

УДК 621.56
МРНТИ 55.39.41

<https://doi.org/10.48184/2304-568X-2021-3-34-41>

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ОТВОДОМ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ ЗА СЧЕТ РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

¹А.П. ЦОЙ*, ¹А.С. ГРАНОВСКИЙ, ¹Р.А. ДЖАМАШЕВА

(¹ АО «Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100)

Электронная почта автора-корреспондента: teniz@bk.ru*

С целью снижения давления конденсации хладагента в летнее время, предложена холодильная система для камеры хранения фруктов, в которой в наиболее жаркие периоды теплота конденсации отводится к теплоносителю, который был в ночное время предварительно охлажден за счет радиационного охлаждения. Разработана методика для определения основных характеристик элементов предлагаемой системы и расчета её суточного энергопотребления. Проведенный расчет показывает, что предложенная система при номинальной холодопроизводительности 10 кВт, при использовании хладагента R404a, позволяет в условиях климата города Шымкент снизить температуру конденсации до +32,9°C и суточное энергопотребление на 6,5% по сравнению с обыкновенной парокомпрессионной холодильной машиной.

Ключевые слова: радиационное охлаждение, снижение давления конденсации, холодильная техника, конденсатор жидкостного охлаждения, энергосбережение.

РАДИАЦИЯЛЫҚ САЛҚЫНДАТУ КӨМЕГІМЕН КОНДЕНСАЦИЯ ЖЫЛУЫН БҰРУЫ БАР ТОҢАЗЫТҚЫШ ЖҮЙЕСІНІҢ НЕГІЗГІ СИПАТТАМАЛАРЫН АНЫҚТАУ ӘДІСІ

¹А.П. ЦОЙ*, ¹А.С. ГРАНОВСКИЙ, ¹Р.А. ДЖАМАШЕВА

(¹ «Алматы технологиялық университеті» АҚ, Қазақстан, 050012, Алматы қ., Толе би көш., 100)
Автор-корреспонденттің электрондық поштасы: teniz@bk.ru*

Жаздың ең ыстық кезеңдерінде суыту агентінің конденсация қысымын төмендету үшін, жемістерді сақтау камерасы бар салқындату жүйесі ұсынылған, ол ыстық кезеңде алдын ала түнде радиациялық салқындату көмегімен салқындатылған конденсация жылуын жылутасушыға бұрады, конденсация жылуы жылутасушыға жіберіледі. Жүйенің элементтерінің негізгі сипаттамаларын анықтау әдісі және оның тәуліктік энерготұтыну есебі ұсынылған. Жүргізілген есептеу R404a суыту агентін пайдалану кезінде, номиналды суық өнімділігі 10 кВт болған кезде, ұсынылған жүйе Шымкент қаласының климаты жағдайында қарапайым бу компрессиялық тоңазытқыш машинасымен салыстырғанда тәуліктік энергия тұтынуды 6,5%-ға төмендетуге мүмкіндік беретінін, конденсация температурасын +32,9°C-қа төмендететінін көрсетті.

Негізгі сөздер: радиациялық салқындату, конденсация қысымын төмендету, тоңазытқыш техникасы, сұйықтықты салқындату конденсаторы, энергияны үнемдеу.

METHODOLOGY FOR DETERMINING OF THE MAIN CHARACTERISTICS OF A REFRIGERATION SYSTEM WITH CONDENSATION HEAT REMOVAL BY RADIATIVE COOLING

¹A.P. TSOY*, ¹A.S. GRANOVSKIY, ¹R.A. JAMASHEVA

(¹ “Almaty Technological University”, JSC, Kazakhstan, 050012, city of Almaty, Tole bi str., 100)
Corresponding author e-mail: teniz@bk.ru*

To reduce the condensation pressure of the refrigerant in the summer, refrigeration system has been developed, in which, during periods of high air temperature, the heat of condensation is removed to the coolant, which was pre-cooled at night due to radiative cooling. A methodology has been developed for determining the main characteristics of the elements of the proposed system and calculating its daily energy consumption. The calculation shows that the proposed system with a nominal refrigerating capacity of 10 kW, using the R404a refrigerant, allows in the climate of the city of Shymkent to reduce the condensation temperature to +32.9°C, and daily energy consumption by 6.5% compared to an ordinary vapor compression refrigeration machine.

