

УДК 536.33

## Аналитическое исследование производительности коллектора комбинированного типа для солнечного нагрева и ночного радиационного охлаждения

С. КАМАРА, д-р техн. наук А. Б. СУЛИН<sup>2</sup>, канд. техн. наук В. И. ЛЫСЁВ<sup>3</sup><sup>1</sup>camarasoumailas@gmail.com, <sup>2</sup>miconta@rambler.ru, <sup>3</sup>lysev\_vladimir@mail.ru,

Университет ИТМО

Системы охлаждения на солнечной энергии являются энергосберегающими технологиями и направлены на борьбу с изменением климата. Эти системы являются наиболее перспективными для теплового комфорта и хранения сельскохозяйственной и фармацевтической продукции в регионах с жарким климатом. Разработанная математическая модель описывает процессы радиационного и конвективного теплопереноса в коллекторе комбинированного типа с селективным покрытием, обеспечивающим как поглощение теплоты солнечной радиации днем, так и излучение теплоты в космическое пространство ночью. Исследование режимов работы коллектора комбинированного типа выполнено для погодных условий города Бамако столицы республики Мали с полупустынным климатом и большим потенциалом солнечной радиации в течение года. По результатам моделирования установлены закономерности изменения температуры в баках-аккумуляторах для нагретой и охлажденной воды объемом 100 л в дневном и ночном режимах работы при различных расходах потоков теплоносителя. Например, показано, что в дневном режиме работы тепловая эффективность коллектора площадью 1,8 м<sup>2</sup> составляет 73 % при расходе воды 0,02 кг/с, при этом температура воды в баке достигает 82 °С через 6 ч после восхода солнца. В ночном режиме работы при расходе воды 0,004 кг/с снижение температуры в баке за ночь составляет 6 °С при расчетной плотности теплового потока от коллектора 34 Вт/м<sup>2</sup>. Результаты расчетов по разработанной математической модели являются исходными данными для анализа возможности применения коллектора комбинированного типа в составе гелиоиспользующей абсорбционной холодильной машины.

**Ключевые слова:** солнечная система охлаждения, солнечный коллектор, радиационное охлаждение, тепловая эффективность коллектора.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 08.10.2021, принята к печати 08.02.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-26-36

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Камера С., Сулин А. Б., Лысёв В. И. Аналитическое исследование производительности коллектора комбинированного типа для солнечного нагрева и ночного радиационного охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2022. № 1. С. 26–36. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-26-36

## Analyzing the performance of a combined type collector for solar heating and night radiation cooling

S. CAMARA<sup>1</sup>, D. Sc. A. B. SULIN<sup>2</sup>, Ph. D. V. I. LYSEV<sup>3</sup><sup>1</sup>camarasoumailas@gmail.com, <sup>2</sup>miconta@rambler.ru, <sup>3</sup>lysev\_vladimir@mail.ru,

ITMO University

Solar cooling systems are the energy-saving technologies and are aimed at combating climate change. These systems are the most promising for thermal comfort and storage of agricultural and pharmaceutical products in regions with hot climate. A mathematical model developed describes processes of radiative and convective heat transfer in the collector of combined type with selective coating, providing both absorption of solar radiation heat by day and radiation of heat into outer space at night. The study of operation modes for the collector of the combined type was performed for the weather conditions of the Bamako city, the capital of the Republic of Mali, with a semi-desert climate and a large potential of solar radiation during the year. According to the results of modeling, the dependencies of temperature changes in the storage tanks of 100 liters' volume for heated and chilled water in the daytime and nighttime operating modes at different flow rates of the coolant were established. For example, it is shown that in a daytime operating mode the thermal efficiency of a 1.8 m<sup>2</sup> collector is 73 % at a water flow rate of 0.02 kg/s and water temperature in the tank reaches 82 °C in six hours after sunrise. In night mode of operation at a water flow of 0.004 kg/s, the temperature drop overnight in the tank is 6 °C for the estimated heat flux from the collector of 34 W/m<sup>2</sup>. Results of calculations according to the developed mathematical model are initial data for analyzing the possibility of using combined type collector as a part of helium-absorption refrigeration machine.

**Keywords:** solar cooling system, solar collector, radiation cooling, thermal efficiency of collector.

**Article info:**

Received 08/10/2021, accepted 08/02/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-26-36

Article in Russian

**For citation:**Camara S., Sulin A. B., Lysev V. I. Analyzing the performance of a combined type collector for solar heating and night radiation cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 1. p. 26–36. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-26-36**Введение**

В настоящее время рост промышленной активности и интенсивный спрос на комфорт в зданиях приводят к увеличению потребления электроэнергии. Обычные системы охлаждения используют энергию из ископаемых источников, которые оказывают негативное влияние на климат. Согласно IEA (International Energy Agency) потребление энергии для охлаждения увеличится в три раза в течение следующих 30 лет до 3350 ГВт к 2050 г. [1].

Развитие энергоэффективных зданий в значительной степени сократило зависимость от ископаемого топлива при отоплении помещений [2], но спрос на энергию для охлаждения и кондиционирования воздуха продолжает расти из-за увеличения тепловых нагрузок, изменений в архитектуре зданий и, прежде всего, из-за роста спроса на внутренний комфорт [3]. Следует отметить, что сектор холодильной индустрии заметно изменился после Киотского протокола, предлагающего использовать солнечную энергию в системах отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и охлаждения. С учетом того, что спрос на охлаждение увеличивается с ростом интенсивности солнечного излучения, гелиоиспользующие системы охлаждения следует рассматривать как логичное решение [3, 4].

Между 70-ми и 80-ми годами XX века, прогресс в эксплуатации солнечных тепловых панелей для приготовления бытовой горячей воды показал техническую надежность солнечного источника тепла. Этот факт проложил путь к более сложным системам, использующим солнечную энергию одновременно для отопления помещений и для горячего водоснабжения [5]. По оценкам, к концу 2018 г. во всем мире было установлено 1800 солнечных систем охлаждения. Большинство из них (около 70%) расположены в Европе, в основном, в Испании, Германии, Италии и Греции. Большинство установленных систем солнечного охлаждения оснащены высокопроизводительными плоскими пластинчатыми или трубчатыми коллекторами на вакуумных трубках [1].

Радиационный теплообмен является одним из наиболее часто используемых естественных методов передачи энергии [6]. За пределами земной атмосферы космический вакуум имеет чрезвычайно низкую температуру, близкую к абсолютному нулю [7, 8, 9]. Образование инея при излучении инфракрасного излучения от Земли в ночное небо является распространенным примером отвода теплоты в небо при радиационном охлаждении. Эффективная температура верхних слоев атмосферы может достигать минус 40 °С. Сложная природа атмосферы приводит к тому, что Земля ведет себя не как простое черное тело, а имеет несколько «окон» с низким поглощением, прозрачных для инфракрасного излучения

[8, 10]. Наиболее важное «окно» для радиационного охлаждения находится в диапазоне длин волн между 8 и 14 мкм [10]–[14]. Именно через это окно происходит большая часть передачи энергии, связанной с радиационным охлаждением [9].

