

- [5] Yokozeke, A., Sato H., Watanabe K. (1998). Ideal-gas heat capacities and virial coefficients of HFC refrigerants. *Int. J. of Thermophysics*, 19 (1), 89-127.
- [6] Лапардин, Н.И., Геллер В.З., Волчок В.А. (2014). Свойства сервисных хладагентов R409A и R409B, Матеріали VII Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Енергоефективні та ресурсозберігаючі технології та обладнання у харчовій промисловості та теплохладотехніці», Донецьк 2014. doi:<http://holod.htt.donnuet.dn.ua/index.php/kholodoteplotekhnika-ta-tekhnologichni-protsesi-z-jiji-vikoristannyam>.

Volchok V.

Modeling properties of refrigerant mixtures based on Helmholtz free energy

Annotation. A model approach to describing the properties of mixtures of refrigerants and the search for the optimal form of the equation of state based on the Helmholtz free energy are considered. The use of mixing rules allows the use of high-precision correlations.

Keywords: refrigerant, equation of state, Helmholtz energy.

Волчок В.А.

Моделирование свойств смесей хладагентов на основе свободной энергии Гельмгольца

Аннотация. Рассмотрен модельный подход к описанию свойств смесей хладагентов и поиск оптимальной формы уравнения состояния на основе свободной энергии Гельмгольца. Применение правил смешения позволяет использовать высокоточные корреляции.

Ключевые слова: хладагент, уравнение состояния, энергия Гельмгольца.

УДК 66.067.1.621.72

**ПРОЕКТНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ГРАДИРЕНЬ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ
ВІДПОВІДНО ДО ПОТОЧНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ**

Радченко А.М., к.т.н, доцент, Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Портной Б.С., аспірант,

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;

Фордуй С.Г., к.т.н, доцент,

PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;

Кантор С.А., к.т.н.,

ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна

nirad50@gmail.com

Анотація. Розглянуто двоступеневе охолодження повітря із застосуванням двоступінчастої тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини комбінованого типу, до складу якої входять абсорбційна бромистолітієва та хладонова ежекторна холодильні машини як ступені трансформації скидної теплоти в холод. За результатами моделювання роботи охолоджувального комплексу визначено раціональний розподіл проектних теплових навантажень на абсорбційний та ежекторний ступені тепловикористовуючої холодильної машини комбінованого типу, що забезпечує скорочення теплового навантаження на градирні. Показано, що завдяки такому підходу до визначення раціонального теплового навантаження на градирні системи оборотного охолодження, який полягає в урахуванні перерозподілу теплового навантаження між абсорбційним бромистолітієвим і хладоновим ежекторним ступенями охолодження з різною ефективністю трансформації скидної теплоти (різними тепловими коефіцієнтами) відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації, можна звести до мінімуму кількість градирень відведення теплоти від холодильних машин з відповідним скороченням капітальних витрат на комплекс охолодження повітря в цілому.

Ключові слова: теплове навантаження, градирня, система оборотного охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина, повітроохолоджувач.

Актуальність теми.

Сумісне виробництво енергії, тепла та холоду – перспективний напрям в сучасній енергетиці [1–2] з підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході енергетичних установок, зокрема газотурбінних

(ГТУ), зменшується їх паливна ефективність [1]. Покращити термодинамічну ефективність ГТУ за високих температур $t_{зп}$ і, як наслідок, скоротити витрати палива ГТУ можна шляхом тепловолгісної обробки (охолодження з осушенням – кондиціонування) повітря у повітроохолоджувачах (ПО) на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [2].

Глибина охолодження повітря, а отже й ефект від нього залежать від типу ТХМ. Так, в абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температур $t_{п2} = 15...20^{\circ}\text{C}$, а в ежекторних хладонових холодильних машинах (ЕХМ) – і до більш низьких температур $t_{п2} = 7...10^{\circ}\text{C}$ і нижче. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока порівняно з АБХМ: тепловий коефіцієнт ЕХМ $\zeta_E = 0,20...0,25$ проти $\zeta_A = 0,7...0,8$ 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 була запропонована двоступінчаста трансформація теплоти в ТХМ комбінованого типу з АБХМ в якості високотемпературного ступеня охолодження повітря до температур $t_{п2} \approx 15^{\circ}\text{C}$ і ЕХМ – як низькотемпературного ступеня більш глибокого охолодження повітря до $t_{п2} \approx 10^{\circ}\text{C}$ і нижче у відповідних ступенях $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ і $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ двоступеневого повітроохолоджувача (ПО) [2].