Keywords: radiative cooling, condensing pressure decrease, refrigeration, liquid-cooled condenser, energy saving.

Введение

На территории Казахстана преобладает резко-континентальный климат. Здесь во многих регионах в летнее время дневные температуры атмосферного воздуха могут подниматься до +40°C. В результате в парокомпрессионных холодильных машинах (далее ПКХМ) с конденсаторами воздушного охлаждения (далее КВО), широко используемых на предприятиях пищевой и перерабатывающей промышленности, температура конденсации может превышать +55°C. В результате их компрессор испытывает повышенные механические нагрузки, что снижает его срок службы, а также вызывает повышенный расход электроэнергии. В некоторых случаях могут происходить аварийные остановки холодильных машин, что приводит к нарушению технологических процессов и порче хранимых продуктов. В связи с этим актуальной проблемой является поиск способов снижения температуры конденсации хладагента. Традиционно для этого используются испарительные конденсаторы [1]. Однако, они расходуют пресную воду, являющуюся дефицитным ресурсом [2, 3], что ограничивает их применение в Казахстане [4].

В данной работе предлагается использование радиационного охлаждения для от-

вода теплоты конденсации ПКХМ. Радиационное охлаждение (далее РО) – это способ снижения температуры охлаждаемого объекта, основанный на отводе теплоты в виде излучения инфракрасного диапазона через атмосферу планеты в окружающее космическое пространство [5]. РО можно использовать в ночное время для создания запаса охлажденного теплоносителя. Этот теплоноситель в дневное время в часы с наибольшей температурой атмосферного воздуха подается в конденсатор, где забирает теплоту конденсации ПКХМ. Предлагаемое решение по отводу теплоты конденсации за счет РО было представлено в работах [6, 7]. Однако до настоящего времени не было представлено оценки его эффективности.

Материалы и методы исследования

На рисунке 1 представлена схема исследуемой холодильной системы. Насос Н1 включается в ночное время. Он забирает теплоноситель из аккумулятора холода АХ и прокачивает его через радиатор Р, где он охлаждается. В это время ПКХМ работает с использованием КВО: компрессор КМ включен, вентилятор КВО включен, вентилятор воздухоохладителя ВО включен.

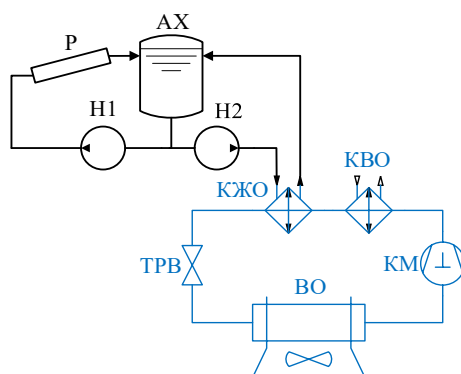


Рисунок 1. Принципиальная схема холодильной системы:

АХ – аккумулятор холода; ВО – воздухоохладитель; КВО – конденсатор воздушного охлаждения; КЖО – конденсатор жидкостного охлаждения; КМ – компрессор; Н1, Н2 – насосы; Р – радиатор; ТРВ – терморегулирующий вентиль

После рассвета солнца насос Н1 отключается. В период, когда температура атмосферного воздуха станет достаточно высокой, включается насос Н2. Он подает теплоноситель в конденсатор жидкостного охлаждения (КЖО). Вентилятор КВО продолжает работу все время, так как он должен производить снятие перегрева хладагента, что снижает количество теплоты, поступающее в АХ. В КЖО при этом происходит отведение большей части теплоты конденсации, за счет чего давление конденсации снижается.