Пассивное радиационное охлаждение — это метод охлаждения, основанный на способности некоторых структур рассеивать теплоту своей внешней поверхностью при снижении собственной температуры. Возможность изменения радиационных свойств объекта представляет большой практический интерес и имеет важное значение для различных областей техники и прикладной физики [11]. В этой области проведено множество исследований, где показано, что дневное и ночное пассивное радиационное охлаждение позволяет достигать температуры ниже окружающего воздуха. Такие пассивные радиаторы имеют высокое отражение в диапазоне солнечного излучения (0,3–4 мкм) при интенсивном излучении в прозрачном «атмосферном окне» [6]. Кроме того, известны исследования селективных материалов для дневного и ночного использования в комбинированных (гибридных) коллекторах. Эти селективные материалы обладают способностью производить нагрев теплоносителя в течение дня в диапазоне длин волн 0,3–4 мкм и обеспечивать ночное пассивное охлаждение в диапазоне длин волн 8–13 мкм [15]–[21]. Применение солнечных коллекторов для нагрева воды, которая подается в генератор абсорбционной системы охлаждения, описано, например, в [2, 3, 22–25].

Целью данного исследования является разработка математических моделей процессов теплообмена в коллекторе в дневном и ночном режиме работы и расчет суточного цикла работы коллектора

Задачи исследования связаны с обеспечением работы абсорбционной холодильной машины, которая использует горячий потенциал солнца и холодный потенциал космоса. Предметом исследования являются коллекторы комбинированного типа, которые в дневное время аккумулируют теплоту, а в ночное время — холод.

Исследование проведено для погодных условий города Бамако (столица республики Мали, северная широта 12.65°, восточная долгота 8°, высота над уровнем моря 337 м) с полупустынным климатом и большим потенциалом солнечной радиации в течение года.

**Описание солнечного коллектора комбинированного типа**

Рассматривается солнечный коллектор комбинированного типа (СККТ) для дневного солнечного нагрева и ночного радиационного охлаждения при использовании в составе абсорбционной холодильной машины. Поскольку плоские солнечные коллекторы дневного действия

и пассивные излучатели ночного действия имеют большую площадь поверхности, рационально рассмотреть возможность их работы в комбинированном режиме. Днем такой радиатор вырабатывает тепловую энергию от излучения солнца, а ночью охлаждает теплоноситель за счет излучения в космос. Резервуары для хранения горячей и холодной жидкости обеспечивают работу абсорбционной холодильной машины. Схема такой системы охлаждения показана на рис. 1, схема коллектора приведена на рис. 2.

Согласно приведенной схеме, в дневное время, нагретая в коллекторе вода подается в бак горячей воды, а затем в генератор абсорбционной холодильной машины. В ночное время охлажденная в коллекторе вода аккумулируется в баке холодной воды, а затем в дневное время используется для охлаждения абсорбера и конденсатора абсорбционной холодильной машины. Теплоноситель, охлажденный в испарителе абсорбционной холодильной машины, подается в систему кондиционирования воздуха помещения. Приведенное схемное решение не исключает применения других систем для охлаждения абсорбера и конденсатора, например, градирни.

Коллектор комбинированного типа состоит из ветрового экрана, прозрачного остекления, селективного

поглощающего и излучающего материала и теплоизоляции. Общая длина радиатора составляет 1800 мм, а ширина 1108 мм. Пластина коллектора имеет площадь  $1700 \times 1008$  мм и толщину около 0,4 мм. Количество медных трубок, приваренных к задней части коллектора равно 12. Размер трубок: диаметр 6,35 мм, толщина стенки 1 мм, длина 1700 мм. По рекомендации, даваемой в работе [15], для повышения эффективности работы излучателя в ночное время необходимы трубки малого диаметра. В качестве ветрового экрана реверсивного коллектора используется пленка из полиэтилена низкой плотности толщиной 10 мкм. Пленка из полиэтилена низкой плотности, широко используемая в устройствах радиационного охлаждения, показывает высокую прозрачность в подавляющем большинстве спектральных областей, позволяя проникать как солнечному излучению, так и инфракрасному тепловому излучению [16]–[18]. В качестве остекления реверсивного коллектора использовано ультра-белое стекло толщиной 4 мм. В этом исследовании используются характеристики селективного материала, описанного в работах [16] и [19]. Пластина состоит из алюминиевой подложки толщиной 400 мкм и солнечного поглощающего покрытия на основе титана толщиной 200 нм. Эта композитная собирающая

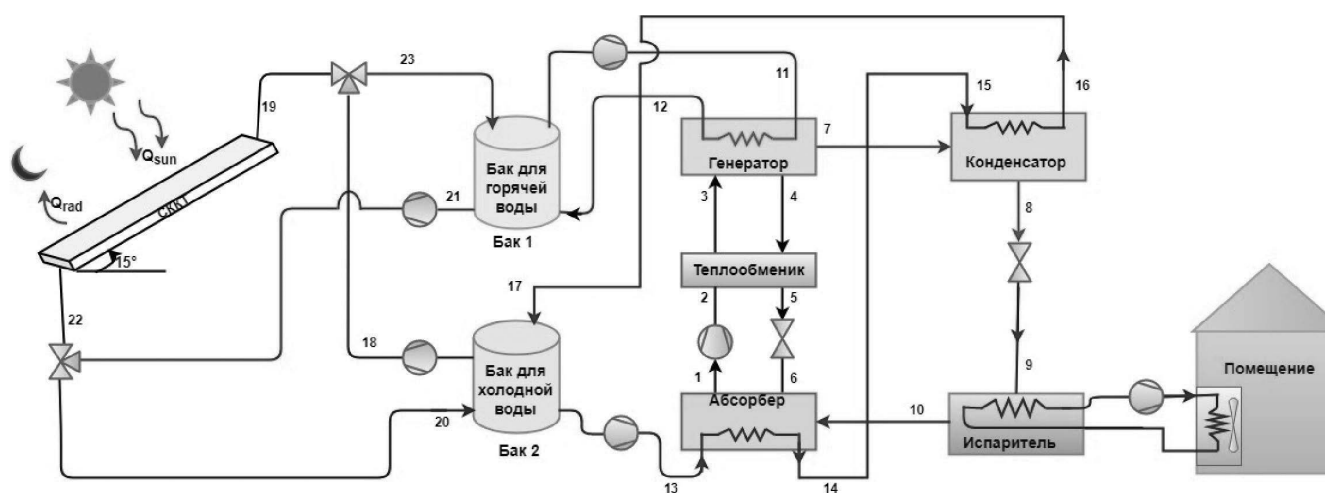


Рис. 1. Схема абсорбционной системы охлаждения с комбинированным солнечным коллектором

Fig. 1. Schematic diagram of an absorption cooling system with a combined solar collector

