

Разработка автоматизированной системы электросбережения ледового дворца с использованием теплового аккумулятора

А.А. Царенко, А.Г. Алёхин, А.Н. Полухин, С.А. Гурьянов

Волгоградский государственный технический университет

Аннотация: В статье рассматривается процесс аккумулирования тепловой энергии, исходящей от конденсатора чиллера при производстве холода для поддержания температуры поверхности льда крытой ледовой арены. Выведена математическая формула оптимальной скорости движения теплоносителя, позволяющая эффективно передавать тепло вторичному теплообменнику.

Ключевые слова: тепловой аккумулятор, регулирование температуры, кожухотрубный теплообменник, оптимальный регулятор, фреон.

Для поддержания температуры покрытия ледовых катков используются компрессионные холодильные машины (чиллеры). Холодильная установка является основным потребителем энергии в помещении катка. Процесс производства холода циклический и предполагает отведение тепла от охлаждаемого объекта. Нагретый теплоноситель из испарителя установки выкачивается компрессором, а затем выпускается в окружающую среду через конденсационный аппарат. При правильном подходе тепло, выделяемое чиллерами в крытом ледовом дворце, можно использовать для бытовых нужд, для таяния льда, системы дегидратации или для подогрева бетонной подушки под слоем льда. Таким образом, можно экономить энергию. С целью накопления и последующего распределения тепловой энергии в здании можно использовать резервуар, аккумулирующий тепло.

Тепло отводится от конденсатора чиллера контуром водяного охлаждения, который подсоединен к змеевику бойлера косвенного нагрева (теплового аккумулятора). Змеевик нагревает воду, которая циркулирует в контуре отопления. Схема движения теплоносителя в теплообменном контуре изображена на рисунке 1. Тепловой аккумулятор способен сгладить скачки температуры, связанные с остыванием теплоносителя в системе отопления, т.к. эта система становится более устойчивой и инерционной.

Поскольку в течение дня нагрузка на лёд может меняться, отбор тепла будет происходить в различном количестве. Отсюда возникает необходимость использования регулятора, который будет устанавливать скорость движения антифриза в контуре теплоотвода так, что тепловая энергия будет забираться эффективно, при этом не нарушая температурный режим в технологическом процессе чиллера [1,2].