В альтернативном варианте исполнения системы КЖО мог бы использоваться лишь для увеличения переохлаждения хладагента. Однако данный вариант не позволил бы снизить давление конденсации, в связи с чем в данной работе такой сценарий не рассматривается.

Насосы Н1 и Н2 являются центробежными циркуляционными насосами с мокрым ротором. Компрессор КМ – поршневой в герметичном корпусе с регулированием производительности. В качестве дроссели-

рующего устройства используется терморегулирующий вентиль ТРВ.

Номинальная холодопроизводительность системы $Q_{0.н} = 10$ кВт. Требуемая температура хранения $t_{тр} = 0^{\circ}\text{C}$ [8]. Система используется для поддержания температуры в камере хранения пищевых продуктов (яблок или других фруктов) в условиях климата города Шымкент (Казахстан). Температура кипения хладагента $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$; перегрев хладагента 8К; переохлаждение хладагента 2К.

Так как компьютерные модели систем для проведения итерационного моделирования процессов теплообмена требуют ресурсоемких компьютерных вычислений [9] и их трудно использовать для оптимизации, разработаем упрощенную методику расчета системы путем исследования холодильного цикла системы, а также на основе построения тепловых балансов её отдельных элементов.

Климатические данные. В типичный летний день (17.07.2018) температура атмосферного воздуха изменяется от $+21^{\circ}\text{C}$ до $+36^{\circ}\text{C}$ (в 15:30). В период с 13:00 до 18:00 температура имеет почти постоянное значение, которое примем за расчетную температуру $t_{в,р} = +35,5^{\circ}\text{C}$. В остальное время температура ($^{\circ}\text{C}$):

$$t_{в} = a_{тв} \cdot \tau^4 + b_{тв} \cdot \tau^3 + c_{тв} \cdot \tau^2 + d_{тв} \cdot \tau + e_{тв}, \quad (1)$$

где: τ – время в диапазоне от [0;1], где 0 – это начало суток (время 00:00), а 1 – окончание суток (время 23:59); $a_{тв}$, $b_{тв}$, $c_{тв}$, $d_{тв}$, $e_{тв}$ – постоянные коэффициенты. Для указанной даты $a_{тв} = 202,4$; $b_{тв} = -530,3$; $c_{тв} = 403,9$; $d_{тв} = -75,0$; $e_{тв} = 24,3$.

Ночь длится 36,3% от общей продолжительности суток.

Результаты и их обсуждение

Требуемая холодопроизводительность системы главным образом зависит от теплопритока через ограждающие конструкции и определяется как (Вт):

$$Q_{0.т} = K_{ог} (t_{в} - t_{тр}) = Q_{0.н} \cdot \frac{(t_{в} - t_{тр})}{\Delta t_{ог.н}}, \quad (2)$$

где: $K_{ог}$ – общий коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/К; $Q_{0.н}$ – номинальная холодопроизводительность системы, Вт; $\Delta t_{ог.н}$ – номинальный температурный напор на ограждении, определяемый как разность между расчётной температурой атмосфер-

ного воздуха $t_{в,р}$ и требуемой температурой в охлаждаемом объеме $t_{тр}$, К.

Холодильный коэффициент компрессора зависит только от температуры конденсации, так как температура кипения хладагента постоянна (-10°C):

$$\varepsilon_{\text{км}} = a_{\varepsilon} t_{\text{к}} + b_{\varepsilon}, \quad (3)$$

где $t_{\text{к}}$ – температура конденсации в диапазоне от +30 до +60°C; a_{ε} и b_{ε} – коэффициенты, которые для компрессора Danfoss MTZ080-4 имеют значения $a_{\varepsilon} = -0,0607$, $b_{\varepsilon} = 4,7045$.

