

# КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОДОВОГО ЦИКЛА РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

А. П. Цой<sup>1</sup>, А. В. Бараненко<sup>2</sup>, А. С. Грановский<sup>1</sup>,  
Д. А. Цой<sup>2</sup>, Д. А. Корецкий<sup>1</sup>, Р. А. Джамашева<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Алматинский технологический университет,  
Республика Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100

<sup>2</sup>Университет ИТМО,  
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

На основе результатов компьютерного моделирования проведена оценка энергоэффективности комбинированной системы хладоснабжения, использующей ночное радиационное охлаждение совместно с холодильной машиной, с аккумулярованием холода без фазового перехода и подачей жидкого теплоносителя (пропиленгликоля) в воздухоохладитель. В системе хладоснабжения, расположенной в городе Костанай (Казахстан), имеются радиаторы (12 м<sup>2</sup>), охлаждающие теплоноситель ночью, а также обычная парокомпрессионная холодильная машина с поршневым компрессором. Система хладоснабжения используется для поддержания температуры воздуха на уровне  $0 \pm 1^\circ\text{C}$  в малой холодильной камере (36 м<sup>3</sup>) при низком значении тепловыделений от хранимых продуктов и отсутствии других эксплуатационных теплопритоков. Установлено, что 78,8 дней в год система хладоснабжения может поддерживать требуемую температуру за счет работы радиаторов без включения холодильной машины. При этом достигается экономия 242 кВт·ч электроэнергии. Таким образом, комбинированная система хладоснабжения обеспечивает пониженный на 7,6% расход электроэнергии, а также позволяет сократить износ компрессора холодильной машины за годовой цикл работы, что должно снизить экономические расходы на эксплуатацию холодильного склада.

**Ключевые слова:** радиационное охлаждение, холодильная техника, естественное охлаждение, аккумулярование холода.

## Введение

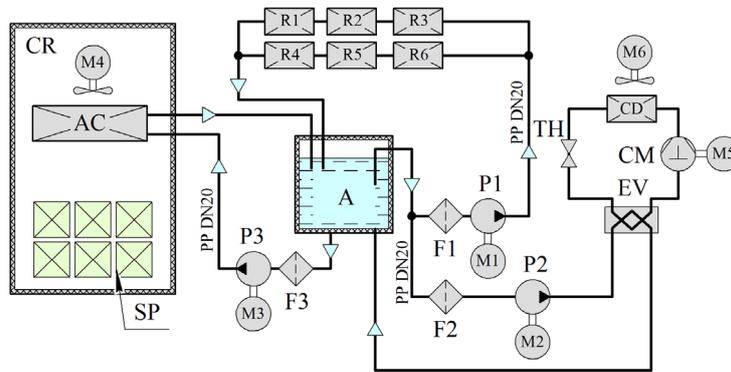
Ночное радиационное охлаждение (НРО) — способ охлаждения, основанный на передаче тепла от поверхности объекта в окружающее космическое пространство в виде длинноволнового инфракрасного излучения через атмосферу планеты в ночное время, когда нет притока тепла от солнечного излучения [1–3]. Применение НРО для кондиционирования воздуха в жилых и общественных зданиях в летнее время широко исследовано [4–6]. На основе данных о количестве тепла, отводимого за счёт НРО в различных городах [7], было предположено, что в условиях резко континентального климата с холодной зимой НРО можно будет применить не только для кондиционирования воздуха, но и для поддержания низких температур охлаждаемых объектов. Для этого в данной работе предлагается использовать систему хладоснабжения с аккумулятором холода и промежуточным теплоносителем, охлаждаемым в зимнее время за счёт НРО в радиаторах. В более теплые периоды года, когда радиаторы не могут обеспечить требуемой температуры, охлаждение теплоносителя в системе хладоснабжения производится за счёт действия

обычной одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины.

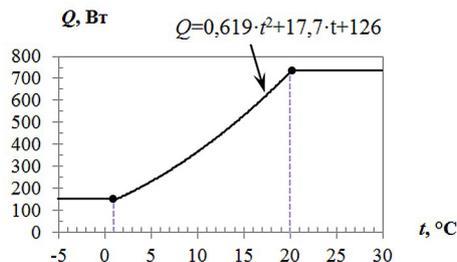
Предполагается оценить энергоэффективность данной системы хладоснабжения при её использовании для круглогодичного поддержания температуры на уровне  $0 \pm 1^\circ\text{C}$  в холодильной камере с низким значением эксплуатационных теплопритоков, в которой хранятся самосогревающиеся продукты. Такая комбинированная система хладоснабжения должна обеспечить пониженный расход электроэнергии в зимний период, а также сократить износ компрессора холодильной машины за годовой цикл работы, что должно снизить экономические расходы на эксплуатацию холодильных складов [8].