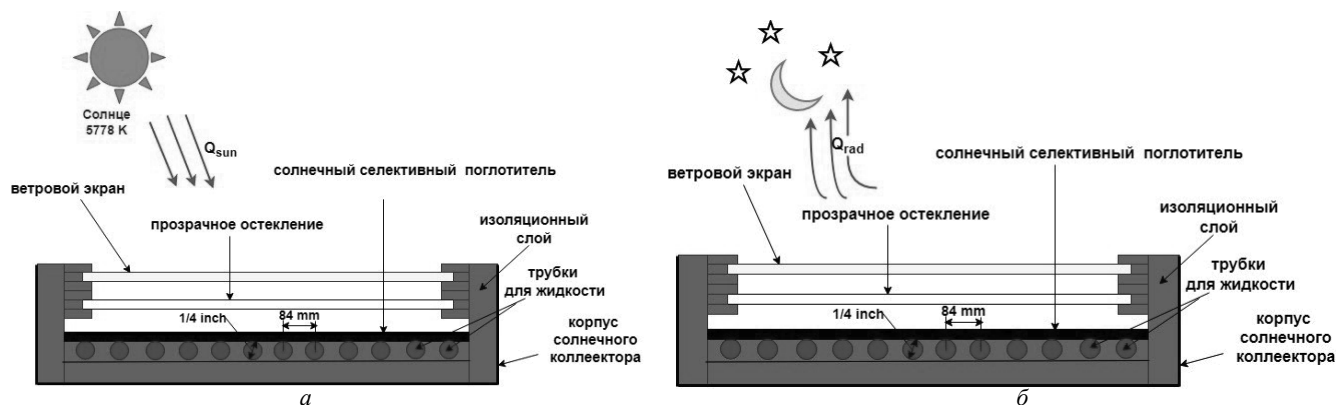


Рис. 2. Схема солнечного коллектора комбинированного типа: а — дневной режим; б — ночной режим

Fig. 2. Schematic diagram of the solar collector: a — day mode; b — night mode



Рис. 3. Схема коллекторной пластины TPET [19]

Fig. 3. TPET collector plate diagram [19]

пластина называется собирающей пластиной TPET и показана на рис. 3 [19]. Композитная поверхность TPET представляет собой комбинацию солнечного селективного поглотителя на основе титана с полиэтилентерефталатом (polyethylene terephthalate — PET).

Коллекторная пластина TPET обладает четкой спектральной селективностью в полосе длин волн солнечного нагрева и радиационного охлаждения. В частности, пластина имеет высокую поглощающую способность (приблизительно 0,92) в полосе солнечного излучения, высокую излучающую способность (приблизительно 0,8) в спектре атмосферного окна и относительно низкую поглощающую и излучающую способность (приблизительно 0,55) в других диапазонах длин волн [16, 17, 19].

Воздушный зазор между ветровым экраном и прозрачным стеклопакетом, а также между прозрачным стеклопакетом и солнечным селективным поглотителем составляет 40 мм. Теплоизоляционный слой изготовлен из пенополиуретана толщиной 50 мм с коэффициентом теплопроводности 0,027 Вт/(м·К).

### Математическая модель

При построении математической модели приняты следующие допущения [17, 20, 21].

1. Погодные условия (солнечное излучение, температура и относительная влажность воздуха, скорость ветра) постоянны на каждом временном шаге расчета.
2. Физические параметры компонентов коллектора постоянны, а воздух рассматривается как идеальный газ.
3. Температура собирающей поверхности, как и температура прозрачного остекления и ветрового экрана одинакова по длине и ширине.
4. Коллекторная пластина, прозрачная крышка остекления и ветровой экран рассматриваются как диффузные излучатели, поэтому их спектральная поглощающая и излучающая способности не являются угловыми параметрами.

5. Тепловой инерцией в коллекторе пренебрегается.

В модели использованы закономерности тепловых процессов на поверхности коллектора и в потоке теплоносителя, а именно:

- тепловой баланс ветрового экрана;
- тепловой баланс прозрачного остекления;
- тепловой баланс собирающей пластины;

— температурное поле жидкости внутри труб.

Уравнение теплового баланса ветрового экрана выражается следующим образом

$$h_{wa}(T_a - T_w) + h_{ws}(T_{sky} - T_w) + h_{wg-conv}(T_g - T_w) - Q_{wg-rad} + \alpha_w G = 0 \quad (1)$$

где:  $h_{wa}$  — коэффициент конвективной теплоотдачи между ветровым экраном и окружающим воздухом, Вт/(м²·К);  $h_{ws}$  — коэффициент радиационной теплоотдачи между ветровым экраном и небом, Вт/(м²·К);  $h_{wg-conv}$  — коэффициент конвективной теплоотдачи между ветровым экраном и остеклением, Вт/(м²·К);  $T_a$ ,  $T_w$ ,  $T_{sky}$ ,  $T_g$  — температуры окружающего воздуха, ветрового экрана, неба и остекления, К, соответственно;  $Q_{wg-rad}$  — тепловой поток между ветровым экраном и остеклением, Вт/м²;  $\alpha_w$  — полная полусферическая поглощающая способность ветрового экрана в полосе солнечного излучения;  $G$  — плотность солнечного излучения, Вт/м².

Температура неба вычисляется следующим образом [26, 27]

$$T_{sky} = 0,0552(T_a)^{3/2}, \quad (2)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи коллектора от ветрового экрана к окружающей среде для скорости ветра, не превышающей 7 м/с, вычисляется следующим образом [28, 29]

$$h_{wa} = 2,8 + 3v_a \quad (3)$$

где  $v_a$  — скорость ветра, м/с.

Коэффициент радиационной теплоотдачи между ветровым экраном и небом выражается следующим образом [19, 30, 31]

$$h_{ws} = \epsilon_w \sigma (T_{sky}^2 + T_w^2)(T_{sky} + T_w), \quad (4)$$

где  $\epsilon_w$  — полная полусферическая излучательная способность ветрового стекла;  $\sigma$  — постоянная Стефана Больцмана.

Приближенная формула коэффициента радиационного обмена между ветровым стеклом и небом также встречается в литературе [14], [32]

$$h_{ws} = 4\epsilon_p \tau_w \sigma T_a^2,$$

где  $\tau_w$  — инфракрасный коэффициент пропускания ветрового стекла (если ветрового стекла нет, то:  $\tau_w = 1$ ),  $\epsilon_p$  — инфракрасная излучательная способность собирающей пластины,  $T_a$  — абсолютная температура окружающей среды, К.

Коэффициент конвективной теплоотдачи между ветровым стеклом и стеклопакетом выражается следующим образом [16]

$$h_{wg-conv} = \frac{Nu \cdot k_a}{d_{wg}}, \quad (5)$$

где  $Nu$  — число Нуссельта;  $k_a$  — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);  $d_{wg}$  — высота воздушного зазора между ветровым экраном и прозрачным остеклением, м.

Для коллекторов с углами наклона от 0° до 75°, если  $T_g > T_w$ , число Нуссельта определяется как [16, 17, 18, 33]

$$\text{Nu} = 1 + 1,44 \left( 1 - \frac{1708(\sin(1,8^\circ))^1,6}{\text{Ra} \cdot \cos\beta} \right) \times \left[ 1 - \frac{1708}{\text{Ra} \cdot \cos\beta} \right] + \left[ \left( \frac{\text{Ra} \cdot \cos\beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+, \quad (6)$$

где знак + указывает на то, что отрицательные значения для отмеченных членов заменяются нулем,  $\beta$  обозначает угол наклона аппарата в радианах,  $\text{Ra}$  — число Рэлея.