Конденсатор жидкостного охлаждения. Примем, что температура в аккумуляторе холода за ночь опустится до минимальной температуры воздуха: +21°C [10]. Считая, что температурный напор (разница между температурой конденсации и температурой теплоносителя) на КЖО обычно находится в

диапазоне 5...10°C, а изменение температуры в АХ за сутки составляет от 5 до 10°C, имеем, что при охлаждении хладагента в КЖО, температура конденсации большую часть времени будет ниже температуры атмосферного воздуха. Поэтому КВО получится использовать только для снятия перегрева хладагента, но не для конденсации хладагента. Таким образом при температуре конденсации равной температуре атмосферного воздуха и ниже, в КВО может быть отведено лишь количество теплоты:

$$q_{\text{кво.мах}} = i_2 - i_{\text{в}}, \quad (4)$$

где i_2 – энтальпия хладагента на выходе из компрессора, кДж/кг; $i_{\text{в}}$ – энтальпия хладагента при давлении конденсации и температуре атмосферного воздуха, кДж/кг.

Для простоты расчетов введем коэффициент $\beta_{\text{кжо}}$, определяющий количество теплоты, передаваемое в КЖО, по отношению к холодопроизводительности холодильной машины:

$$\beta_{\text{кжо}} = \frac{q_{\text{кжо}}}{q_0} = \left(\frac{\varepsilon_{\text{км}} + 1}{\varepsilon_{\text{км}}} \right) \left(\frac{i_{\text{в}} - i_3}{i_2 - i_3} \right). \quad (5)$$

где i_3 – энтальпия переохлажденного жидкого хладагента на выходе из КЖО, кДж/кг.

Для условий задачи при постоянной температуре воздуха $\beta_{\text{кжо}}$:

$$\beta_{\text{кжо}}(t_{\text{к}}) = a_{\text{кжо}} t_{\text{к}}^2 + b_{\text{кжо}} t_{\text{к}} + c_{\text{кжо}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{к}}$ – температура конденсации, К; $a_{\text{кжо}}$, $b_{\text{кжо}}$, $c_{\text{кжо}}$ – постоянные эмпирические коэффициенты. При температуре конденсации от +30 до +60°C эмпирические

коэффициенты: $a_{\text{кжо}} = -8 \cdot 10^{-5}$; $b_{\text{кжо}} = 0,0092$; $c_{\text{кжо}} = 0,8897$.

Окончательно считаем, что в КЖО отводится количество теплоты (Вт):

$$Q_{\text{кжо}} = Q_{0,\text{т}} \cdot \beta_{\text{кжо}} = K_{\text{ог}} (t_{\text{в}} - t_{\text{тр}}) \cdot \beta_{\text{кжо}}. \quad (7)$$

Температура конденсации. В период, когда КЖО выключен, считаем, что температурный напор на КВО линейно про-

порционален текущему значению холодопроизводительности системы, откуда температура конденсации (°C):

$$t_{\text{к}} = t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{кво.н}} \cdot \frac{Q_{0,\text{т}}}{Q_{0,\text{н}}}, \quad (8)$$

где $\Delta t_{\text{кво.н}}$ – номинальный температурный напор на КВО, °C.

В период, когда КЖО включен, количество тепла, отводимого от хладагента,

равно количеству тепла, передаваемому через стенку КЖО теплоносителю. Тогда температура конденсации (°C):

$$t_k = \frac{-B_{\text{КЖО}} - \sqrt{-B_{\text{КЖО}}^2 - 4A_{\text{КЖО}} \cdot C_{\text{КЖО}}}}{2A_{\text{КЖО}}}, \quad (9)$$

Где: $A_{\text{КЖО}} = Q_{0,t} a_{\text{КЖО}}$; $B_{\text{КЖО}} = Q_{0,t} b_{\text{КЖО}} - K_{\text{КЖО}}$;
 $C_{\text{КЖО}} = Q_{0,t} c_{\text{КЖО}} + K_{\text{КЖО}} t_{\text{ax}}$; $K_{\text{КЖО}} = F_{\text{КЖО}} k_{\text{КЖО}}$;
 $F_{\text{КЖО}}$ – площадь теплообменной поверхности КЖО, м²; $k_{\text{КЖО}}$ – коэффициент теплопередачи КЖО, Вт/(м²·К).