## Методы исследования

Рассматриваемая система хладоснабжения представлена на рис. 1. В ней имеется аккумулятор холода и три замкнутых гидравлических контура для циркуляции теплоносителя. По первому контуру с насосом P1 теплоноситель подается к радиаторам R1...R6, размещенным на крыше холодильной камеры. По второму контуру с насосом P2 теплоноситель подается к испарителю EV парокомпресси-



**Рис. 1. Принципиальная схема системы хладоснабжения:**  
 А — аккумулятор холода; CD — конденсатор воздушного охлаждения;  
 CM — компрессор; CR — холодильная камера; F1...F3 — фильтры;  
 M1...M3 — электродвигатели насосов;  
 M4, M6 — электродвигатели вентиляторов;  
 M5 — электродвигатель компрессора; R1...R6 — радиаторы;  
 SP — хранимые продукты; TH — дросселирующее устройство  
**Fig. 1. Schematic diagram of a cooling system:**  
 A — cold accumulator;  
 CD — air-cooled condenser; CM — compressor; CR — refrigeration chamber;  
 F1...F3 — filters; M1...M3 — electric motors of pumps;  
 M4, M6 — electric motors of fans; M5 — compressor electric motor;  
 R1...R6 — radiators; SP — stored products; TH — throttling device



**Рис. 2. Зависимость тепловыделений от хранимого продукта в зависимости от его температуры**  
**Fig. 2. The dependence of generated heat from the stored product, depending on its temperature**

онной холодильной машины. По третьему контуру с насосом P3 теплоноситель поступает в воздухоохладитель AC, охлаждающий воздух в холодильной камере CR.

Аккумулятор холода имеет теплоизоляцию толщиной 150 мм из минеральной ваты. Он расположен внутри машинного отделения, где температура равна температуре атмосферного воздуха и нет ветра. В него заправлено 1000 кг водного раствора пропиленгликоля с массовой концентрацией 50%.

В системе хладоснабжения установлено 6 радиаторов. Они имеют общую площадь излучательной поверхности 12 м<sup>2</sup>. Их конструкция представляет собой набор параллельных труб, на которые сверху плотно закреплен металлический лист, верхняя сторона которого окрашена краской с высокой излучательной способностью в инфракрасной части спектра ( $\delta = 0,9$ ).

Все гидравлические контуры выполнены из полипропиленовых труб с наружным диаметром 20 мм (ISO 7671:2003). Они покрыты 15 мм слоем теплоизоляции из вспененного полиэтилена. Через каждый из гидравлических контуров поддерживается постоянный массовый расход теплоносителя в количестве 0,12 кг/с. Для перекачивания тепло-

носителя использованы малые центробежные циркуляционные насосы с мокрым ротором. Номинальная потребляемая мощность насоса P1 — 25 Вт, насоса P2 — 47 Вт, насоса P3 — 76 Вт.

Стены, пол и потолок холодильной камеры выполнены из сэндвич-панелей из минеральной ваты толщиной 150 мм. Камера имеет длину 4 м, ширину 3 м и высоту 3 м и представляет собой отдельное здание. При расчете количества теплоты, поступающей в камеру, считаем, что тепло может передаваться через ограждения от атмосферного воздуха. Однако на поверхности стен и крышу камеры не попадает солнечное излучение. В камере нет вентиляции, обслуживающего персонала и какого-либо технологического оборудования. Учитывается приток тепла от электродвигателя вентилятора воздухоохладителя и теплоприток от самонагревающегося продукта. Двери камеры не открываются. Осветительные приборы не включаются.

В камере хранится около 7300 кг охлаждаемого продукта тепловыделений, зависящих от его температуры и изменяющихся по закономерности, представленной на рис. 2. Они могут изменяться от 140 до 1520 Вт. Загрузка новых порций продукта не производится.

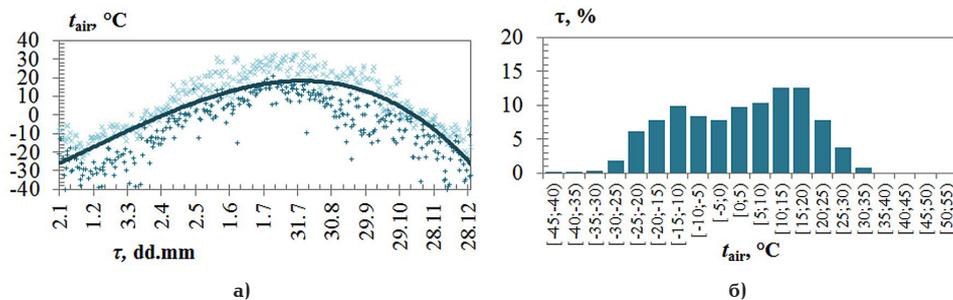


Рис. 3. Изменение температур воздуха в городе Костанай за 2018 год:

- а) изменение температуры в течение года;  
 б) гистограмма, показывающая часть времени от общей продолжительности года, когда температура находится в заданном диапазоне значений;  
 × — максимальное значение за сутки; + — минимальное значение за сутки

Fig. 3. Change in air temperatures in Kostanay for 2018: а) change in temperature during the year; б) is a histogram showing part of the time from the total length of the year when the temperature is in a given range of values; × — is the maximum value per day; + — the minimum value per day

Парокомпрессионная холодильная машина с компрессором СМ, используемая в системе хладоснабжения, подобрана исходя из следующих условий. Её требуемая холодопроизводительность составляет 1500 Вт при температуре кипения хладагента  $-12,5^{\circ}\text{C}$ , температуре конденсации  $+40^{\circ}\text{C}$ , полезном перегреве 5 К, переохлаждении 5 К. В ней используется малый поршневой компрессор, ребристый трубный конденсатор воздушного охлаждения (с температурным напором 15 К), пластинчатый испаритель (с температурным напором 7,5 К). В холодильной машине используется хладагент R404a.