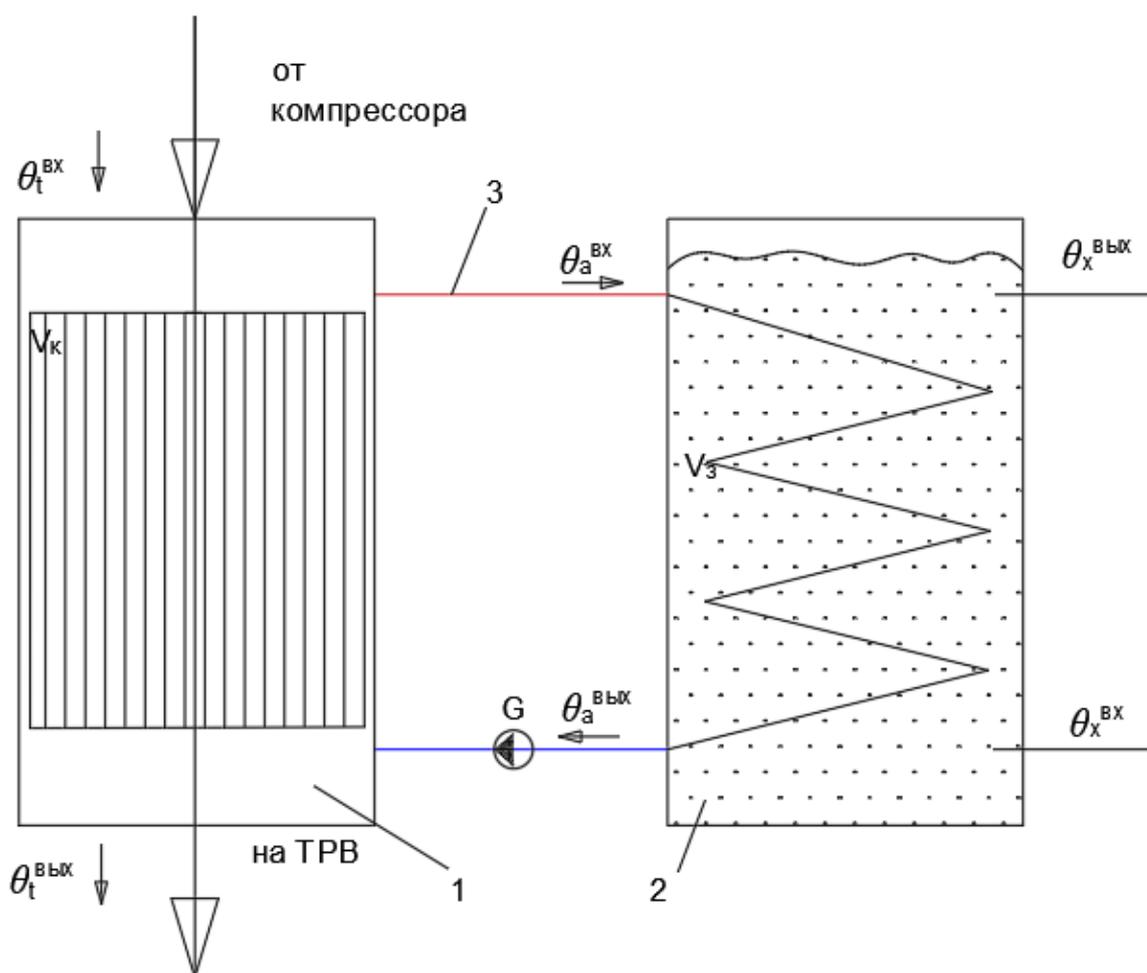


Рис. 1. – Схема движения теплоносителя в теплообменном контуре

В компрессоре чиллера пары фреона, нагретые теплом охлаждаемого льда, подвергаются адиабатическому сжатию, при этом повышая свою температуру до $\theta_t^{вх}$. Компрессор поддерживает массовый расход перегретого пара G_T . В кожухотрубном конденсаторе 1 происходит охлаждение паров до температуры θ_k , при данном давлении. Далее пар конденсирует и происходит

охлаждение полученной жидкости до θ_t^{6blx} . Разница между θ_t^{6blx} и θ_k называется переохлаждением. При нормальном количестве хладагента в контуре переохлаждение составляет от 4 до 7 К. Величина переохлаждения может быть отрегулирована изменением скорости охлаждающего потока [3,4]. В данной работе рассматривается с жидкостным охлаждением.

Теплоту, отдаваемую в конденсаторе 1 контуру теплообмена 3, численно можно представить:

$$Q_k = k_1 S_k (\theta_t^{6bx} - \theta_t^{6blyx}),$$

где k_1 – коэффициент теплопередачи конденсатора 1,

S_k – площадь теплопередающей поверхности конденсатора;

$(\theta_t^{6bx} - \theta_t^{6blyx})$ – разность температур фреона на входе и выходе из конденсатора;

Если тепло Q_k , пришедшее в теплообменник, равно теплу Q_a снятому контуром теплообмена, то режим теплообмена называется устоявшимся.

Если:

$$Q_k > Q_a,$$

то появляется энергия $\rho V_k c_p \frac{d\theta_a^{6blyx}}{dt}$ [Вт], направленная на изменение температуры антифриза, процесс становится динамическим [5-7].

В таком случае, для двух теплообменников, соединенных вместе контуром с теплоносителем (антифризом) справедливы следующие выражения полученные из закона сохранения энергии:

$$\begin{cases} \rho V_3 c_p \frac{d\theta_a^{6bx}}{dt} = G_B c_B (\theta_x^{6bx} - \theta_x^{6blyx}) + k_2 S_3 (\theta_a^{6bx} - \theta_a^{6blyx}) \\ \rho V_k c_p \frac{d\theta_a^{6bx}}{dt} = k_1 S_k (\theta_t^{6bx} - \theta_t^{6blyx}) + G c_p (\theta_a^{6bx} - \theta_a^{6blyx}) \end{cases}, \quad (1)$$

где ρ - плотность антифриза;

V_3, V_k , - объем антифриза в трубах конденсатора змеевике бойлера и трубах конденсатора соответственно;

c_p, c_b – теплоемкость антифриза и воды соответственно;

G, G_b – массовый расход антифриза в контуре теплообмена, массовый расход воды;

k_2 – коэффициент теплопередачи для змеевика 2;

S_3 – площадь теплопередающей поверхности змеевика;

$(\theta_x^{bx} - \theta_x^{bix})$ – разность температур воды на входе и выходе из бойлера;

$(\theta_a^{bx} - \theta_a^{bix})$ – разность температур антифриза в контуре теплообмена на входе и выходе из бойлера;

Полученная система в каноническом виде:

$$\begin{cases} \frac{d\theta_a^{bix}}{dt} = \frac{G_b c_b (\theta_x^{bx} - \theta_x^{bix})}{\rho V_3 c_p} + \frac{k_2 S_3 (\theta_a^{bx} - \theta_a^{bix})}{\rho V_3 c_p} \\ \frac{d\theta_a^{bx}}{dt} = \frac{k_1 S_k (\theta_t^{bx} - \theta_t^{bix})}{\rho V_k c_p} + \frac{G (\theta_a^{bx} - \theta_a^{bix})}{\rho V_k} \end{cases} \quad (2)$$

При вычитании одного выражения из другого в системе (1), можно получить дифференциальное уравнение (2), которое характеризует тепловую энергию, полученную теплоносителем в бойлере от конденсатора чиллера.