Если  $T_g < T_w$ , то

$$\text{Nu} = 1 + \left( 0,364 \frac{L}{d} \text{Ra}^{1/4} - 1 \right) \sin\beta, \quad (7)$$

где  $L$  — длина пластины, м;  $d$  — вертикальное расстояние между двумя параллельными пластинами, м.

Уравнение теплового баланса прозрачного остекленного покрытия записывается следующим образом

$$h_{\text{wg-conv}}(T_w - T_g) + h_{gp}(T_p - T_g) + \alpha_g G - Q_{\text{rad-net}} = 0 \quad (8)$$

где  $h_{gp}$  — общий коэффициент теплопередачи между прозрачным стеклопакетом и солнечным селективным поглотителем, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_p$  — температура солнечного селективного поглотителя, К;  $\alpha_g$  — полная полусферическая поглощающая способность стеклопакета в полосе солнечного излучения;  $Q_{\text{rad-net}}$  — чистая внешняя излучающая мощность стеклопакета, Вт/м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплопередачи между стеклопакетом и солнечным селективным поглотителем определяется согласно [16, 20]. Он состоит из двух составляющих: излучения и конвекции.

$$h_{gp} = h_{gp\text{-rad}} + h_{gp\text{-conv}} \quad (9)$$

Коэффициент радиационной теплопередачи

$$h_{gp\text{-rad}} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_p^2)(T_g + T_p)}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1}. \quad (10)$$

Коэффициент конвективной теплопередачи

$$h_{gp\text{-conv}} = \frac{\text{Nu} \cdot k_a}{d_{gp}}, \quad (11)$$

где  $\varepsilon_g$  и  $\varepsilon_p$  — полная полусферическая излучающая способность прозрачного остекления и селективного поглотителя, соответственно.

Чистая внешняя радиационная мощность излучения остекления записывается следующим образом

$$Q_{\text{rad-net}} = Q_{\text{rad-g}} - Q_{\text{rad-sg}}, \quad (12)$$

где  $Q_{\text{rad-g}}$  — внешняя излучательная мощность прозрачного остекления, Вт/м<sup>2</sup>;  $Q_{\text{rad-sg}}$  является излучением от неба на прозрачное остекление крышки.

$$Q_{\text{rad-g}} = \int_0^\infty \left[ \frac{E_{b,\lambda}(\lambda, T_g)(1 - \rho_{w,\lambda}) - \varepsilon_{w,\lambda} E_{b,\lambda}(\lambda, T_w)}{\frac{1}{\varepsilon_{g,\lambda}} - \left( \frac{1 - \varepsilon_{g,\lambda}}{\varepsilon_{g,\lambda}} \right) \rho_{w,\lambda}} \right] d\lambda, \quad (13)$$

где  $E_{b,\lambda}$  — спектральная мощность излучения черного тела, Вт/(м<sup>2</sup>·мкм);  $\rho_{w,\lambda}$ ,  $\varepsilon_{w,\lambda}$  — спектральная отражательная способность и излучательная способность ветрового

стекла, соответственно;  $\varepsilon_{g,\lambda}$  — спектральная излучающая способность остекления.

$$Q_{\text{rad-sg}} = \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \varepsilon_{s,\lambda}(\lambda, \theta) \times \times E_{b,\lambda}(\lambda, T_a) \alpha_{g,\lambda}(\lambda, \theta) \tau_{w,\lambda}(\lambda, \theta) \sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta d\lambda, \quad (14)$$

где  $\varepsilon_{s,\lambda}(\lambda, \theta)$  — спектральная излучающая способность неба;  $\alpha_{g,\lambda}(\lambda, \theta)$  — спектральная поглощающая способность остекления;  $\tau_{w,\lambda}(\lambda, \theta)$  — спектральная пропускающая способность ветрового экрана;  $\theta$  — угол излучения, рад.

$$E_{b,\lambda}(\lambda, T) = \frac{2h \cdot c^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp\left(\frac{h \cdot c}{\lambda \sigma T}\right) - 1}, \quad (15)$$

где  $E_{b,\lambda}(\lambda, T)$  — спектральное излучение черного тела, определяемое законом Планка при любой температуре  $T$ , где  $h$  — постоянная Планка,  $\sigma$  — постоянная Больцмана,  $c$  — скорость света в вакууме,  $\lambda$  — длина волны.

Уравнение теплового баланса селективного покрытия

$$U_p(T_a - T_p) + h_{gp}(T_g - T_p) + (\tau\alpha)_p G = 0, \quad (16)$$

где коэффициент теплопередачи между солнечным селективным поглотителем и окружающей средой рассчитывается следующим образом

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_p} + \frac{d_b}{k_b}}. \quad (17)$$

Здесь  $h_p$  — коэффициент конвективной теплопередачи между слоем теплоизоляции и окружающим воздухом;  $h_p = h_{wa}$ ;  $d_b$  — толщина слоя теплоизоляции, м;  $k_b$  — теплопроводность слоя теплоизоляции, Вт/(м·К).

Эффективное произведение пропускания — поглощения солнечного селективного поглотителя вычисляется следующим образом [34]:

$$(\tau\alpha)_p = \frac{\tau_w \alpha_{gp}}{1 - (1 - \alpha_{gp}) \rho_{gp}}, \quad (18)$$

где  $\alpha_{gp}$  и  $\rho_{gp}$  вычисляются следующим образом:

$$\alpha_{gp} = \frac{\tau_g \alpha_p}{1 - \rho_g \rho_{ab}}; \quad (19)$$

$$\rho_{gp} = \rho_g + \frac{\rho_g \tau_g^2}{1 - \rho_g \rho_p}. \quad (20)$$

Здесь  $\tau_w$  и  $\tau_g$  — полное полусферическое пропускание ветрового экрана и прозрачного остекления, соответственно;  $\rho_w$ ,  $\rho_g$ ,  $\rho_p$  — полное полусферическое отражение ветрового экрана, остекления и солнечного селективного поглотителя, соответственно;  $\alpha_p$  — общее полусферическое поглощение солнечного селективного поглотителя.

### Методика расчета теплового режима коллектора

Целью расчета является изучение влияния геометрической конфигурации коллектора на его производительность.