Исходя из заданных условий, подобран герметичный поршневой компрессор с описываемым объемом 3,12 м<sup>3</sup>/час. При расчетах для него коэффициент подачи определяется по выражению  $\lambda = 1 - 0,05(p_c/p_0)$ , где  $p_c$  — абсолютное давление конденсации, Бар;  $p_0$  — абсолютное давление кипения хладагента в испарителе, Бар. Индикаторный КПД компрессора определяется по выражению:  $\eta_i = (t_0 + 273,15)/(t_c + 273,15) + 0,0025t_0$ , где  $t_0$  и  $t_c$  — соответственно температура кипения и температура конденсации хладагента, К. Механический КПД компрессора  $\eta_m = 0,97$ . КПД электродвигателя компрессора  $\eta_e = 0,85$ .

Площадь теплообменной поверхности конденсатора воздушного охлаждения составляет 6 м<sup>2</sup>. Средний коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади теплообменной поверхности, имеет значение 28 Вт/м<sup>2</sup>. Электродвигатель вентилятора конденсатора М6 потребляет 93 Вт электрической мощности.

Испаритель EV представляет собой пластинчатый теплообменник и имеет площадь теплообменной поверхности 0,35 м<sup>2</sup>. При этом его средний коэффициент теплопередачи составляет 570 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Потери напора теплоносителя не рассчитываются и приняты постоянными со значением 0,5 Бар.

Также при расчете холодильной машины считается, что температура конденсации никогда не опускается ниже  $+30^{\circ}\text{C}$  для обеспечения достаточного расхода хладагента через дросселирующее устройство.

Воздухоохладитель АС имеет ребристо-трубную конструкцию, площадь теплообменной поверхности которой составляет 8 м<sup>2</sup>, а шаг оребрения — 7 мм. Электродвигатель его вентилятора М4 потребляет 64 Вт электрической мощности.

Для исследования работы системы хладоснабжения используем компьютерную модель, разработанную ранее [9]. Данная модель учитывает передачу тепла через стенки всех устройств, входящих в рассматриваемую систему хладоснабжения, а также автоматически рассчитывает расход энергии всеми имеющимися электродвигателями, учитывая изменяющийся расход энергии на транспортировку теплоносителя.

Так как, предположительно, дольше всего радиаторы получится использовать в регионах с наиболее низкими температурами атмосферного воздуха, будем считать, что холодильная камера расположена в городе Костанай (Республика Казахстан). Климат здесь является резко континентальным с крайне холодной продолжительной зимой и значительными суточными перепадами температур, имеющими среднее значение за год около  $15,1^{\circ}\text{C}$  (рис. 3а). Здесь температура ниже  $0^{\circ}\text{C}$  наблюдается 42,3% времени от общей продолжительности года (рис. 3б). Также особенностью региона является постоянное наличие ветра, среднегодовая скорость которого составляет 2,8 м/с. Используемые данные о погоде за 2018 год получены из [10].

Чтобы понять, какую энергетическую выгоду может дать использование НРО, сделаем следующее. Вначале отдельно рассмотрим, как система хладоснабжения будет работать при использовании только радиаторов и отключенной холодильной машине. После этого исследуем, как будет работать система хладоснабжения при включенной холодильной машине и при отключенных радиаторах. Далее произведем сравнение полученных результатов.

### Результаты моделирования и их анализ

В первом сценарии рассмотрим возможность охлаждения теплоносителя в аккумуляторе холода исключительно за счёт работы радиаторов. В этом случае подача теплоносителя в радиаторы осуществляется только при одновременном выполнении следующих условий: в ночное время, если возможен отвод тепла в окружающую среду от теплоносителя и температура в аккумуляторе холода на  $1^{\circ}\text{C}$  выше температуры его замерзания.

Компьютерное моделирование годового цикла работы системы хладоснабжения даёт следующие результаты. Как видно из рис. 4, требуемые зна-

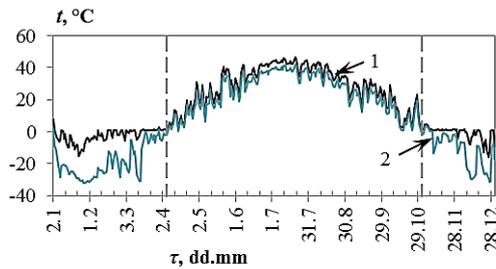


Рис. 4. Температуры в системе хладоснабжения, обеспечиваемые за счет работы радиаторов, в течение года:  
1 — максимальная за сутки температура внутри холодильной камеры; 2 — максимальная за сутки температура в аккумуляторе холода

Fig. 4. Temperatures in the cooling system provided by the operation of radiators during the year:

1 — the maximum temperature per day inside the chamber;  
2 — maximum temperature in the cold accumulator per day

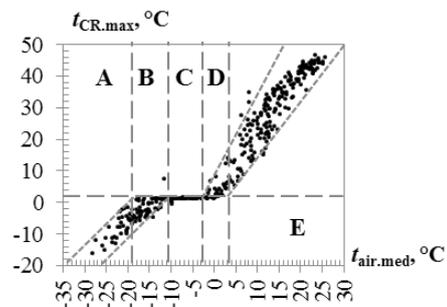


Рис. 5. Зависимость максимальной за сутки температуры внутри холодильной камеры от среднесуточного значения температуры атмосферного воздуха  
Fig. 5. Dependence of the maximum daily temperature inside the chamber on the average daily air temperature

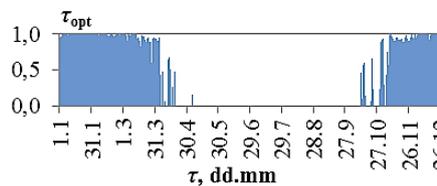


Рис. 6. Изменение в течение года части от общей продолжительности суток, когда температура воздуха внутри холодильной камеры была не выше +1°C  
Fig. 6. Change during the year of the part of the total length of the day when the air temperature inside the refrigerator was no higher than +1°C