Оскільки від самих ТХМ теплота відводиться градирнями системи оборотного охолодження, а їх теплове навантаження в свою чергу залежить від теплових коефіцієнтів ТХМ: $Q_{гр} = (Q_{0,ВТ} / \zeta_A + Q_{0,ВТ}) + (Q_{0,НТ} / \zeta_E + Q_{0,НТ})$, де $Q_{0,ВТ}$ і $Q_{0,НТ}$ – теплові навантаження $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ і $\text{ПО}_{\text{НТ}}$, то доводиться вирішувати задачу визначення раціональних теплових навантажень $Q_{0,ВТ}$ і $Q_{0,НТ}$ шляхом їх перерозподілу між ступенями $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ і $\text{ПО}_{\text{НТ}}$, відповідно й АБХМ і ЕХМ, які забезпечували б глибоке охолодження повітря на вході ГТУ за мінімально можливих теплових навантажень на градирні та їх кількості.

Мета дослідження – визначення раціональних теплових навантажень на градирні відведення теплоти від ТХМ охолодження повітря на вході ГТУ та їх кількості відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації.

Результати дослідження.

В роботі [3] показано, що для кліматичних умов півдня України при охолодженні повітря до температури $t_{п2} = 10^{\circ}\text{C}$ раціональною можна вважати проектну питому (при витраті повітря $G_n = 1\text{ кг/с}$) холодопродуктивність ТХМ $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$, за якої темп нарощування річного виробництва холоду зберігається близьким до максимального. Тому для визначення теплових навантажень на градирні моделювання процесів охолодження повітря на вході ГТУ в ТХМ проводилось для двох варіантів розподілу питомої холодопродуктивності: $q_{0,ВТ} = 10\text{ кВт/(кг/с)}$ і $q_{0,НТ} = 24\text{ кВт/(кг/с)}$, $q_{0,ВТ} = 24\text{ кВт/(кг/с)}$ і $q_{0,НТ} = 10\text{ кВт/(кг/с)}$ при $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$ (Рис. 1).

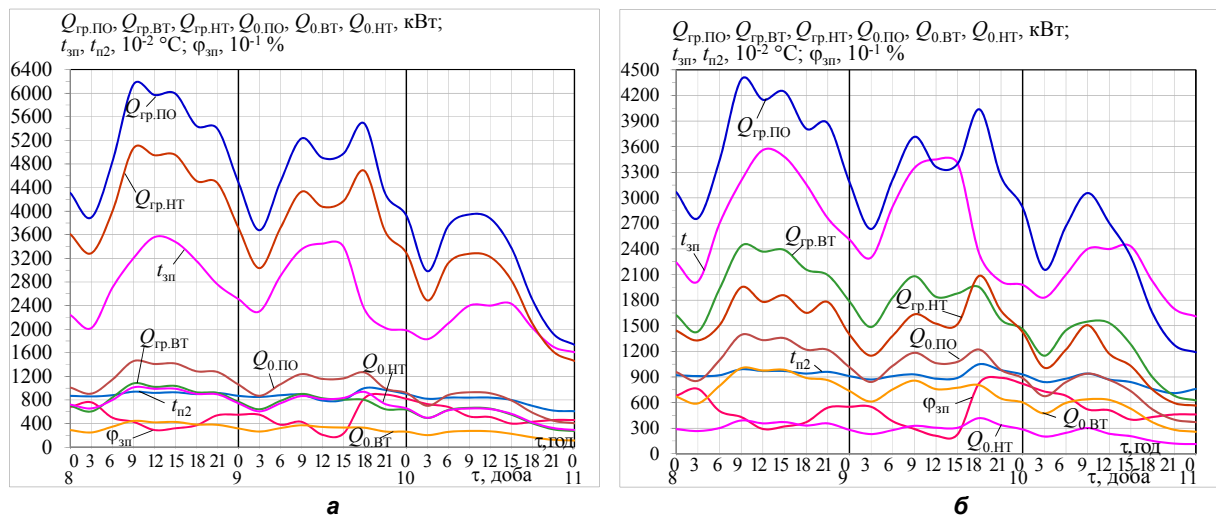


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\phi_{зп}$ зовнішнього повітря, температури повітря на виході з двоступеневого ПО $t_{п2}$, теплових навантажень $Q_{0,ВТ}$ на $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$, $Q_{0,НТ}$ на $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ і $Q_{0,ПО}$ – на двоступеневий ПО, теплових навантажень на градирні відведення теплоти: $Q_{гр,ВТ}$ – від АБХМ, $Q_{гр,НТ}$ – від ЕХМ та загального навантаження $Q_{0,ПО}$ – сумарне від обох ТХМ при витраті повітря $G_n = 40\text{ кг/с}$;
а – проектні $q_{0,ВТ} = 10\text{ кВт/(кг/с)}$; $q_{0,НТ} = 24\text{ кВт/(кг/с)}$; $q_{0,ПО} = 34\text{ кВт/(кг/с)}$;
б – проектні $q_{0,ВТ} = 24\text{ кВт/(кг/с)}$; $q_{0,НТ} = 10\text{ кВт/(кг/с)}$; $q_{0,ПО} = 34\text{ кВт/(кг/с)}$