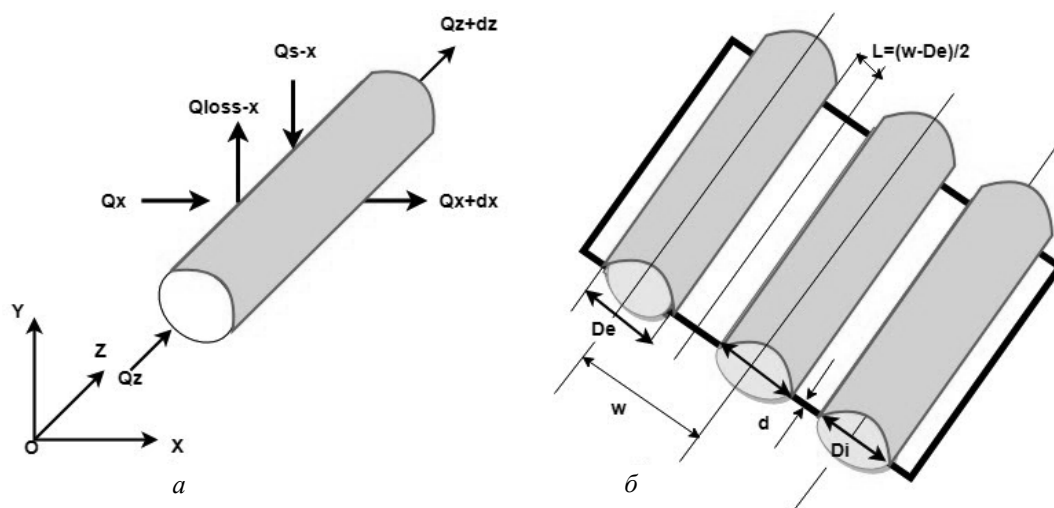


Рис. 4. Тепловой баланс элементарного участка пластины:  
 а — тепловой баланс трубки; б — геометрические характеристики пластины  
 Fig. 4. Thermal balance of the elementary part of the plate:  
 а — the thermal balance of the tube; б — the geometric characteristics of the plate

Примем некоторые допущения в соответствии с рекомендациями работы [35]:

— температура на элементарном участке пластины  $T_p$  постоянна в направлениях  $Oz$  и  $Oy$ , она зависит только от направления  $Ox$  (рис. 4).

— труба в каждом поперечном сечении имеет одинаковую температуру  $T_{tb}$ .

— расчет температуры, в зависимости от направления потока и между трубами, может выполняться независимо.

Тепловой баланс вычисляется по формуле:

$$Q_x + Q_z + Q_s = Q_{x+dx} + Q_{z+dz} + Q_{loss}, \quad (21)$$

где  $Q_x$  — поток теплоты в элементарный объем в направлении  $x$ ;  $Q_z$  — поток теплоты в направлении  $z$ ;  $Q_{x+dx}$  — поток теплоты из элементарного объема в направлении  $x$ ;  $Q_{z+dz}$  — поток теплоты в направлении  $z$ ;  $Q_{loss}$  — общие потери теплоты в коллекторе;  $Q_s$  — плотность потока солнечного излучения.

Рассматривая только направление  $x$ , поток теплоты описывается уравнением

$$Q_s = \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx + Q_{loss}. \quad (22)$$

Для направления  $x$  можно записать

$$Q_x = -k_x \delta \frac{\partial T_p}{\partial x} dx; \quad (23)$$

$$Q_{loss} = U_1 (T_p - T_a). \quad (24)$$

Таким образом, из уравнения (21) находим

$$Q_s = -k_x \delta \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + U_1 (T_p - T_a); \quad (25)$$

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} = \frac{U_1}{k_x \delta} \left( T_p - T_a - \frac{Q_s}{U_1} \right), \quad (26)$$

где  $k_x$ ,  $\delta$  — теплопроводность и толщина коллектора;  $U_1$  — общий коэффициент теплоотдачи;  $T_p$  и  $T_a$  — температура пластины и температура окружающей среды соответственно.

Подставляя  $m^2 = \frac{U_1}{k_x \delta}$ , и  $\bar{T}_p(x) = T_p - T_a - \frac{Q_s}{U_1}$ , по-

лучаем

$$\frac{\partial^2 \bar{T}_p(x)}{\partial x^2} - m^2 \bar{T}_p(x) = 0. \quad (27)$$

Решение этого дифференциального уравнения второго порядка приводит к следующим формулам.

Коэффициент полезного действия пластины  $F'$  и коэффициент эффективности ребра

$$F' = \frac{1 / U_1}{w \left( \frac{1}{U_1 (w - D_e) F + D_e} + \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{d}{k \pi D_i} \right)}; \quad (28)$$

$$F' = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} = \frac{\tanh\left(\frac{m(w - D_e)}{2}\right)}{\frac{m(w - D_e)}{2}}, \quad (29)$$

где  $w$  — расстояние между трубами,  $F'$  — коэффициент полезного действия пластины;  $D_e$  и  $D_i$  — внешний и внутренний диаметры;  $k$  и  $d$  — соответственно теплопроводность и толщина трубы;  $L$  — длина ребра пластины.

В научном сообществе встречается и другое выражение для  $F'$

$$F' = \frac{\alpha_w \alpha_p G_t - U_1 (T_f - T_a)}{\alpha_w \alpha_p G_t - U_1 (T_p - T_a)},$$

где  $U_1$  — общий коэффициент теплопотерь;  $T_f$ ,  $T_p$  — температура жидкости и поглощающей пластины, соответственно.

Для расчета температуры жидкости в трубах коллектора используем выражения

$$Q_z + Q_u = Q_z + \frac{\partial Q_z}{\partial z} dz; \quad (30)$$

$$Q_z = \frac{\dot{m}}{N} C_p T_f; \quad (31)$$

$$Q_u = NwF'(Q_s - U_1(T_f - T_a)). \quad (32)$$

Здесь  $Q_u$  — теплота, получаемая жидкостью, протекающей внутри трубки коллектора.

Тогда можно записать

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dt} - NwF' [Q_s - U_1(T_f - T_a)] = 0. \quad (33)$$

В расчете мы рассматриваем коллектор с количеством труб  $N$ . Жидкость поступает в трубку при температуре  $T_{fi}$  и выходит из нее при температуре  $T_{fo}$ . Каждая труба получает поток жидкости с массовым расходом и удельной теплоемкостью  $C_p$ .

Таким образом, температура выхода жидкости из коллектора определяется из следующего уравнения [15, 27, 35]:

$$T_{fo} = T_a + Q_s / U_1 + (T_{fi} - T_a - Q_s / U_1) \exp\left(\frac{-U_1 N w y F'}{\dot{m} C_p}\right). \quad (34)$$

### Режим работы коллектора в суточном цикле

Для дневной работы коллектора поток теплоты солнечного излучения вычисляется по формуле

$$Q_s = \alpha \tau G,$$

где  $\alpha \tau$  — произведение коэффициента поглощения и пропускания,  $G$  — плотность солнечного излучения, Вт/м<sup>2</sup>, оценивается в зависимости от погодных условий города Бамако. Приведенные ниже примеры расчетов режима работы коллектора выполнены для одного из дней мая, который является самым жарким месяцем в Бамако.