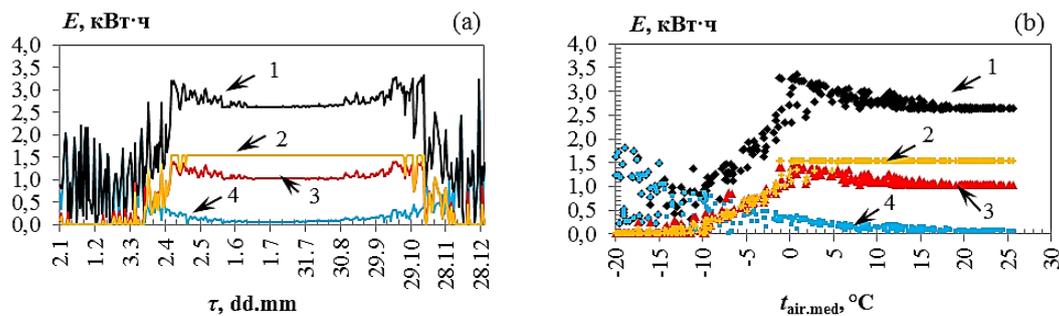


Рис. 7. Энергопотребление системы хладоснабжения в первом сценарии:

a — изменение значения суточного энергопотребления в течение года;  
b — зависимость суточного энергопотребления от среднесуточной температуры воздуха;  
1 — общее энергопотребление; 2 — вентилятор воздухоохладителя M4;  
3 — циркуляционный насос P3, подающий теплоноситель в воздухоохладитель;  
4 — циркуляционный насос P1, подающий теплоноситель в радиаторы

Fig. 7. Energy consumption of the cooling system in the first scenario:  
a — change in the value of daily energy consumption during the year;  
b — dependence of daily energy consumption on average daily air temperature; 1 — total power consumption;  
2 — fan of air cooler M4; 3 — circulation pump P3, supplying coolant to the air cooler;  
4 — circulation pump P1, supplying coolant to the radiators

чения температуры воздуха в холодильной камере ( $-1...+1^{\circ}\text{C}$ ) наблюдались пять месяцев. Требуемая температура в холодильной камере стабильно поддерживается в периоды, когда среднесуточная температура атмосферного воздуха находится в диапа-

зоне от  $-3^{\circ}\text{C}$  до  $-11^{\circ}\text{C}$  (зона С на рис. 5). При среднесуточной температуре ниже  $-11^{\circ}\text{C}$  (зоны А и В) температура в холодильной камере может самопроизвольно опускаться ниже  $-1^{\circ}\text{C}$  из-за значительных потерь тепла через ограждения.

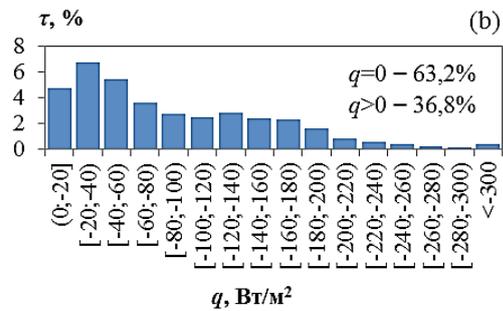
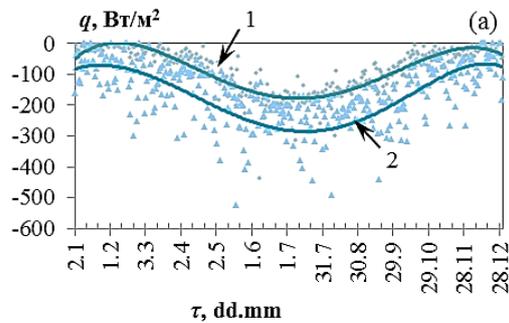


Рис. 8. Удельная тепловая мощность, отведенная радиаторами:  
а — изменение в течение года; б — часть времени от общей продолжительности года  $\tau$ , когда удельная тепловая мощность, сбрасываемая радиаторами, имела заданное значение;  
1 — среднее значение за сутки; 2 — максимальное значение за сутки.

Fig. 8. Specific heat output allocated by radiators: а — change during the year;  
б — part of the time from the total duration of the year  $\tau$ , when the specific heat output discharged by the radiators had a given value; 1 — the average value per day; 2 — maximum value per day.  
▲ — maximum value per day; ◆ — average value per day

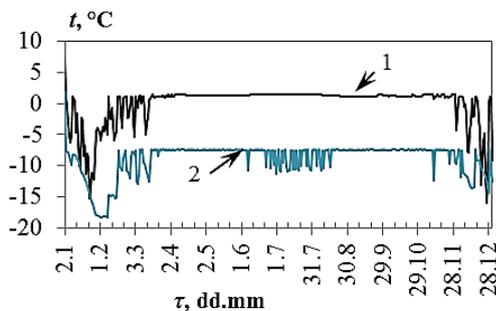


Рис. 9. Температуры в системе хладоснабжения во втором сценарии с работающей ХМ в течение года:  
1 — максимальная за сутки температура внутри холодильной камеры; 2 — максимальная за сутки температура теплоносителя в аккумуляторе холода  
Fig. 9. Temperatures in the cooling system in the second scenario with operating RM: 1 — the maximum temperature per day inside the chamber; 2 — maximum daily coolant temperature in the cold accumulator