Як видно, співвідношення проектних теплових навантажень на АБХМ і ЕХМ (відповідно на ступені ПО_{ВТ} і ПО_{НТ}) $q_{0.ВТ} = 10 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ і $q_{0.НТ} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ (Рис. 1, а) не раціональне у порівнянні з їх співвідношенням $q_{0.ВТ} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ і $q_{0.НТ} = 10 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ (Рис. 1, б), оскільки високе $q_{0.НТ} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ призводить до різкого збільшення теплового навантаження на градирні $Q_{гр}$ через низькі теплові коефіцієнти ЕХМ $\zeta_E = 0,20 \dots 0,25$, відповідно і кількості градирень за практично однакової температури повітря $t_{п2}$ на виході з двоступеневого повітроохолоджувача. Тому для визначення раціонального числа градирень моделювання їх роботи проводилося при проектних теплових навантаженнях на ступені ПО_{ВТ} і ПО_{НТ} повітроохолоджувача $q_{0.ВТ} = 24 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ і $q_{0.НТ} = 10 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ за різної кількості градирень та однакової їх сумарної потужності (Рис. 2).

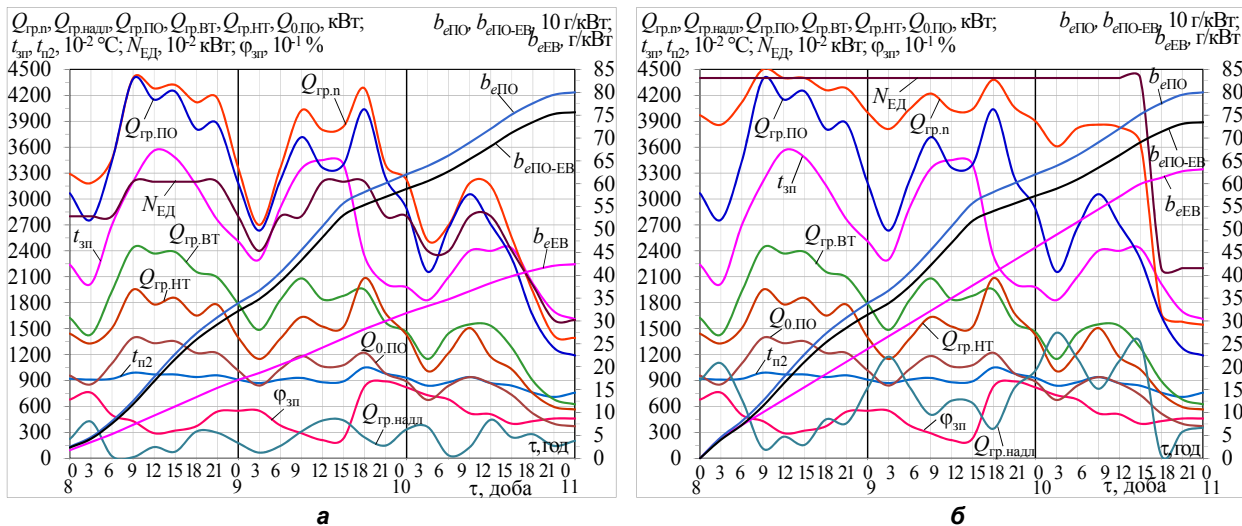


Рис. 2. Поточні значення температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря, температури повітря на виході з двоступеневого ПО $t_{п2}$, теплового навантаження $Q_{0.ПО}$ на весь двоступеневий ПО, проектних теплових навантажень на градирні відведення теплоти: $Q_{гр.ВТ}$ – від АБХМ, $Q_{гр.НТ}$ – від ЕХМ та загального навантаження $Q_{0.Гр}$ – від обох ТХМ, теплового навантаження на градирні $Q_{гр.п}$ (з урахуванням їх кількості n), $N_{ед}$ – сумарної потужності електровентиляторів циркуляції повітря через градирні, надлишку проектної потужності градирень $Q_{гр.надл}$ порівняно з поточною кількістю теплоти, відведеної від ТХМ, сумарної за накопиченням питомої (на 1кВт потужності ГТУ) витрати палива на привід електровентиляторів градирень $b_{еЕВ}$, сумарної за накопиченням питомої (на 1кВт потужності ГТУ) економії палива за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ $b_{еПО}$, а також сумарної за накопиченням питомої економії палива з урахуванням витрати палива на привід електровентиляторів градирень $b_{еПО-ЕВ}$: **а** – 8 градирень, номінальна потужність кожної 500 кВт; **б** – 2 градирні, номінальна потужність кожної 2000 кВт

Як видно з результатів моделювання (Рис. 2), обидва варіанти розрахунку свідчать про приблизно однакові показники питомої економії палива $b_{еПО-ЕВ}$. При цьому варіант з двома градирнями, потужністю 2000 кВт кожна, можна вважати раціональним.