Энергопотребление компрессора. В период, когда отвод теплоты конденсации осуществляется только в КВО, потребляемая мощность компрессора изменяется в зависимости от температуры конденсации.

$$N_{\text{км}} = \frac{Q_{0,n}}{a_\varepsilon (t_{\text{ax}} + \Delta t_{\text{КЖО,н}}) + b_\varepsilon}. \quad (10)$$

где: $\Delta t_{\text{КЖО,н}}$ – номинальный температурный напор на КЖО, °С.

Энергопотребление компрессора за период, когда в КЖО подается

$$E_{\text{кмл}} = \frac{24}{1000} \int_{\tau_1}^{\tau_2} N_{\text{км}} d\tau = \frac{24}{1000} \cdot \frac{Q_{0,n}}{a_\tau a_{\text{ax}}} \cdot \left[\ln |z| \right] \Big|_{\tau_1}^{\tau_2} = \frac{24}{1000} \cdot \frac{Q_{0,n}}{a_\tau a_{\text{ax}}} \cdot \left[\ln |z(\tau_2)| - \ln |z(\tau_1)| \right]. \quad (11)$$

где: $z = a_\tau (a_{\text{ax}} \tau + b_{\text{ax}} + \Delta t_{\text{КЖО,н}}) + b_\tau$; a_ε , b_ε – коэффициенты для расчета холодильного коэффициента; $t_{\text{ax}} = a_{\text{ax}} \tau + b_{\text{ax}}$ – текущее значение температуры в аккумуляторе холода, вычисляемое по линейной зависимости, °С; a_{ax} , b_{ax} – коэффициенты линейной зависимости для вычисления текущего значения температуры в аккумуляторе холода; τ – текущее время в диапазоне от 0 до 1; τ_1 – момент времени, в который включается КЖО в диапазоне от 0 до 1; τ_2 – момент времени, в который отключается КЖО в диапазоне от 0 до 1; $Q_{0,n}$ – номинальная холодопроизводительность, Вт.

Аккумулятор холода. Требуемая масса аккумулятора холода определяется, исходя из количества теплоты, которое передается в КЖО за суточный цикл. Для расчета массы АХ необходимо задать продолжительность охлаждения КЖО за счёт теплоносителя из АХ (τ_{ax}) и проектное значение изменения температуры аккумулятора холода за цикл Δt_{ax} (от 1 до 15 К).

Радиаторы должны охладить аккумулятор холода за самую короткую ночь в году

В период, когда теплоноситель подается в КЖО, даже если предположить, что он длится с 9:00 до 21:00, температура атмосферного воздуха изменяется в диапазоне от +30 до +35,5°С, а температурный напор на ограждении – на 15%. Пренебрегая этим изменением, можно считать, что холодопроизводительность постоянна, а следовательно, постоянен и температурный напор на конденсаторе, и тогда потребляемая мощность компрессора (Вт):

теплоноситель из аккумулятора холода при постоянной холодопроизводительности (кВт·ч):

(22 июня), когда ночь составляет 40,6% от длительности суток. Температура поверхности радиатора равна температуре теплоносителя. Тепловая мощность, передаваемая радиатором в окружающую среду, складывается из теплоты, передаваемой за счёт эффективного излучения и теплоты, передаваемой за счёт конвекции: $q_{\text{рад}} = q_{\text{эф}} + q_{\text{конв}}$. Поток эффективного излучения $q_{\text{эф}}$ рассчитывается по методике из [11]. Относительная излучательная способность поверхности равна 0,8.