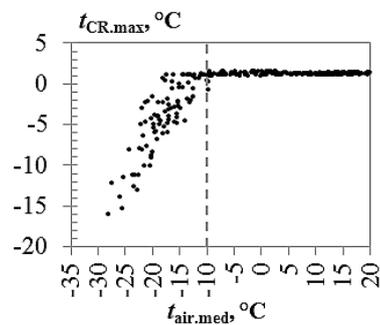


Рис. 10. Зависимость максимальной за сутки температуры внутри холодильной камеры от среднесуточного значения температуры атмосферного воздуха

Fig. 10. Dependence of the maximum daily temperature inside the refrigerator compartment on the average daily atmospheric air temperature

В среднем за год температура внутри холодильной камеры была на 8,1 К выше температуры атмосферного воздуха.

Всего за год в холодильной камере температура не поднималась выше предельно допустимого значения (+1°C) 3811,9 часа (158,8 дня), или 43,5% от общей продолжительности года (рис. 6).

Общее энергопотребление системой хладоснабжения за сутки (рис. 7) изменялось в диапазоне от 0,5 до 3,2 кВт·ч. Суммарное потребление электроэнергии системой хладоснабжения за год составило 767 кВт·ч. За 158,8 дней, когда в камере поддерживалась требуемая температура, система хладоснабжения потребила 203 кВт·ч.

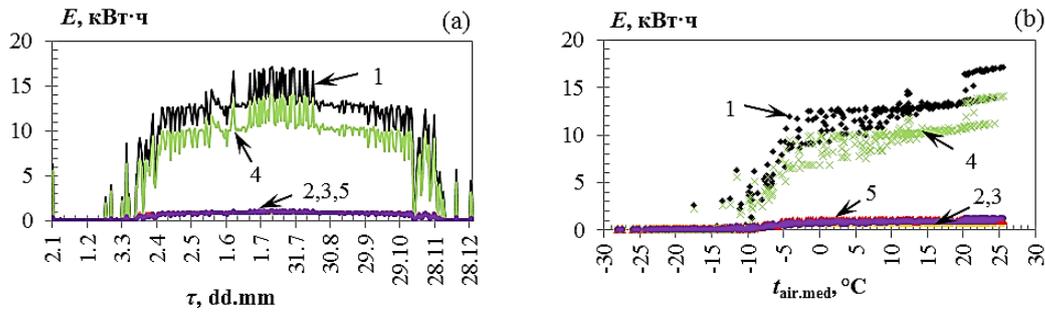
В период, когда радиаторы работали, их средняя за год удельная сбрасываемая тепловая мощность (за счёт конвективного и радиационного теплообмена) составила 89,7 Вт/м<sup>2</sup> (рис. 8а). Радиаторы не производили охлаждение 63,2% времени от общей продолжительности года (рис. 8б).

Во втором рассматриваемом сценарии температура в аккумуляторе холода поддерживается за счёт

работы холодильной машины (ХМ). Она включается, если температура теплоносителя в аккумуляторе холода выше -7,5°C и отключается при -12,5°C.

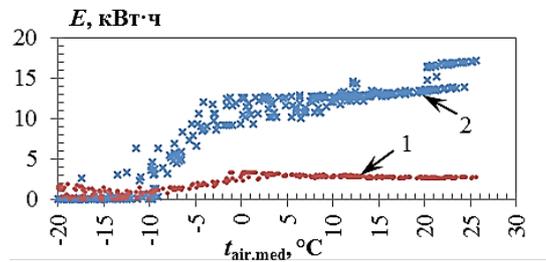
ХМ поддерживает заданную температуру в аккумуляторе холода в течение всего года и температура воздуха в холодильной камере никогда не поднимается выше требуемого значения (рис. 9). Однако при среднесуточном значении температуры атмосферного воздуха ниже -11°C, температура в холодильной камере не поднимается выше -1°C из-за потерь тепла через стенки камеры (рис. 10). Около 1920 часов (80 дней), или 21,9% времени от общей продолжительности года система хладоснабжения вообще не включается, так как в этом нет необходимости. В этот наиболее холодный период года также не было необходимости включения радиаторов.

Энергопотребление системы за сутки изменяется в зависимости от сезона года (рис. 11а) и достигает 17 кВт·ч при среднесуточной температуре атмосферного воздуха +25°C (рис. 11б). За год отдельные устройства системы хладоснабже-



**Рис. 11.** Энергопотребление системы хладоснабжения во втором сценарии: а — изменение значения суточного энергопотребления в течение года; б — зависимость суточного энергопотребления от среднесуточной температуры воздуха; 1 — общее количество потребленной электроэнергии; 2 — вентилятор воздухоохладителя М4; 3 — циркуляционный насос Р3, подающий теплоноситель в воздухоохладитель; 4 — компрессор СМ и вентилятор конденсатора ХМ М6; 5 — циркуляционный насос Р2, подающий теплоноситель в испаритель ХМ

**Fig. 11.** Energy consumption of the cooling system in the second scenario: а — change in the value of daily energy consumption during the year; б — dependence of daily energy consumption on average daily air temperature; 1 — total amount of electricity consumed; 2 — fan of air cooler М4; 3 — circulation pump Р3, supplying coolant to the air cooler; 4 — compressor СМ and condenser fan М6 of RМ; 5 — circulation pump Р2 supplying coolant to the RМ evaporator