Во время ночной работы солнца нет, поэтому  $Q_s = 0$ . Следовательно при расчете ночного режима в уравнении (25),  $Q_s$  заменяется тепловым потоком излучения коллектора в космос  $Q_{rad}$ . Выражение для расчета данного теплового потока приведено в [26]

$$Q_{rad} = 4\epsilon_p \sigma T_a^3 (T_p - T_{sky}); \quad (35)$$

Температура воды в холодном баке задается следующим выражением:

$$T_{fo} = T_a - Q_{rad} / U_1 + (T_{fi} - T_a + Q_{rad} / U_1) \exp\left(\frac{-U_1 N w y F'}{\dot{m} C_p}\right). \quad (36)$$

Параметр  $U_1$  представляет собой коэффициент радиационно-конвективной теплоотдачи.

Соответственно рабочие параметры коллектора будут рассчитываться на основе данных о ночной погоде конкретного дня мая месяца в Бамако.

Дневной тепловой КПД коллектора определяется отношением тепловой мощности, подведенной к нагреваемой жидкости, к тепловой мощности:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{G A_c}, \quad (37)$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход циркулирующей воды, кг/с;  $C_p$  — удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К);  $T_{fi}$  и  $T_{fo}$  — температура воды на входе и выходе коллектора соответственно, К;  $A_c$  — площадь поверхности коллектора, м<sup>2</sup>;  $G$  — тепловой поток от солнечной радиации, Вт/м<sup>2</sup>.

Дальнейшие расчетные выражения основаны на модели, предложенной в работах [36, 37].

Коэффициент нагрева коллектора может быть выражен уравнением

$$Q_u = A_c F_R (S - U_1(T_{fi} - T_a)), \quad (38)$$

где  $S = G(\alpha \tau)_e$ . (39)

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c [S - U_1(T_{fi} - T_a)]}, \quad (40)$$

где  $F_R$  — коэффициент теплоотвода коллектора;  $(\alpha \tau)_e$  — эффективный коэффициент пропускания-поглощения;  $U_1$  — общий коэффициент потерь энергии коллектора.

Таким образом, тепловой КПД коллектора может быть выражен как функция приведенной температуры в виде [37, 38]

$$\eta_{th} = F_R (\alpha \tau)_e - F_R U_1 \frac{(T_{fi} - T_a)}{G}, \quad (41)$$

где  $F_R(\alpha \tau)_e$  и  $F_R U_1$  представляют собой тепловой КПД коллектора при нулевом изменении температуры и потери энергии коллектора, соответственно.

Плотность теплового потока от коллектора ночью может быть определена как отношение тепловой мощности, отводимой от воды к площади коллектора

$$P_{cool} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fi} - T_{fo})}{A_c}. \quad (42)$$

Различные параметры, описывающие коллектор, приведены в табл. 1 и 2.

### Результаты и обсуждение

На рис. 5 приведены результаты расчета температуры нагретой воды в баке объемом 100 литров при расходе воды 0,02 кг/с. Отметим, что температура воды в баке достигает 355 К (82 °С) к моменту времени около 13 ч дня.

Таблица 1

### Оптические характеристики покрытия

Table 1

### Optical characteristics of the coating

Длина волны, мкм	0,3–3	3–8	8–13	13–25
Коэффициент поглощения	0,92	0,55	0,55	0,55
Коэффициент излучения	0,55	0,55	0,80	0,55

Таблица 2

Основные расчетные параметры

Table 2

Basic calculation parameters

Параметры		Режим нагрева		Режим охлаждения		
Толщина изоляции, м		0,050		0,050		
Скорость ветра, м/с		2,7		2,85		
Температура окружающей среды, °С		35		31,56		
Температура входа воды, °С		28		28		
Расход потока, кг/с		0,02		0,004		
Средняя солнечная радиация, Вт/м²		746,24		0		
Количество труб=12	Размеры СККТ, мм	Длина	Ширина	Высота	Диаметр трубы	Межцентровое расстояние
		1700	1008	130	6,35	84

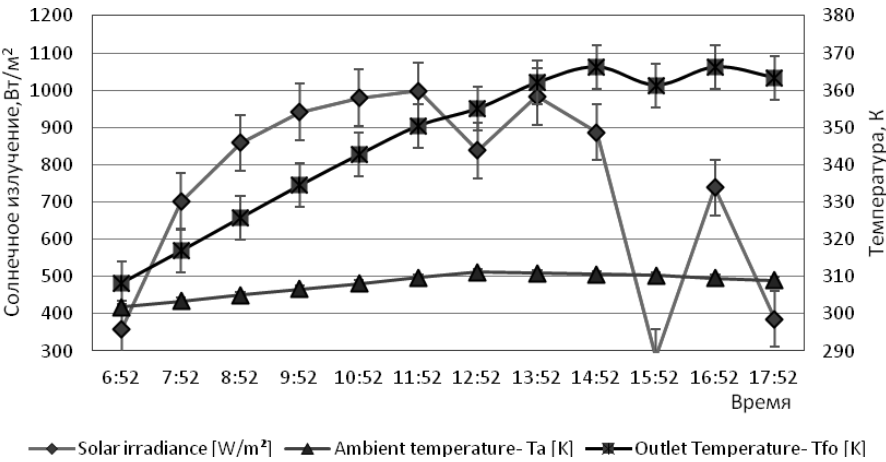


Рис. 5. Дневной режим работы коллектора  
Fig. 5. Daytime mode of the collector

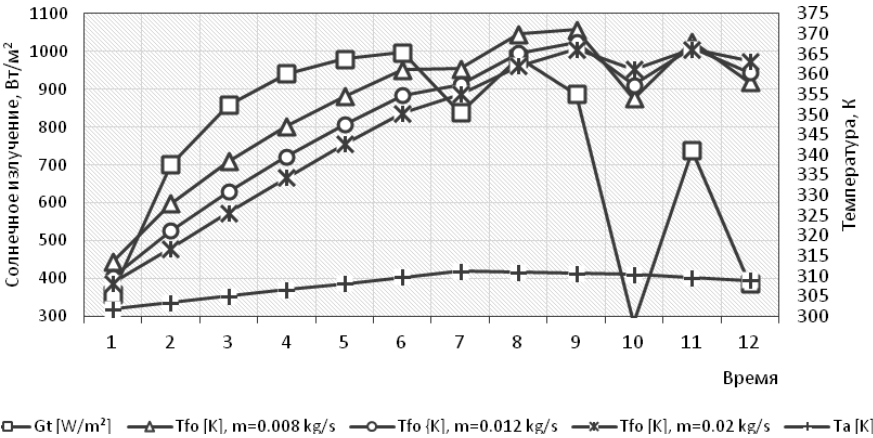


Рис. 6. Температура воды в баке при различных расходах воды  
Fig. 6. Water temperature in the tank at different water flow rates

Таким образом, начиная с шести часов времени после восхода солнца, температура воды, хранящейся в баке, позволяет включить генератор однокаскадной абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины. Для машины такого типа температура горячего источника обычно требуется выше 80 °С. После выхода на номинальный режим работы температура горячего источника может быть снижена до 70 °С.

На рис. 6 показано изменение температуры воды в баке при различных расходах воды в коллекторе. Для более экономичной работы СККТ для его применения в абсорбционной системе охлаждения мы выбираем расход 0,02 кг/с. При этом расходе температура в баке для хранения достигает 82 °С около 12:52 ч. Эта температура достаточна для запуска одноступенчатой абсорбционной холодильной машины.



