обеспечивает максимальное накопление годовой холодопроизводительности (годового производства холода), проанализирована зависимость приращения годовой экономии топлива установленной холодильной мощностью. По результатам исследований предложено определение рациональной тепловой нагрузки системы охлаждения воздуха (установленной – проектной холодопроизводительности холодильной машины) в соответствии с меняющимися климатическими условиями эксплуатации в течение года, которая обеспечивает близкое максимальному годовое сокращение удельного расхода топлива при относительно высоких темпах его приращения.

Ключевые слова: тепловая нагрузка, холодильная машина, двухступенчатое охлаждение воздуха, удельный расход топлива.

CHOOSING THE HEAT LOAD OF AIR-COOLING APPARATUS UNITS AT THE INLET OF THE GTU IN DIFFERENT CLIMATIC CONDITIONS

B. S. Portnoi

It is proposed the definition of the installed (rational) refrigeration capacity of a waste heat-recovery absorption-ejector chiller that utilizes the heat of the exhaust gases of a gas turbine unite to cool the air at the inlet. Since the effect of air cooling, in particular in the form of a reduction in the specific fuel consumption, depends on its depth (the magnitude of the decrease in air temperature) and duration, it is proposed to determine it by the annual fuel economy. As an example of air cooling at the inlet of a gas turbine unit, the value of reducing specific fuel consumption due to cooling the air at the inlet to the temperature of 15 °C by an absorption lithium-bromide chiller and two-stage air cooling: to a temperature of 15 °C in an absorption lithium-bromide chiller and down to 10 °C – in a refrigerant ejector chiller as the stages of a two-stage absorption-ejector chiller, depending on the installed (design) refrigeration capacity is analyzed.

It is shown that proceeding from the different rate of increment of the annual reduction in the specific fuel consumption due to the change in the thermal load in accordance with the current climatic conditions, it is necessary to choose such design heat load for the air cooling system (installed refrigeration capacity of the chillers), which ensures the achievement of the maximum or close to annual reduction in the specific fuel consumption at relatively high rates of its increment. In order to determine the installed refrigeration capacity, which ensures the maximum annual refrigeration capacity (annual production of cold), the dependence of the increment of annual fuel economy from the installed refrigeration capacity is analyzed. Based on the results of the investigation, it was proposed to determine the rational thermal load of the air cooling system (installed - the design refrigeration capacity of the chiller) in accordance with the changing climatic conditions of operation during the year, which provides a maximum annual reduction in the specific fuel consumption at relatively high rates of its increment.

Keywords: thermal load, chiller, two-stage air cooling, specific fuel consumption.

Портной Богдан Сергійович – аспірант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: bodya1184@yandex.ru.

Portnoi Bohdan Sergeevich – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: bodya1184@yandex.ru.