**Рис. 12.** Зависимость энергопотребления систем хладоснабжения за сутки от среднесуточной температуры атмосферного воздуха: 1 — первый сценарий при охлаждении за счет работы радиаторов; 2 — второй сценарий при охлаждении за счет ХМ

**Fig. 12.** The dependence of the energy consumption of cooling systems per day on the average daily temperature of atmospheric air: 1 — the first scenario during cooling due to the operation of radiators; 2 — second scenario when cooling due to RМ

**Таблица 1.** Оценка энергопотребления системы хладоснабжения (кВт·ч)  
**Table 1.** Assessment of energy consumption of the cooling system (kW·h)

№	Период	Сценарий 1 (только радиаторы)	Сценарий 2 (только ХМ)	Сценарий 3 (радиаторы и ХМ)
1	Энергопотребление в период, когда требовалось охлаждение камеры и радиаторы могли обеспечить требуемую температуру, кВт·ч	72 (22,9 %)	314 (100 %)	72 (22,9 %)
2	Энергопотребление за остальную часть года, кВт·ч	( — )	2878 (100 %)	2878 (100 %)
3	Энергопотребление за годовой цикл работы, кВт·ч	767 ( — )	3192 (100 %)	2950 (92,4 %)

\* В скобках для сценария 3 указано отношение энергопотребления в рассматриваемый период к энергопотреблению в сценарии 2

ния потребили: насос Р2 — 218 кВт·ч, насос Р3 — 243 кВт·ч, вентилятор воздухоохладителя — 193 кВт·ч, компрессор и вентилятор конденсатора холодильной машины ХМ — 2539 кВт·ч. Холодильный коэффициент системы хладоснабжения в летний период имеет значение около 1,27.

Далее сравним энергопотребление системы хладоснабжения в первом и втором сценариях. Как

видно из рис. 12, значение энергопотребления за сутки системы хладоснабжения в первом сценарии при работе радиаторов при положительных температурах в 3...6,5 раз ниже, чем энергопотребление во втором сценарии при работе ХМ.

Хотя радиаторы смогли в первом сценарии обеспечивать требуемую температуру 43,5% от общей продолжительности года, из этого периода следует

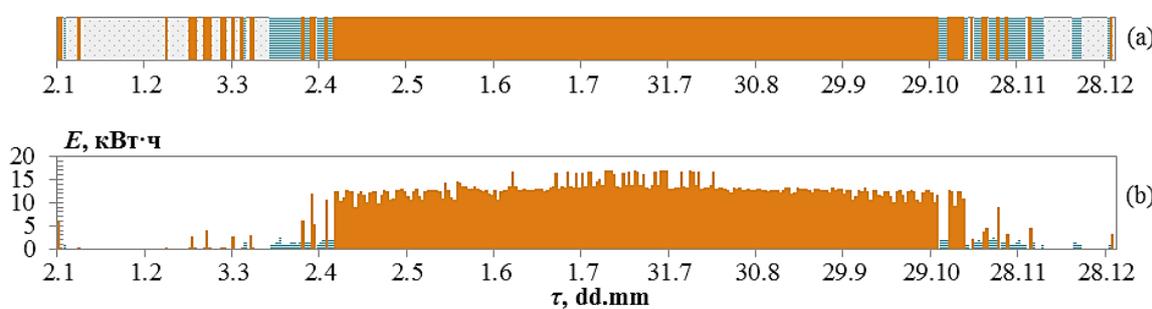


Рис. 13. Изменение в течение года энергопотребления комбинированной системы хладоснабжения, в которой используются радиаторы и ХМ: а — периоды, в которые требуется применение радиаторов или ХМ; б — энергопотребление за сутки; □ — не требуется система хладоснабжения; ■ — применяются радиаторы; ■ — применяется ХМ

Fig. 13. Change in energy consumption during the year of the combined cooling system in which radiators and RM are used: а — periods in which the use of radiators or RM is required; б — energy consumption per day; □ — no cooling system is required; ■ — radiators are used; ■ — apply RM

вычьсть 21,9% продолжительности года, в которые работа системы хладоснабжения вообще не нужна. Таким образом, за счет радиаторов требуемую температуру в камере можно и нужно поддерживать лишь 1892,2 часа (78,8 дней), или 21,6% времени от общей продолжительности года, в конце марта и ноябре. Как видно из табл. 1, использование радиаторов в данный период вместо ХМ даст экономию около 242 кВт·ч за год (7,6% от энергопотребления в сценарии 2). При совместном использовании радиаторов в холодный период года и ХМ в тёплый период года (сценарий 3) система хладоснабжения потребит за год 2950 кВт·ч (рис. 13).

### Выводы

Применение радиаторов для охлаждения холодильной камеры с низким значением эксплуатационных теплопритоков дает сокращение энергопотребления в весенний и осенний периоды времени, когда среднесуточная температура воздуха находится в диапазоне от  $-3^{\circ}\text{C}$  до  $-11^{\circ}\text{C}$ . Радиаторы можно использовать для поддержания требуемой температуры не более 78,8 дней за год (в марте, апреле, ноябре и декабре) в условиях крайне холодного климата города Костанай. В данный холодный период года при использовании радиаторов расход электроэнергии системой хладоснабжения будет в 4,4 раза ниже, чем при использовании парокомпрессионной холодильной машины. В целом за год при использовании радиаторов экономия электроэнергии составляет 242 кВт·ч, или 7,6% от энергопотребления системы хладоснабжения, использующей парокомпрессионную холодильную машину.

Стоит также отметить, что с увеличением масштаба системы хладоснабжения её эффективность будет повышаться из-за увеличения эффективности циркуляционных насосов.

Разработанная компьютерная модель будет в дальнейшем использована для поиска других сценариев применения радиаторов совместно с холодильной машиной. Также в дальнейшем будет необходима разработка алгоритмов управления комбинированной системы хладоснабжения.

### Благодарности

Работа подготовлена в рамках проекта 0118РК00535, выполняемого на основе гранта

AP05130918/ГФ, выделенного по программе Министерства образования и науки Республики Казахстан по научным и (или) научно-техническим проектам на 2018–2020 гг.

### Список источников

1. Дженблат С. С., Волкова О. В. Основы и перспективы применения пассивного радиационного охлаждения // Холодильная техника. 2019. № 9. С. 36–43.
2. Liu J., Zhou Z., Zhang J. [et al.]. Advances and challenges in commercializing radiative cooling // Materials Today Physics. 2019. Vol. 11. 100161. DOI: 10.1016/j.mtphys.2019.100161.
3. Zhao D., Aili A., Zhai Y. [et al.]. Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications // Applied Physics Reviews. 2019. Vol. 6 (2). 021306. DOI: 10.1063/1.5087281.
4. Ahmad M. I., Jarimi H., Riffat S. Nocturnal Cooling Technology for Building Applications. Springer, Singapore, 2019. 77 p.
5. Zhang K., Zhao D., Yin X. [et al.]. Energy saving and economic analysis of a new hybrid radiative cooling system for single-family houses in the USA // Applied Energy. 2018. Vol. 224. P. 371–381. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.04.115.
6. Zhao D., Ailil A., Zhai Y. [et al.]. Subambient cooling of water: toward realworld applications of daytime radiative cooling // Joule. 2019. Vol. 3. P. 111–123. DOI: 10.1016/j.joule.2018.10.006.
7. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Baranenko A. V. [et al.]. Effectiveness of a night radiative cooling system in different geographical latitudes // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876. 020060. DOI: 10.1063/1.4998880.
8. Zhu K., Li X., Campana P. E. [et al.]. Techno-economic feasibility of integrating energy storage systems in refrigerated warehouses // Applied Energy. 2018. Vol. 216. P. 348–357.
9. Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А. [и др.]. Моделирование работы установки с радиационным охлаждением для кондиционирования воздуха // Вестник Международной академии холода. 2019. № 3. С. 3–14. DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-3-14.
10. Расписание погоды // Архив данных о погоде по городам мира. 2019. URL: <http://tr5.kz> (дата обращения: 19.02.2020).

**Цой Александр Петрович**, кандидат технических наук, профессор кафедры «Механизация и автоматизация производственных процессов» Алматинского технологического университета (АТУ), г. Алматы, Республика Казахстан.  
SPIN-код: 5233-6512; AuthorID (РИНЦ): 1073647

AuthorID (SCOPUS): 57195570143

**БАРАНЕНКО Александр Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), советник при ректорате Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5621-0524

AuthorID (РИНЦ): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

**ГРАНОВСКИЙ Александр Сергеевич**, магистр технических наук, младший научный сотрудник АТУ, г. Алматы, Республика Казахстан.

SPIN-код: 3361-3000

AuthorID (РИНЦ): 792063

AuthorID (SCOPUS): 57195570324

**ЦОЙ Диана Александровна**, аспирант факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

AuthorID (SCOPUS): 57195566340

**КОРЕЦКИЙ Дмитрий Анатольевич**, студент бакалавриата факультета инжиниринга и информационных технологий, лаборант АТУ, г. Алматы, Республика Казахстан.

SPIN-код: 5469-2080

AuthorID (РИНЦ): 1073659

**ДЖАМАШЕВА Рита Адилловна**, докторант PhD факультета инжиниринга и информационных технологий, лектор АТУ, г. Алматы, Республика Казахстан.

SPIN-код: 9882-2419

AuthorID (РИНЦ): 1073937

Адрес для переписки: teniz@bk.ru

#### Для цитирования

Цой А. П., Бараненко А. В., Грановский А. С., Цой Д. А., Корецкий Д. А., Джамашева Р. А. Компьютерное моделирование годового цикла работы комбинированной системы хладообеспечения с использованием ночного радиационного охлаждения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 28–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-28-37.

Статья поступила в редакцию 23.03.2020 г.

© А. П. Цой, А. В. Бараненко, А. С. Грановский, Д. А. Цой, Д. А. Корецкий, Р. А. Джамашева

# COMPUTER SIMULATION OF ANNUAL WORK CYCLE OF COMBINED REFRIGERATION SYSTEM USING NIGHT RADIATIVE COOLING

A. P. Tsoy<sup>1</sup>, A. V. Baranenko<sup>2</sup>, A. S. Granovskiy<sup>1</sup>,  
D. A. Tsoy<sup>2</sup>, D. A. Koretskiy<sup>1</sup>, R. A. Jamasheva<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Almaty Technological University,  
Kazakhstan, Almaty, Tole Bi Str., 100, 050012

<sup>2</sup>ITMO University,  
Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