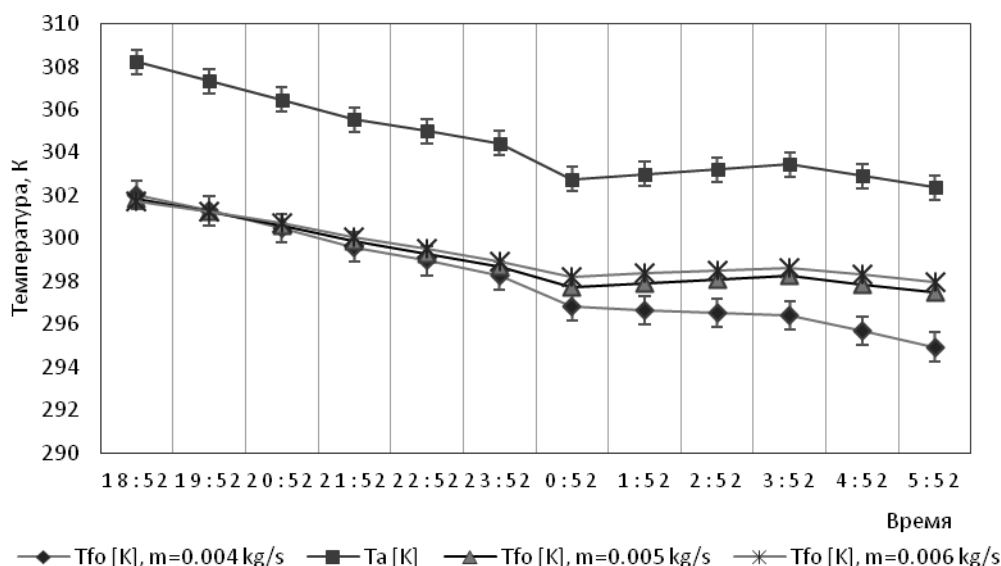


Рис. 7. Ночной режим работы коллектора

Fig. 7. Night mode of the collector

На рис. 7 приведено изменение температуры воды в баке объемом 100 литров при различных расходах воды.

Снижение начальной температуры воды в баке составляет 6 °С при расходе потока 0,004 кг/с. Вода из резервуара холодного хранения может быть использована в абсорбционной системе холодильной машины для охлаждения абсорбера и конденсатора как дополнительный источник наряду, например, с градирней.

В табл. 3 представлены основные результаты моделирования солнечного коллектора комбинированного типа для дневного нагрева и ночного радиационного охлаждения для использования в составе абсорбционной холодильной машины.

В табл. 4 приведены сравнительные характеристики солнечного коллектора дневного действия, радиатора ночного действия и рассматриваемого в данном исследовании солнечного коллектора комбинированного типа. Можно видеть, что при примерно одинаковой тепловой эффективности в дневное время СККТ обеспечивает возможность охлаждения теплоносителя в ночное время.

#### Результаты исследования солнечного коллектора комбинированного типа

Таблица 3

#### Results of the studying the solar collector of combined type

Table 3

Параметры	Режим нагрева	Режим охлаждения
Солнечное излучение, Вт/м <sup>2</sup>	764,24	0
Температура воды входа, °С	28	28
Расход воды, кг/с	0,02	0,004
Тепловая эффективность, %	73	—
Мощность охлаждения, Вт/м <sup>2</sup>	—	34

#### Сравнительная оценка основных параметров плоского солнечного коллектора, ночного радиатора и нашего солнечного коллектора комбинированного типа

Таблица 4

#### Comparative evaluation of the main parameters of a flat solar collector, a night radiator, and our combined type of solar collector

Table 4

Тип	Тепловая эффективность, %	Мощность охлаждения, Вт/м <sup>2</sup>
Плоский традиционный солнечный коллектор [11, 17]	67–79	—
Ночной радиатор [11]	—	20–100
Солнечный коллектор комбинированного типа	73	34

#### Заключение

Гелиоиспользующие системы охлаждения являются перспективными энергосберегающими и экологичными источниками искусственного холода, потребность в котором постоянно растет. Отдельный интерес представляют системы с применением коллекторов комбинированного типа для обеспечения круглосуточного режима нагрева и охлаждения теплоносителей. По результатам математического моделирования процессов радиационного и конвективного теплопереноса в коллекторе комбинированного типа площадью 1,8 м<sup>2</sup> с селективным покрытием установлено, например, что его тепловая эффективность в дневном режиме обеспечивает нагрев воды в баке-аккумуляторе объемом 100 л до 82 °С через шесть часов после восхода солнца для климатических условий мая месяца города Бамако. Данный температурный потенциал позволяет запустить режим работы генератора одноступенчатой бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины. В ночном режиме работы коллектора комбинированного типа обеспечивается снижение температуры в баке-аккумуляторе объемом 100 л на 6 °С, что может являться дополнительным источником для охлаждения конденсатора и абсорбера холодильной машины наряду, например, с градирней.

Развитие исследований в области применения кол-лекторов комбинированного типа планируется в направлении обоснования энергоэффективных режимов работы гелиоиспользующих систем охлаждения на базе, представленного на рынке, типоразмерного ряда абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин.