Так как параметры атмосферного воздуха меняются во времени, а динамика изменяющаяся температуры в аккумуляторе холода зависит от соотношения площади радиаторов и массы аккумулятора холода, для определения средней ожидаемой отводимой радиаторами тепловой мощности следует произвести моделирование процесса охлаждения аккумулятора холода, как это сделано в работе [12]. Для охлаждения аккумулятора холода площадь радиаторов (м²) должна составлять:

$$F_{\text{рад}} = 1,15 \cdot m_{\text{ак}} \cdot \varphi, \quad (12)$$

где $m_{\text{ак}}$ – требуемая масса воды в аккумуляторе холода, кг; φ – отношение площади радиаторов к площади аккумулятора холода; 1,15 – коэффициент, учитывающий,

что радиаторы также отводят тепло, выделяемое насосом Н1.

Значение φ зависит от $\Delta t_{\text{ак}}$ (м²/кг):

$$\varphi = -4 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta t_{\text{ак}}^2 + 0,0018 \cdot \Delta t_{\text{ак}} - 0,002. \quad (13)$$

Средняя удельная тепловая мощность, сбрасываемая радиаторами, определяется выражением (Вт/м²):

$$q_{\text{рад}} = 2,83 \cdot \Delta t_{\text{ак}} + 59,4. \quad (14)$$

Насосы. Объемный расход теплоносителя (воды) через радиаторы считаем исходя из того, что на 1 м² излучающей поверхности необходимо подавать 0,00005 м³/с. Для насоса Н2, объемный расход рассчитываем, исходя из отвода максимального количества теплоты, поступающего в КЖО, при изменении температуры теплоносителя на 5°С. При расчете электрической мощности, потребляемой насосами, примем потери напора для контура с насосом Н1 – 3 м, а в контуре с насосом Н2 – 5 м, полный КПД насосов 25%.

Конденсатор воздушного охлаждения. КВО рассчитан на отвод всей тепловой мощности, выделяемой в холодильном цикле. Проектное значение температурного напора на конденсаторе: 10°С. Мощность электродвигателя КВО постоянна в течение суток и составляет 4,5% от максимального количества теплоты, сбрасываемого конденсатором.

Воздухоохладитель. Мощность, потребляемая вентилятором воздухоохладителя,

составляет 10% от холодопроизводительности системы и изменяется в течение суток.

Суммарное потребление энергии системой за сутки складывается из потребления энергии компрессора, вентилятора воздухоохладителя, вентилятора КВО, насосов Н1 и Н2.

Расчет с использованием модели

Для примера рассчитаем основные параметры системы в заданных условиях. Примем номинальный температурный напор на КЖО $\Delta t_{\text{кж.н}}=3^{\circ}\text{C}$, продолжительность работы КЖО: $\tau_{\text{ак}}=0,25$ суток. Изменение температуры в аккумуляторе холода за цикл: $\Delta t_{\text{ак}}=10^{\circ}\text{C}$. Получим площадь КЖО 1,88 м². Аккумулятор холода должен вмещать 5770 кг воды. Площадь радиаторов 91,6 м², а их средняя удельная сбрасываемая тепловая мощность равна 87,7 Вт/м². Объемный расход теплоносителя через радиатор составит 16,48 м³/час, а через КЖО – 1,92 м³/час. Потребление электроэнергии рассматриваемой системой за сутки составляет 114,8 кВт·ч (табл 1), когда для со стандартной ПКХМ с КВО, оно составляло бы 122,8 кВт·ч.

