

УДК 621.565.95

Анализ энергоэффективности пассивной системы кондиционирования воздуха

Канд. техн. наук С. С. ДЖЕНБЛАТ¹, д-р техн. наук О. В. ВОЛКОВА^{2,3}

¹Университет Тишин

²Санкт-Петербургский технологический институт (технический университет)

³Университет ИТМО

E-mail: silvana.jenblat@gmail.com

Представлены результаты математического моделирования энергетической эффективности системы кондиционирования воздуха с использованием радиационного охлаждения в климатических условиях Сирии. Система состоит из радиатора с многослойным покрытием на крыше здания и теплообменника в стене здания для аккумуляции лучистой энергии. Многослойное покрытие обеспечивает круглосуточное радиационное охлаждение. Если радиационное охлаждение не обеспечивает необходимой температуры в помещении, включается кондиционер. Для оценки энергетических показателей системы радиационного охлаждения использовали программу Energy Plus 9.5. Поскольку в программе Energy Plus не предусмотрен расчет встроенного в крышу радиатора, для создания модели радиатора, использовался модуль системы управления энергопотреблением (EMS). Климатические условия моделировали программой Energy Plus с использованием файлов погоды TMY3. В работе определены: почасовое изменение основных параметров системы в летние месяцы, таких как температура воды на входе и выходе из радиатора, температура воды на входе и выходе в теплообменник стены, расход воды; изменение часовой мощности охлаждения; энергия радиационного охлаждения, генерируемая радиатором в течение летних месяцев в Латакии и Дамаске; среднее суточное потребление электроэнергии при работе системы радиационного охлаждения с учетом работы кондиционера воздуха; общее количество потребляемой электроэнергии кондиционером. Полученные результаты показали, что коэффициент энергосбережения от использования радиационного охлаждения в течение летних месяцев в Латакии составил 13,4 %, в Дамаске — 16,88 %. Показана перспективность использования данной системы в регионах с жарким и умеренным климатом и ограниченными энергоресурсами.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха, пассивное охлаждение, радиационное охлаждение, радиатор, многослойное покрытие, энергоэффективность.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 04.04.2023, одобрена после рецензирования 20.04.2023, принята к печати 28.04.2023

DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-40-48

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Дженблат С. С., Волкова О. В. Анализ энергоэффективности пассивной системы кондиционирования воздуха. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2. С. 40–48. DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-40-48

Energy efficiency analysis of a passive air conditioning system

Ph. D. S. S. JENBLAT¹, D. Sc. O. V. VOLKOVA^{2,3}

¹Tishreen University

²Saint-Petersburg State Institute of Technology

³ITMO University

E-mail: silvana.jenblat@gmail.com

The article presents the mathematical modeling results of the energy efficiency for an air conditioning system using radiative cooling in the climatic conditions of Syria. The system consists of a roof-integrated multi-layer radiator and a thermal storage wall with a water heat exchanger to store radiative energy. Multi-layer coating provides all-day radiative cooling. If the radiative and radiant cooling system does not provide the required temperature in the room, the air conditioner is turned on. Energy Plus 9.5 program was used to evaluate the energy performance of the radiative cooling system. Since the EnergyPlus program does not provide for the calculation of roof-integrated radiator, The Energy Management System (EMS) module was used to create a radiator model. Climatic conditions were modeled with the Energy Plus program using associated TMY3 (Typical Meteorological Year) weather files. The paper defines: the hourly change in the system's main parameters during the summer months, such as the water

temperature at the inlet and outlet of the radiative radiator, the water temperature at the inlet and outlet of the thermal storage wall with a water heat exchanger, and the water flow; change of the hourly cooling load; the radiative cooling power generated by a radiator during the summer months in Latakia and Damascus; the average daily electricity consumption during the operation of the radiative and radiant cooling system taking into account the consumption by air conditioner; the total amount of electricity consumed by the air conditioner. The results obtained showed that the energy saving coefficient from the use of radiative cooling during the summer months in Latakia was 13.4 % and in Damascus — 16.88 %. The prospects of using this system in regions with a hot and temperate climate and limited energy resources are shown.

Keywords: air conditioning, passive cooling, radiative cooling, radiator, multi-layer coating, energy efficiency.

Article info:

Received 04/04/2023, approved after reviewing 20/04/2023, accepted 28/03/2023

DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-40-48

Article in Russian

For citation:

Jenblat S. S., Volkova O. V. Energy efficiency analysis of a passive air conditioning system. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 2. p. 40–48. DOI: 10.17 586/1606-4313-2023-22-2-40-48

Введение

Использование возобновляемых источников энергии для целей кондиционирования воздуха помещений, в странах с жарким или умеренным климатом и ограниченными энергоресурсами, является перспективным направлением. Радиационное охлаждение является одним из пассивных методов, используемых для снижения потребления энергии [1]. Пассивное охлаждение включает технологии и конструктивные решения, разработанные по принципу минимального потребления энергии. Для защиты стен зданий от нагрева за счет лучистого излучения применяют различные технологии. В работах [2]–[7] для аккумуляции лучистого тепла предложено использовать теплообменник, встроенный в стену, определены параметры теплообменника и вклад теплоаккумулирующей стены в снижение тепловой нагрузки на кондиционирование воздуха жилых зданий в климатических условиях Латакии (Сирия). Совместное использование указанных технологий представляет практический интерес. Целью настоящей работы является оценка энергоэффективности системы кондиционирования воздуха помещений с использованием потенциала радиационного и лучистого охлаждения в климатических условиях Сирии.

Схема пассивной системы кондиционирования воздуха

Схема предлагаемой пассивной системы кондиционирования воздуха представлена на рис. 1.

Охлажденная вода из радиатора 1 на крыше здания подается в резервуар для хранения холодной воды 3 с постоянной скоростью с помощью насоса 2. Когда теплоаккумулирующая стена не обеспечивает необходимого охлаждения помещения, вода подается в теплообменник теплоаккумулирующей стены 6 с переменной скоростью с помощью насоса 8, позволяющего регулировать расход воды. При охлаждении помещения, вода в теплообменнике стены постепенно нагревается и поступает в резервуар, а затем в радиатор на крыше для охлаждения. Если система радиационного охлаждения не обеспечивает необходимой температуры в помещении, включают кондиционер 7.

Радиатор представляет собой металлическую пластину с многослойным покрытием, предложенным в работе [7]. Покрытие состоит из тонких слоев титана, серебра, диоксида кремния и оксида гафния, нанесенных на кремниевую подложку (рис. 2). Результаты расчета охлаждающей мощности многослойного покрытия P_{cool} в климатических условиях Латакии, представленные в работе [8, 9], показали, что температура поверхности многослойного покрытия в летние месяцы, ночью ниже, чем средняя температура окружающей среды примерно на 3 градуса. В дневное время покрытие уменьшает количество поглощенной солнечной энергии, что позволяет уменьшить тепловую нагрузку на помещение.

Теплообменник, состоящий из металлических труб диаметром 0,02 м, находится между радиатором и тонким теплопроводным слоем (алюминиевой пластиной). Расстояние между трубами составляет 0,1 м. Для уменьшения количества конвективного тепла из окружающей среды и защиты от загрязнений, радиатор покрыт полиэтиленовой

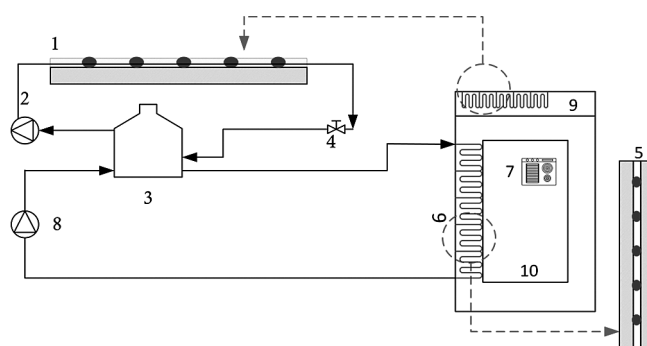


Рис. 1. Схема системы кондиционирования воздуха: 1 — радиатор; 2 — насос с постоянной скоростью; 3 — резервуар для хранения холодной воды; 4 — дроселирующий вентиль; 5 — теплоаккумулирующая стена с водяным теплообменником; 6 — южная стена; 7 — кондиционер; 8 — насос с переменной скоростью; 9 — крыша; 10 — охлаждаемое помещение

Fig. 1. Air conditioning system: 1 — radiator; 2 — constant speed pump; 3 — reservoir for cold water; 4 — throttle valve; 5 — heat accumulating wall with water heat exchanger; 6 — south wall; 7 — air-conditioner; 8 — variable speed pump; 9 — roof; 10 — cooled room

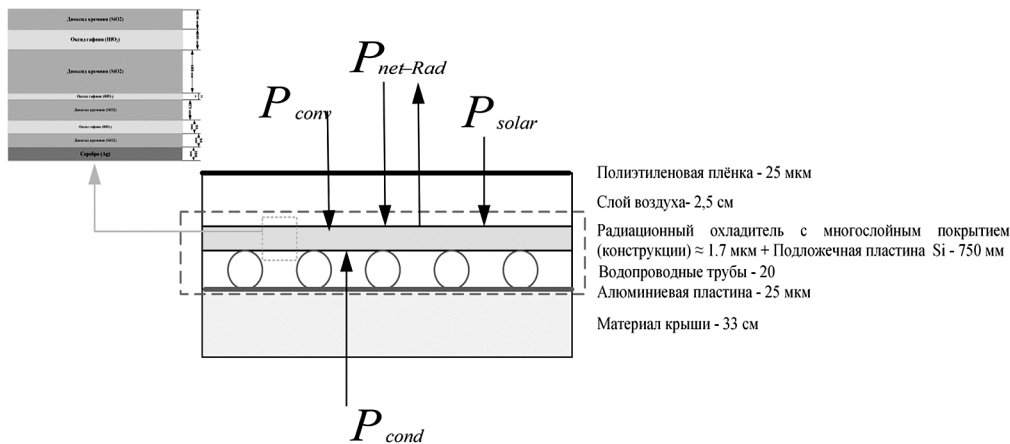


Рис. 2. Схема радиатора на крыше здания

Fig. 2. Radiator on the building's roof

пленкой, толщиной 25,4 мкм, с коэффициентом пропускания солнечного света 92%, расположенной на расстоянии 2,54 см над поверхностью радиатора, предложенной в работе [7]. Поскольку механическое оборудование и инфраструктура вентиляции занимает часть крыши, а для обслуживания радиатора потребуются коридоры, площадь радиатора составляет около 60% от общей площади крыши [10].

Теплоаккумулирующая стена с водяным теплообменником находится в южной части комнаты и состоит из нескольких бетонных слоев: наружного и внутреннего слоя толщиной 2 см и слоя, состоящего из двух рядов бетонных блоков толщиной по 10 см, между которыми расположены трубы теплообменника. Диаметр труб — 0,02 м, расстояние между трубами — 0,1 м.

Математическая модель

Для оценки энергетических показателей системы радиационного охлаждения использовали программу Energy Plus 9.5 [11]. Программа состоит из трех основных модулей: модуля моделирования теплового и массового баланса, модуля моделирования систем здания и модуля расчета симуляции.

В качестве объекта моделирования было рассмотрено офисное помещение с теплоаккумулирующей стеной для 3 человек, площадью 36 м², высотой 3 м. Соотношение площади окна к площади стены составило 10%. Мощность, необходимая для освещения — 464,375 Вт. Теплофизические свойства строительных материалов и характеристики стен, крыши и пола здания приведены в работе [2].

Помещение моделируется как одна тепловая зона с заданными температурами нагрева зимой до 22 °С и охлаждения летом до 24 °С. При моделировании использовали данные климата в городах Латакия и Дамаск летом 2020 г. (с 1 июня по 15 сентября). Латакия находится в зоне умеренного средиземноморского климата, среднее значение относительной влажности составляет 70,37%. Дамаск расположен в зоне континентального климата, со средним значением относительной влажности 46,16%. Климатические условия промоделированы программой Energy Plus, с использованием файлов погоды TMY3 (Typical Meteorological Year) [12].

Поскольку в программе Energy Plus не предусмотрен расчет встроенного в крышу радиатора, для создания модели радиатора, использовался модуль системы управления энергопотреблением (EMS) [13].

Расчет температуры воды и температуры поверхности радиатора проводили по уравнениям, предложенным в работах [14, 15]. При моделировании радиатор был разделен на 5-сегментов. Схема моделирования радиационной системы охлаждения представлена на рис. 3.

Температура воды на входе и выходе из каждого сегмента показана в виде пронумерованных точек (T₁... T₆). T₁ — температура воды на входе в теплообменник, а T₆ — температура воды на выходе из теплообменника.

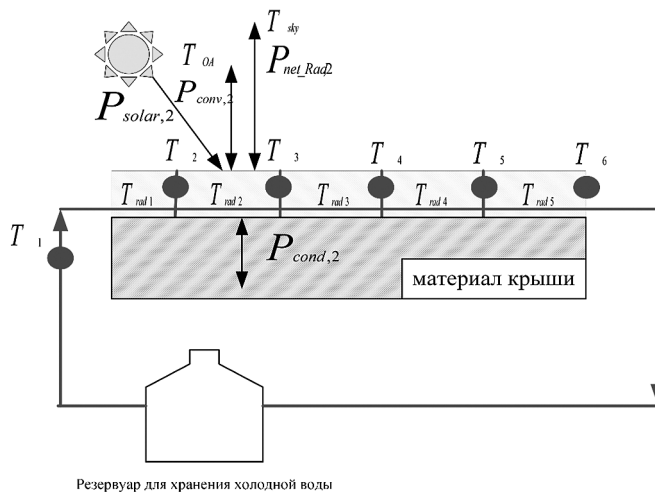
Поток воды в трубах был принят как одномерный, нестационарный, приводящий к направленному изменению температуры воды.

При работающем насосе вода последовательно охлаждается при движении через каждый сегмент. Скорость охлаждения зависит от расхода воды. Температура воды на выходе из сегмента определяется по уравнению:

$$T_{X,t} = T_{X-1,t} - \frac{P_{cool,X}}{\dot{m}c_p}, \tag{1}$$

Рис. 3. Схема моделирования радиационной системы охлаждения в EnergyPlus-EMS

Fig. 3. Modelling radiative cooling system in EnergyPlus-EMS



где $T_{X,t}$, $T_{X-1,t}$ — температура воды на выходе и входе в сегмент (X), при временном шаге t , °C; $P_{cool,X}$ — мощность сегмента (X) системы радиационного охлаждения, Вт; \dot{m} — массовый расход воды, (кг/с).

При выключенном насосе температура воды на выходе из теплообменника определяется по уравнению:

$$T_{X,t} = T_{X-1,t} - \frac{P_{cool,X}\Delta t}{c_p \rho_w V}, \quad (2)$$

где Δt — продолжительность временного шага, с; V — объем воды в каждом сегменте, рассчитанный на основании расстояния между трубами, диаметра трубы, а также площади сегмента радиатора.

Средняя температура в каждом сегменте поверхности радиатора на текущем временном шаге обозначается как $T_{radX,t}$.

Для каждого сегмента учитывались четыре тепловых потока, вносящие вклад в общий тепловой поток: $P_{conv,X}$ — конвективный теплообмен между верхней поверхностью радиатора и окружающим воздухом, $P_{cond,X}$ — кондуктивная теплопередача между нижней поверхностью радиатора и нижней поверхностью крыши здания, $P_{net,rad,X}$ — перенос тепла с помощью длинноволнового излучения между верхней поверхностью радиатора и небом, $P_{solar,X}$ — поглощенная солнечная радиация.

Мощность системы радиационного охлаждения для одного сегмента определялась по формуле:

$$P_{cool,X} = P_{net,rad,X} - P_{conv,X} - P_{cond,X} - P_{solar,X}. \quad (3)$$

Для изучения тепловых характеристик радиатора разработана модель нестационарной теплопередачи. Чистая охлаждающая способность, равная скорости притока холодной воды, может быть выражена как:

$$\dot{m}c_p(T_{in,w,X} - T_{out,w,X}) = P_{net,rad,X} - P_{conv,X} - P_{cond,X} - P_{solar,X}. \quad (4)$$

При расчете тепловых потоков, температура поверхности радиатора в каждом сегменте оценивается как среднее значение температуры на входе и выходе в этот сегмент. Поскольку эта температура используется для расчета температуры на выходе из сегмента при текущем временном шаге, расчет средней температуры на входе и выходе из сегмента не может использовать текущую температуру на выходе $T_{X,t}$. В качестве приближения используется температура на выходе из сегмента $T_{X-1,t}$ при предыдущем временном шаге.

Расчет суммарного радиационного теплового потока, проведенный на основании спектральной направленной излучательной способности радиатора с многослойным покрытием, выполненный с помощью программы MATLAB, представлен в работе [8, 9]. Чистый длинноволновый тепловой поток представляет разницу между тепловым потоком, излучаемым поверхностью p_{rad} , и тепловым потоком, поглощаемым поверхностью из атмосферы p_{atm} .

Если p_{rad} и p_{atm} известны, чистый тепловой поток для каждого сегмента излучателя $p_{net,rad,X}$ может быть рассчитан по формуле:

$$P_{net,rad,X} = P_{rad} - P_{atm}. \quad (5)$$

Хотя интеграционный подход, представленный в работе [9, 16] позволяет наиболее точно рассчитать чистый длинноволновый тепловой поток для радиатора, его

нельзя использовать в EMS, так как в этой программе не поддерживаются необходимые вычисления для интегрирования. Чтобы устранить это ограничение, была выполнена многовариантная регрессия на основе результатов расчета чистого длинноволнового теплового потока в программе MATLAB, в зависимости от температуры наружного воздуха по сухому термометру T_{amb} , точки росы наружного воздуха T_{dew} и температуры поверхности радиатора $T_{radX,t}$.

Регрессия имеет вид:

$$P_{net,rad,X} = a + bT_{amb} + cT_{amb}^2 + dT_{dew} + eT_{dew}^2 + f\Delta T_{rad} + g\Delta T_{rad}^2 + hT_{amb}T_{dew} + iT_{amb}\Delta T_{rad} + jT_{dew}\Delta T_{rad}, \quad (6)$$

где ΔT_{rad} — разница между температурой окружающего воздуха и поверхностью радиатора, $\Delta T_{rad} = T_{amb} - T_{radX,t}$.

Коэффициенты регрессии в уравнении (6): $a=51$; $b=0,914$; $c=0,00562$; $d=-0,8513$; $e=-0,0177$; $f=-2,4506$; $g=0,0136$; $h=-0,02216$; $i=-0,0271$; $j=0,0000578$.

Тогда уравнение (5) примет вид:

$$P_{net,rad,X} = A_s p_{net,rad,X}. \quad (7)$$

Для расчета конвективной теплопередачи от верхней части покрытия радиатора к окружающей среде, было сделано предположение, что такое расстояние недостаточно для установления конвективных воздушных потоков, т. к. радиатор с многослойным покрытием способен поддерживать температуру поверхности ниже температуры окружающей среды даже при воздействии прямых солнечных лучей. То есть, практически всегда, воздух между полиэтиленовой пленкой и многослойным покрытием будет «стабилен». Таким образом, теплопередачу через полиэтиленовую пленку можно рассматривать как кондуктивную. