

Секція 5.

Холод на транспорті, в енергетиці, та агропромисловому комплексі

УДК 621.438.13:621.57

ПРОЕКТНЕ ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ І ПРИРОЩЕННЯ РІЧНОГО СПОЖИВАННЯ ХОЛОДУ

Є.І. Трушляков¹, А.М. Радченко¹, А. А. Стахель², С. А. Кантор², Зубарєв А.А.¹¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна² Західно-Померанський технічний університет, Польща³ ПАТ "Завод "Екватор", Україна

Сумісне виробництво енергії, тепла та холоду – перспективний напрям в сучасній енергетиці. Як базові двигуни таких установок комбінованого виробництва енергії застосовуються двигуни внутрішнього згоряння (переважно газопоршневі) та газотурбінні. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході термодинамічна ефективність теплових двигунів, і передусім газотурбінних, знижується. Підвищити ефективність ГТУ можна шляхом кондиціювання повітря (охолодження з осушенням) на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [1-2].

В найбільш поширених абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) повітря охолоджують до температури $t_{n2} \approx 15^\circ\text{C}$ за високої ефективності трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$. Більше зниження температури повітря до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ і нижче можливе в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), однак за менших теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ [3]. Доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до $t_{n2} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$ в АБХМ, а до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ в ЕХМ, в абсорбційно-ежекторних холодильних машинах (АЕХМ) [4].

Експлуатація систем кондиціювання повітря (СКП) на вході ГТУ характеризується як сезонними, так і добовими коливаннями температур, відповідно й теплових навантажень Q_0 на СКП і ТХМ. То ж важливо вибрати проектне теплове навантаження на СКП, тобто встановлену холодильну потужність (холодопродуктивність) ТХМ Q_0 , відповідно до змінних кліматичних умов.

Більшу частину року СКП працюють при знижених теплових навантаженнях, що призводить до непродуктивних витрат потужності ГТУ на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувачів (ПО) на вході ГТУ, а також додаткових капітальних витрат, зокрема вартість ТХМ завищеної потужності. То ж необхідно вибрати таке проектне теплове навантаження на СКП, яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього ефекту у вигляді економії палива, збільшення виробництва енергії (механічної/електричної) за певний період, наприклад рік. Оскільки величина ефекту залежить від тривалості т застосування охолодження та обсягів споживання холоду, то непрямою його характеристикою можуть слугувати обсяги холоду, витраченого за рік на кондиціювання повітря на вході ГТУ, тобто річна холодопродуктивність СКП: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$.

Мета дослідження – розробка методу визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря на вході ГТУ.

Для поширення отриманих результатів на СКП різної холодопродуктивності й ГТУ різної потужності зручніше їх представляти у відносних величинах – для одиночної витрати повітря $G_n = 1 \text{ кг/с}$, тобто у вигляді питомої холодопродуктивності ТХМ (питомого теплового навантаження СКП): $q_0 = Q_0 / G_n$.

Встановлена (проектна) питома холодопродуктивність ТХМ q_0 , з одного боку, повинна покривати витрати холоду на кондиціювання повітря на вході ГТУ на протязі якомога більшого часу упродовж року, що забезпечувало б найбільшу річну холодопродуктивність (річне виробництво холоду) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$. З іншого боку, вона не повинна бути завищеною, щоб більшу частину року СКП експлуатувалась при теплових навантаженнях, близьких до номінального (проектного), інакше матиме місце невисокий коефіцієнт використання ТХМ (експлуатація на часткових навантаженнях, далеких від проектного), а при занижених q_0 , навпаки, – недоохолодження повітря на вході ГТУ при високих температурах $t_{нв}$.

З отриманих результатів, можна зробити висновок, що для кліматичних умов експлуатації ГТУ при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ раціональною можна вважати проектну питому холодильну потужність ступінчастої АЕХМ (для $G_n = 1 \text{ кг/с}$) $q_0 \approx 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, при якій темп нарощування річного

виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ – відповідно $q_0 \approx 24 \text{ кВт/(кг/с)}$. Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності вибирають повну встановлену холодильну потужність АЕХМ відповідно до витрати повітря G_n через ГТУ: $Q_0 = G_n \cdot q_0$, кВт.

Для визначення встановленої холодильної потужності (питомої q_0 та повної $Q_0 = q_0 \cdot \tau$), яка забезпечує максимальний темп нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) необхідно проаналізувати залежність прирощення питомої (при $G_n = 1 \text{ кг/с}$) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесеної до встановленої питомої холодильної потужності ТХМ q_0 , від встановленої питомої холодильної потужності q_0 .

Як показали розрахунки, для кліматичних умов експлуатації ГТУ в межах України за 2017 р. максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (екстремум графіка) при охолодженні повітря до $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ має місце при проектній питомій холодильній потужності $q_0 = 12 - 16 \text{ кВт/(кг/с)}$, а при його охолодженні до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ в ступінчастій АЕХМ $q_0 = 22 - 26 \text{ кВт/(кг/с)}$. Відповідні повні встановлені холодильні потужності АБХМ і АЕХМ, $Q_0 = G_n \cdot q_0$, кВт, забезпечують максимальний темп прирощення річного виробництва холоду.

Оскільки величини встановленої питомої холодильної потужності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, менше їх величин, визначених відповідно до максимальної річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холоду, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, його надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюється в періоди знижених теплових навантажень, доцільно накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати під час збільшених теплових навантажень.

За результатами аналізу даних з річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) та її величини, віднесеної до встановленої холодильної потужності, в залежності від встановленої холодильної потужності холодильної машини запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціонування повітря, отже і встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини, відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, який забезпечує близьке до максимального річне виробництва холоду при відносно високих темпах його нарощування.

Література

1. **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.
2. **Marque, R.P.** 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.
3. **Радченко, А. Н.** Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.
4. **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.

УДК: 6212.565

ХОЛОДОАГЕНТИ СЬОГОДНІ І В МАЙБУТНЬОМУ

Р.Е. Талибли, М.Г.Хмельнюк

Одеська національна академія харчових технологій

Історія холодоагентів - це довга і циклічна історія. Більшість експертів вказують на безпеку, доступність і екологічність як найважливіші фактори, які слід враховувати при проектуванні системи. Баланс цих факторів рідко зустрічаються лише для одного хладагента. Вибір нових альтернатив означає інвестиції, витрати та зусилля, але якщо ці вибірки будуть зроблені правильно з інноваційним підходом вони відкривають двері для нових можливостей. Розробляючи нові безпечні технології та процедури експлуатації систем **HVAC/R** (Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration), можливо застосовувати хладагенти з низьким GWP, ніж на сьогоднішній день.

На початку, з 1835 року всі холодогенти були легко доступними, оскільки вони існували в природі, або вже використовувалися в промисловій процеси. Однак застосування природних холодоагентів, показала на існування проблеми безпеки, включаючи випадки пожеж та отруєнь викликані витоками холодоагента. Саме в