Таблица 1 – Данные о потреблении электроэнергии за сутки

| № | Элемент системы | Потребление, кВт·ч |
|---|--|--------------------|
| 1 | Компрессор за период использования КВО | 74,81 |
| 2 | Компрессор за период использования КЖО | 20,19 |
| 3 | Вентилятор воздухоохладителя за сутки | 19,57 |
| 4 | Вентилятор КВО за сутки | 16,58 |
| 5 | Насос Н1, подающий теплоноситель в радиаторы за ночь | 3,14 |
| 6 | Насос Н2, подающий теплоноситель в КЖО в дневное время | 0,65 |
| | Итого | 114,8 |

Заключение, выводы

Разработана методика для определения основных характеристик и суточного энерго-

потребления холодильной системы для поддержания требуемой температуры в камере хранения фруктов (яблок), в которой в

дневное время в летние дни отвод теплоты конденсации осуществляется за счет радиационного охлаждения. Расчет показал, что для системы с номинальной холодопроизводительностью 10 кВт на хладагенте R404a, в которой в дневное время снятие перегрева хладагента производится в конденсаторе воздушного охлаждения, а непосредственно конденсация хладагента производится в конденсаторе жидкостного охлаждения, температура конденсации не будет превышать +32,9°C, в то время как для стандартной ПКХМ с КВО она может подниматься как минимум до +46,8°C. При этом энергопотребление может быть снижено на 6,5% по сравнению с стандартной ПКХМ с КВО. Полученную математическую модель можно в дальнейшем использовать для оптимизации конструкции холодильной системы. Также отдельно следует изучить возможность переохлаждения хладагента за счет РО.

Исследование профинансировано Комитетом Науки Министерства Образования и Науки Республики Казахстан (Проект № AP09258901).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Birangane V.V., Patil A.M., Comparison of Air Cooled and Evaporatively Cooled Refrigeration Systems – A Review Paper // J. Eng. Res. Appl. – 2014. – Vol. 4, № 6. – P. 208-211.
2. Демин А.П., Водные ресурсы и продовольственная безопасность: партнерство России и стран Азии // Водное хозяйство России. – 2017. – № 3. – С. 40-54.
3. Gerlitz, L., Vorogushyn S., Gafurov A. Climate informed seasonal forecast of water availability in Central Asia: State-of-the-art and decision making context. // Water Secur. – 2020. – Vol. 10. – 100061. – DOI: 10.1016/j.wasec.2020.100061.
4. Zhupankhan A., Tussupova K., Berndtsson R. Water in Kazakhstan, a key in Central Asian water management // Hydrol. Sci. J. – 2018. – Vol. 63, № 5. – P. 752-762. – DOI: 10.1080/02626667.2018.1447111.
5. Zhao D., Aili A., Sh. Xu, G. Tan, X. Yin, R. Yang Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications // Appl. Phys. Rev. – 2019. – Vol. 6, № 2. – 021306. – DOI: 10.1063/1.5087281.
6. Goldstein E.A., Raman A.P., Fan S. Subambient non-evaporative fluid cooling with the sky // Nat. Energy. – 2017. – Vol. 2. – 17143. – DOI: 10.1038/nenergy.2017.143.
7. Пат. WO 2006/054897 Refrigeration or cooling system / S. M. van der Sluis., Oostendorp P. A., Hendriksen L. J. A. M. – заявл. 22.11.2004, опубл. 26.05.2006.
8. НТП АПК 1.10.12.001-02. Нормы технологического проектирования предприятий по хранению и обработке картофеля и плодоовощной продукции. – Москва: ФГУП “Тиронисельпром”, 2002. – 154 с.
9. Tsoy A.P., Granovsky A.S., Tsoy D.A // Modelling of the operation of a refrigeration unit using radiative cooling to maintain the storage temperature in the cold room /. MATEC Web Conf. – 2020. – Vol. 324. – 02006. –DOI: 10.1051/mateconf/202032402006.
10. Цой А.П., Грановский А.С., Цой Д.А. Исследование работы холодильной установки ночного радиационного охлаждения в условиях резко-континентального климата // VII международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 17–20 ноября 2015 года). Ч.1: Материалы конференции. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – С. 99-101.
11. Samuel, D.G.L., Nagendra S.M.S., Maiya M.P Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review /. // Build. Environ. – 2013. – Vol. 66 – P. 54-64. – DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.
12. Цой А.П., Грановский А.С. Расчет величины эффективной холодопроизводительности холодильной системы, использующей охлаждающий эффект небосвода // Вестник Международной Академии Холода. – 2014. – № 3. – С. 35-40.