### Литература/References

1. Solar Cooling '40th Informatory Note on Refrigeration Technologies'. International Institute of Refrigeration, Paris, France. December, 2020. 75017.
2. Jabbour N. Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments-approche multifonction solaire: chauffage, ECS et rafraîchissement, Lyon, 2011.
3. Kim D. S., Infante Ferreira C. A., Solar refrigeration options — a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*. 2008, Vol. 31, Issue 1, P. 3–15.
4. Ali Shirazi et al., Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 171. P. 59–81.
5. Камапа С., Сулин А. Б., Немчина И. О. Современные тенденции развития гелиоиспользующих систем охлаждения // Казахстан-Холод 2020: Сборник докладов международной научно-технической конференции (Алматы, 4–5 марта 2020 г.), 2020. С. 99–106. [Kamera S., Sulin A. B., Nemchina I. O. Modern trends in the development of solar-using cooling systems // Kazakhstan-Kholod 2020: *Collection of reports of the International Scientific and Technical Conference* (Almaty, March 4–5, 2020), 2020. pp. 99–106. (in Russian)]
6. Zhao, Bin, et al., Performance evaluation of daytime radiative cooling under different clear sky conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 155. P. 660–666.
7. Цой А. П., Грановский А. С., Цой Д. А., Бараненко А. В. Моделирование работы установки с радиационным охлаждением для кондиционирования воздуха // Вестник Международной академии холода. 2019. № 3. С. 3–14. [Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Tsoy D. A., Baranenko A. V. Simulation of radiation cooling system for air conditioning. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 3. p. 3–14. (in Russian)]
8. Zhao, Bin et coll., Refroidissement radiatif: un examen des principes fondamentaux, des matériaux, des applications et des perspectives. *Applied Energy*. 2019. Vol. 236. P. 489–513.
9. Lu, Xing, et al., Cooling potential and applications prospects of passive radiative cooling in buildings: The current state-of-the-art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 65. P. 1079–1097.
10. Bathgate, Stephen Norman, and Stephen Giuseppe Bosi, A robust convection cover material for selective radiative cooling applications. *Solar energy materials and solar cells*. 2011. Vol. 95. Issue 10. P. 2778–2785.
11. Камапа С., Сулин А. Б. Аналитический обзор пассивных радиационных систем охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2 (75). С. 37–44. [Kamera S., Sulin A. B. Analytical review of passive radiative cooling systems. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 2. p. 37–44. (in Russian)]
12. Ahmad, Mardiana Idayu, Hasila Jarimi, and Saffa Riffat, Introduction: overview of buildings and passive cooling technique. *Nocturnal Cooling Technology for Building Applications*. 2019. P. 1–6.
13. Zevenhoven, Ron et Martin Fält. Refroidissement radiatif à travers la fenêtre atmosphérique: une troisième approche de géo-ingénierie moins intrusive. *Énergie*. 2018. Vol. 152. P. 27–33.
14. Zeyghami, Mehdi, D. Yogi Goswami, and Elias Stefanakos. A review of clear sky radiative cooling developments and applications in renewable power systems and passive building cooling. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 178 (2018): 115–128.
15. Granqvist, C. G., and A. Hjortsberg. Radiative cooling to low temperatures: General considerations and application to selectively emitting SiO films. *Journal of Applied Physics*. 1981. Vol. 52. Issue 6. P. 4205–4220.
16. Hu, Mingke et coll. Etude numérique et validation expérimentale d'un collecteur combiné de chauffage solaire diurne et de refroidissement radiatif nocturne. *Génie thermique appliqué*. 145 (2018): 1–13.
17. Hu, Mingke, et al. Feasibility research on a double-covered hybrid photo-thermal and radiative sky cooling module. *Solar Energy*. 197 (2020): 332–343.
18. Zhao, Bin, et al. Conceptual development of a building-integrated photovoltaic — radiative cooling system and preliminary performance analysis in Eastern China. *Applied energy*. 205 (2017): 626–634.
19. Hu, Mingke, et al. Field test and preliminary analysis of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling system. *Applied energy*. 179 (2016): 899–908.
20. Hu, Mingke, et al. Parametric analysis and annual performance evaluation of an air-based integrated solar heating and radiative cooling collector. *Energy*. 165 (2018): 811–824.
21. Guo, Chao, et al. Numerical simulation and experimental validation of tri-functional photovoltaic/thermal solar collector. *Energy*. 87 (2015): 470–480.
22. Javad Asadi et al., Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 173. P. 715–727. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.013>.
23. Abdul Ghafoor, Anjum Munir. Worldwide overview of solar thermal cooling technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. Vol. 43. P. 763–774. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.073>.
24. Arun Kumar Nanda, C. K. Panigrahi. A state-of-the-art review of solar passive building system for heating or cooling purpose. *Frontiers in Energy*. 2016. Vol. 10, p. 347–354. DOI:10.1007/s11708-016-0403-0.
25. Commissariat de l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives (CEA), Memento sur l'énergie, Gif-sur-Yvette cedex, Gif-sur-Yvette cedex: Imprimé sur papier ECF, 2018.
26. Erell, Evyatar, and Y. Etzion. «Analysis and experimental verification of an improved cooling radiator. *Renewable Energy*. 1999.16.1–4: 700–703.
27. Heidarinejad, Ghassem, Moien Farmahini Farahani, and Shahram Delfani. Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling. *Building and Environment*. 2010. 45.6: 1521–1528.
28. Zeyghami, Mehdi, D. Yogi Goswami, and Elias Stefanakos. A review of clear sky radiative cooling developments and applications in renewable power systems and passive building cooling. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2018. 178: 115–128.

29. Zhao, Bin, et al. Performance analysis of a hybrid system combining photovoltaic and nighttime radiative cooling. *Applied energy*. 2019. 252: 113432.
30. Eicker, Ursula, and Antoine Dalibard. Photovoltaic — thermal collectors for night radiative cooling of buildings. *Solar Energy*. 2011. 85.7: 1322–1335.
31. Bergman, Theodore L., et al. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
32. Bagiorgas, H. S., and G. J. R. E. Mihalakakou. Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling. *Renewable Energy*. 2008. 33.6: 1220–1227.
33. Ong, K. S. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. *Solar energy*. 1995. 55.2: 93–109.
34. Hu, Mingke, et al. Effect of the spectrally selective features of the cover and emitter combination on radiative cooling performance. *Energy and Built Environment*. 2020.
35. Brahimi A. Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau. 2016.
36. Maldonado, R. D., et al. Design and construction of a solar flat collector for social housing in México. *Energy Procedia*. 2014. 57: 2159–2166.
37. Allan, James, et al. Performance testing of thermal and photovoltaic thermal solar collectors. *Energy Science & Engineering*. 2015. 3.4: 310–326.
38. Ji, Jie, et al. Experimental investigation of tri-functional photovoltaic/thermal solar collector. *Energy conversion and management*. 2014. 88: 650–656.

### Сведения об авторах

#### Камера Сумайла

Аспирант факультета низкотемпературной энергетики  
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,  
ул. Ломоносова, 9, mandserg@gmail.com

#### Сулин Александр Борисович

Д. т. н., доцент факультета низкотемпературной энергетики  
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,  
ул. Ломоносова, 9, miconta@rambler.ru

#### Лысёв Владимир Иванович

К. т. н., инженер 1 кат. факультета энергетики и экотехнологий  
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,  
ул. Ломоносова, 9, vilysev@corp.info.ru

### Information about authors

#### Camara Sumaila

Postgraduate student of Faculty of Cryogenic Engineering of  
ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg,  
Lomonosov str., 9, mandserg@gmail.com

#### Sulin Aleksandr B.

D. Sc., Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of  
ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg,  
Lomonosov str., 9, miconta@rambler.ru

#### Lysev Vladimir I.

Ph. D., Engineer of Faculty of Energy and Ecotechnology of  
ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg,  
Lomonosov str., 9, vilysev@corp.info.ru



## 7<sup>th</sup> IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain

The IIR conference series on Sustainability and the Cold Chain is recognised as a cutting-edge event on the cold chain which addresses the ever-increasing demand for knowledge-sharing in this essential sector.

This prestigious biennial conference attracts international audiences of researchers and industrialists, providing an opportunity to showcase the latest developments in sustainability, retail refrigeration and the cold chain.

### Subjects

**Main commissions:** Refrigerating equipment; Cryobiology, cryomedicine; Food science & engineering

**Themes:** Cold chain, interfaces

**Keywords:** Cold chain; Sustainability

### Information

#### Organisers:

IOR (Institute of Refrigeration, UK)

#### Contact:

iccc2022@ior.org.uk

#### Official websites:

<https://iifir.org/en/events/7th-iir-conference-on-sustainability-and-the-cold-chain>