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho V_k V_3 c_p}{G c_p V_3 - \alpha_2 S_3 V_k} \right) \frac{d(\theta_a^{bx} - \theta_a^{bix})}{dt} + (\theta_a^{bix} - \theta_a^{bx}) = \\ = \frac{k_1 S_k V_3 (\theta_t^{bx} - \theta_t^{bix}) - G_b c_b V_k (\theta_x^{bx} - \theta_x^{bix})}{G c_p V_3 - k_2 S_3 V_k}. \end{aligned} \quad (3)$$

Полученное уравнение (3) можно представить в виде [8]:

$$T y'(t) + y(t) = u(t),$$

Где $T = \left(\frac{\rho V_k V_3 c_p}{G_0 c_p V_3 - k_2 S_3 V_k} \right)$ – постоянная времени объекта, с.;

$y(t)$ – управляемая функция, °С;

$u(t)$ – функция управления, воздействующая на систему, °С.

Для эффективной передачи тепловой энергии от одного теплообменника к другому необходимо управлять скоростью вращения

крыльчатки насоса так, чтобы $y \rightarrow \max$. Если скорость будет недостаточной, то поток теплообмена будет получать меньшее количество теплоты. Напротив, если привод будет слишком быстро гнать антифриз, то теплоноситель не будет успевать нагреваться. Таким образом, можно говорить об оптимальной линейной скорости потока антифриза v_o , при которой разность температур $\theta_a^{\text{вых}} - \theta_a^{\text{вх}}$ будет максимальной. Применяв принцип максимума Понтрягина для (3) можно выявить, что максимум функции Гамильтона будет достигаться при предельном максимальном значении $u(t) = u_{\max}$, а, следовательно, можно найти оптимальное v , найдя точку максимума функции $u(t)$ по переменной v .

Коэффициенты k_1 и k_2 зависят от формы и материала стенки, от характера и скорости движения жидкости и процесса, происходящего в трубе. Их можно найти из эмпирических зависимостей. В общем случае, k_1 можно представить, как:

$$k_1 = \frac{\alpha_2 \gamma_1}{\alpha_2 \gamma_2 + \gamma_3} = \frac{v \beta_2 \gamma_1}{\beta_2 \gamma_2 v + \gamma_3},$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя;

$\beta_1, \gamma_2, \gamma_3$ - коэффициенты, зависящие от толщины и материала стенки, от характера движения жидкости и теплопередачи со стороны горячего теплоносителя.

Учитывая, что:

$$G = \rho S_T v,$$

где S_T – площадь поперечного сечения трубы, получим:

$$u_o(t) = \frac{v \beta_2 \gamma_1}{\beta_2 \gamma_2 v + \gamma_3} \cdot \frac{S_k V_3 (\theta_t^{\text{вх}} - \theta_t^{\text{вых}})}{\rho S_T c_p V_3 v - k_2 S_3 V_k} - \frac{G_b c_b V_k (\theta_x^{\text{вх}} - \theta_x^{\text{вых}})}{\rho S_T c_p V_3 v - k_2 S_3 V_k}. \quad (4)$$

Обозначим:

$$a = \rho S_T c_p V_3;$$

$$b = k_2 S_3 V_K;$$

$$c = \beta_2 \gamma_1 S_k V_3 (\theta_t^{BX} - \theta_t^{BЫIX});$$

$$e = \beta_2 \gamma_2;$$

$$f = G_B c_B V_k (\theta_x^{BX} - \theta_x^{BЫIX}).$$

Продифференцируем функцию управления (4), приравняем ее к нулю, после нескольких преобразований получим:

$$\frac{du_o(t)}{dv} = \frac{x^2 (ae^2 f - ace) + 2aef \gamma_3 x + (a \gamma_3^2 f - bc \gamma_3)}{(ex + \gamma_3)^2 (ax - b)^2} = 0.$$

Откуда, оптимальная скорость, при которой будет достигаться предельное значения u_o :

$$v = \frac{-2\rho S_T c_p V_3 (v \beta_2 \gamma_2) \gamma_3 G_B c_B V_k (\theta_x^{BX} - \theta_x^{BЫIX})}{2\rho S_T c_p V_3 \beta_2 \gamma_2 (\beta_2 \gamma_2 G_B c_B V_k (\theta_x^{BX} - \theta_x^{BЫIX}) - S_k V_3 (\theta_t^{BX} - \theta_t^{BЫIX}))} + \frac{\sqrt{\rho S_T c_p V_3 \gamma_3^2 G_B c_B V_k (\theta_x^{BX} - \theta_x^{BЫIX}) - k_2 S_3 V_K S_k V_3 (\theta_t^{BX} - \theta_t^{BЫIX}) \gamma_3}}{2\rho S_T c_p V_3 \beta_2 \gamma_2 (\beta_2 \gamma_2 G_B c_B V_k (\theta_x^{BX} - \theta_x^{BЫIX}) - S_k V_3 (\theta_t^{BX} - \theta_t^{BЫIX}))}. \quad (5)$$

Исходя з полученной зависимости (5), можно понять, что для расчета оптимальной скорости необходимо получать значения температуры теплоносителя в контуре холодильной машины до и после конденсатора.