REFERENCES

1. Birangane V.V., Patil A.M Comparison of Air Cooled and Evaporatively Cooled Refrigeration Systems – A Review Paper., // J. Eng. Res. Appl. – 2014. – Vol. 4, № 6. – P. 208-211.
2. Demin A.P., Vodnye resursy i продовольственная безопасность: partnerstvo Rossii i stran Azii // Vodnoe hozjajstvo Rossii. – 2017. – № 3. – S. 40-54. (in Russian)
3. Gerlitz, L., Vorogushyn S., Gafurov A Climate informed seasonal forecast of water availability in Central Asia: State-of-the-art and decision making context // Water Secur. – 2020. – Vol. 10. – 100061. – DOI: 10.1016/j.wasec.2020.100061.
4. Zhupankhan A, Tussupova K., Berndtsson R Water in Kazakhstan, a key in Central Asian water management // Hydrol. Sci. J. – 2018. – Vol. 63, № 5. – P. 752-762. – DOI: 10.1080/02626667.2018.1447111.
5. Zhao, D. Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications / D. Zhao, A. Aili, Sh. Xu, G. Tan, X. Yin, R. Yang // Appl. Phys. Rev. – 2019. – Vol. 6, № 2. – 021306. – DOI: 10.1063/1.5087281.
6. Goldstein E.A., Raman A. P., Fan S Subambient non-evaporative fluid cooling with the sky. // Nat. Energy. – 2017. – Vol. 2. – 17143. – DOI: 10.1038/nenergy.2017.143.

7. Пат. WO 2006/054897 A1, МПК F25B 23/00, F25B 25/00. Refrigeration or cooling system / S. M. van der Sluis, Oostendorp P. A, Hendriksen L. J. A. M. – заявл. 22.11.2004, опубли. 26.05.2006.

8. NTP APK 1.10.12.001-02. Normy tehnologicheskogo proektirovaniya predpriyatij po hraneniju i obrabotke kartofelja i plodoovoshh-noj produkcii. – Moskva: FGUP “Gipro-nisel’prom”, 2002. – 154 s. (in Russian)

9. Tsoy A.P., Granovsky A.S., Tsoy D.A. Modelling of the operation of a refrigeration unit using radiative cooling to maintain the storage temperature in the cold room // MATEC Web Conf. – 2020. – Vol. 324. – 02006. –DOI: 10.1051/mateconf/202032402006.

10. Tsoi A.P., Granovskii A.S., Tsoi D.A. Issledovanie raboty kholodil'noi ustanovki nochnogo radiatsionnogo okhlazhdeniya v usloviyakh rezko-

kontinental'nogo klimata // VII mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konferentsiya «Nizkotemperaturnye i pishchevye tekhnologii v XXI vekE» (Sankt-Peterburg, 17–20 noyabrya 2015 goda). CH.1: Materialy konferentsii. – SPb.: Universitet ITMO, 2015. – S. 99-101. (in Russian)

11. Samuel D.G.L. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review /. Nagendra S. M. S, Maiya M. P. // Build. Environ. – 2013. – Vol. 66 – P. 54-64. – DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016.

12. Tsoi A.P., Granovskii A.S. Raschet velichiny ehffektivnoi kholodoproizvoditel'nosti kholodil'noi sistemy, ispol'zuyushchei okhlazhdayushchii ehffekt nebosvoda // Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda. – 2014. – № 3. – S. 35-40. (in Russian)