**Evaluation of energy efficiency of a combined cooling system that uses night radiative cooling together with refrigerating machine with accumulation of cold without a phase transition and the supply of liquid coolant (propylene glycol) to the air cooler is performed based on the results of computer simulation. In the cooling system located in Kostanay (Kazakhstan), there are radiators (12 m<sup>2</sup>) that cool the coolant at night, as well as a conventional vapor compression refrigerating machine with a reciprocating compressor. The cooling system is used to maintain air temperature at the level of 0±1 °C in a small refrigeration chamber (36 m<sup>3</sup>) with a low value of heat emission from stored products and the absence of other operational heat influx. It is found that 78,8 days a year the cooling system can maintain the required temperature due to the operation of radiators without turning on the refrigerating machine. This saves 242 kWh of electricity. Thus, the combined refrigeration system provides 7,6 % reduced energy consumption, and also reduces physical deterioration of the refrigerating machine compressor for the annual cycle, which should reduce the financial costs for operating the refrigeration warehouse.**

**Keywords:** Radiative cooling, refrigeration, free cooling, cold storage.

## Acknowledgments

This work is prepared under the project 0118PK00535, implemented on the basis of grant AP05130918 / ГФ, allocated under the program of the Ministry of Education and Science of the Republic of Kazakhstan for scientific and (or) scientific and technical projects for 2018–2020.

## References

1. Dzhenblat S. S., Volkova O. V. Osnovy i perspektivy primeneniya passivnogo radiatsionnogo okhlazhdeniya [Fundamentals and perspectives of the use of passive radiation cooling] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2019. No. 9. P. 36–43. (In Russ.).
2. Liu J., Zhou Z., Zhang J. [et al.]. Advances and challenges in commercializing radiative cooling // *Materials Today Physics*. 2019. Vol. 11. 100161. DOI: 10.1016/j.mtphys.2019.100161. (In Engl.).
3. Zhao D., Aili A., Zhai Y. [et al.]. Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications // *Applied Physics Reviews*. 2019. Vol. 6 (2). 021306. DOI: 10.1063/1.5087281. (In Engl.).
4. Ahmad M. I., Jarimi H., Riffat S. *Nocturnal Cooling Technology for Building Applications*. Springer, Singapore, 2019. 77 p. (In Engl.).
5. Zhang K., Zhao D., Yin X. [et al.]. Energy saving and economic analysis of a new hybrid radiative cooling system for single-family houses in the USA // *Applied Energy*. 2018. Vol. 224. P. 371–381. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.04.115. (In Engl.).
6. Zhao D., Ailil A., Zhai Y. [et al.]. Yang, Subambient cooling of water: toward realworld applications of daytime radiative cooling // *Joule*. 2019. Vol. 3. P. 111–123. DOI: 10.1016/j.joule.2018.10.006. (In Engl.).
7. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Baranenko A. V. [et al.]. Effectiveness of a night radiative cooling system in different geographical latitudes // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1876. 020060. DOI: 10.1063/1.4998880. (In Engl.).
8. Zhu K., Li X., Campana P. E. [et al.]. Techno-economic feasibility of integrating energy storage systems in refrigerated warehouses // *Applied Energy*. 2018. Vol. 216. P. 348–357. (In Engl.).
9. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A. [et al.]. Modelirovaniye raboty ustanovki s radiatsionnym okhlazhdeniyem dlya konditsionirovaniya vozdukh [Simulation of radiation cooling system for air conditioning] // *Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2019. No. 3. P. 3–14. DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-3-14. (In Russ.).
10. Raspisaniye pogody [Weather schedule] // *Arkhiv dannykh o pogode po gorodam mira*. 2019 [Archive of Weather Data for Cities in the World. 2019]. URL: <http://rp5.kz> (accessed: 19.02.2020). (In Russ.).

**TSOY Alexandr Petrovich**, Candidate of Technical Sciences, Professor of Mechanization and Automation of Manufacturing Processes Department, Almaty Technological University (ATU), Almaty, Kazakhstan. SPIN-code: 5233-6512  
AuthorID (RSCI): 1073647  
AuthorID (SCOPUS): 57195570143  
**BARANENKO Aleksandr Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Advisor to Rector's Office, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5621-0524  
AuthorID (RSCI): 173759  
ORCID: 0000-0003-3675-9513  
AuthorID (SCOPUS):6602940582  
**GRANOVSKIY Alexandr Sergeevich**, Master of Technical Sciences, Junior Researcher, ATU, Almaty, Kazakhstan.  
SPIN-code: 3361-3000  
AuthorID (RSCI): 792063  
AuthorID (SCOPUS): 57195570324  
**TSOY Diana Alexandrovna**, Graduate Student of Cryogenic Engineering Department, ITMO University, Saint Petersburg.  
AuthorID (SCOPUS): 57195566340  
**KORETSKIY Dmitriy Anatolyevich**, Undergraduate student of Faculty of Engineering and Information Technology, Laboratory Assistant, ATU, Almaty, Kazakhstan.  
SPIN-code: 5469-2080  
AuthorID (RSCI): 1073659

**JAMASHEVA Rita Adilovna**, PhD Candidate of Faculty of Engineering and Information Technology, Lecturer, ATU, Almaty, Kazakhstan.  
SPIN-code: 9882-2419  
AuthorID (RSCI): 1073937

Address for correspondence: teniz@bk.ru

#### For citations

Tsoy A. P., Baranenko A. V., Granovskiy A. S., Tsoy D. A., Koretskiy D. A., Jamasheva R. A. Computer simulation of annual work cycle of combined refrigeration system using night radiative cooling // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 28–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-28-37.

Received March 23, 2020.

© A. P. Tsoy, A. V. Baranenko, A. S. Granovskiy,  
D. A. Tsoy, D. A. Koretskiy, R. A. Jamasheva