Составлена математическая модель системы из конденсатора установки и бойлера с нагреваемой водой, выявлена зависимость от скорости движения теплоносителя (антифриза) и разницы температуры на входе и выходе в аккумулятор. Разработка алгоритма поиска оптимального управления предполагает использование адаптивного регулятора в системе. Адаптивный регулятор будет сам подстраивать регулирующий сигнал исходя из количества полученного и потраченного тепла [9,10].

Литература

1. Кузнецов Д.В., Тиханкин Д.В., Артемов И.И. Современные способы утилизации тепла в холодильных установках // Инновации и инвестиции. 2021. №4. С. 189-191.
 2. Черезов Г.В., Головин С.В. Основные направления моделирования систем утилизации теплоты в составе комплексных энергоисточников на геолого-разведочных работах // Научные ведомости, 2016, №11. С. 183-186.
 3. Комаров Н.С. Справочник холодильщика. Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962. 419 с.
 4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и насосов. Одесса: Негоциант, 2006. 712 с.
 5. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, 2014. 124 с.
 6. Бежан А.В., Минин В.А. Математическое моделирование работы теплового аккумулятора в системе теплоснабжения с участием ВЭУ // Труды Кольского научного центра РАН. 2010. №1. С. 158-165.
 7. Akmal M., Fox B. Modelling and Simulation of Underfloor Heating System Supplied from Heat Pump // International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology, 2016, №35/17. URL: [researchgate.net/publication/305659004_Modelling_and_Simulation_of_Underfloor_Heating_System_Supplied_from_Heat_Pump](https://www.researchgate.net/publication/305659004_Modelling_and_Simulation_of_Underfloor_Heating_System_Supplied_from_Heat_Pump).
 8. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. Москва: Наука, 2003. 39 с.
-

9. Скороспешкин М.В., Цапко Г.П., Скороспешкин В.Н. Адаптивная система регулирования температуры кожухотрубного теплообменника // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2010. Т. 316. № 5: 152-155.

10. Terziyska M., Todorov Y., and Petrov M. 2006. Adaptive supervisory tuning of nonlinear model predictive controller for a heat exchanger // Energy saving control in plants and buildings. 2006. vol 39. Issue 19. pp. 96-98.

References

1. Kuznetsov D.V., Tikhankin D.V., Artemov I.I. 2021. Innovatsii i investitsii. 2021. №4. pp. 189-191.
 2. Cherezov G.V., Golovin S.V. Nauchnyye vedomosti. 2016. №11. pp. 183-186.
 3. Komarov N.S. Spravochnik kholodil'shchika [Refrigerator specialist's handbook]. Moskva: Gosudarstvennoye nauchno-tekhnicheskoye izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury, 1962. 419 p.
 4. Morozyuk, T.V. Teoriya kholodil'nykh mashin i nasosov [Theory of refrigerating machines and pumps]. Odessa: Negotsiant, 2006. 712 p.
 5. Bukhmirov V.V., Rakutina D.V., Solnyshkova YU.S., Prorokova M.V. Teplovoy raschet rekuperativnogo teploobmennogo apparata [Thermal calculation of the regenerative heat exchanger]. Ivanovo: Ivanovskiy gosudarstvennyy energeticheskiy universitet imeni V.I. Lenina, 2014. 124 p.
 6. Bezhan, A.V., Minin V.A. Trudy Kol'skogo nauchnogo tsentra RAN. 2010. №1. pp. 158-165.
 7. Akmal, M. and Fox, B. International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology, 2016, №35/17.
[researchgate.net/publication/305659004_Modelling_and_Simulation_of_Underfloor_Heating_System_Supplied_from_Heat_Pump](https://www.researchgate.net/publication/305659004_Modelling_and_Simulation_of_Underfloor_Heating_System_Supplied_from_Heat_Pump).
-



8. Besekerskiy V.A., Popov YE.P. Teoriya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya [Theory of automatic control systems]. Moskva: Nauka, 2003. 39 p.
9. Skorospeshkin, M.V., Tsapko G.P., Skorospeshkin V.N. Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov. 2010. T. 316. № 5: pp. 152-155.
10. Terziyska M., Todorov Y., and Petrov M. 2006. Energy saving control in plants and buildings. 2006. vol. 39. Issue 19. pp. 96-98.