Висновок. За результатами моделювання процесів двоступеневого охолодження повітря в АБХМ і ЕХМ визначено раціональні теплові навантаження на градирні відведення теплоти від ТХМ і їх кількість з урахуванням перерозподілу теплового навантаження між ступенями охолодження відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації.

Список літератури

1. Bhargava, R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, S. V. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
2. Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.
3. Радченко, М. І. Метод визначення теплового навантаження системи кондиціонування повітря за максимальним темпом приросту холодопродуктивності (на прикладі кондиціонування повітря енергетичного

призначення) [Текст] / М. І. Радченко, Є. І. Трушляков, С. А. Кантор, Б. С. Портной, А. А. Зу-барєв // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 44 – 48.

Radchenko A.M., Trushliakov E.I., Portnoi B.S., Forduy S.G., Kantor S.A.

PROJECT LOAD ON COOLING TOWERS OF CHILLING SYSTEMS IN RESPONSE TO CURRENT CLIMATIC CONDITIONS

Abstract. *Two-stage air cooling is considered using a two-stage combined type waste heat recovery chiller, which includes absorption lithium-bromide and refrigerant ejector chillers as steps to convert waste heat into cold. Based on the results of modeling the operation of the cooling complex a rational distribution of the project heat loads on the absorption and ejector stages of a combined type waste heat recovery chiller that provides reduce heat load on cooling towers. It is shown that due to this approach to determining the rational heat load on the cooling towers of the circulating cooling system whith taking into account the redistribution of heat load between the absorption lithium-bromide and refrigerant ejector cooling stages with different efficiency and transformation of waste heat (different heat coefficients) in accordance with current climate conditions, it is possible to minimize the number of cooling towers for the circulating cooling system for chillers with a corresponding reduction in capital expenditures on the cooling complex as a whole.*

Key words: *heat load, cooling tower, circulating cooling system, waste heat recovery chiller, air cooler.*

Радченко А.Н., Трушляков Е.И., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С. А.

ПРОЕКТНАЯ НАГРУЗКА ГРАДИРЕН СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ В СООТВЕТСТВИИ С ТЕКУЩИМИ КЛИМАТИЧЕСКИМИ УСЛОВИЯМИ

Аннотация. *Рассмотрено двухступенчатое охлаждение воздуха с применением двухступенчатой теплоиспользующей абсорбционно-эжекторной холодильной машины комбинированного типа, в состав которой входят абсорбционная бромистолитиевая и хладоновая эжекторная холодильные машины как ступени трансформации сбросной теплоты в холод. По результатам моделирования работы охладительного комплекса определено рациональное распределение проектных тепловых нагрузок на абсорбционную и эжекторную ступени теплоиспользующей холодильной машины комбинированного типа, которое обеспечивает сокращения тепловой нагрузки на градирни. Показано, что благодаря такому подходу к определению рациональной тепловой нагрузки на градирни системы оборотного охлаждения, который состоит в учёте перераспределения тепловой нагрузки между абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной ступенями охлаждения с разной эффективностью трансформации сбросной теплоты (разными тепловыми коэффициентами) в соответствии с текущими климатическими условиями эксплуатации, можно свести к минимуму количество градирен отведения теплоты от холодильных машин с соответствующим сокращением капитальных расходов на комплекс охлаждения воздуха в целом.*

Ключевые слова: *тепловая нагрузка, градирня, система оборотного охлаждения, теплоиспользующая холодильная машина, воздухоохладитель.*

УДК 66.067.1.621.72

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

Е.И. Трушляков, к.т.н., профессор, Н.И. Радченко, д.т.н, профессор, В.С. Ткаченко, аспирант,
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина;
nirad50@gmail.com

Аннотация. *Показано, что эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями. Это делает весьма проблематичным применение в них холодильных компрессоров с преобразователями частоты, весьма эффективными при регулировании холодопроизводительности в замкнутых системах кондиционирования воздуха, в которых диапазон регулирования температуры и, соответственно, колебания тепловой нагрузки сравнительно незначительны по сравнению с охлаждением*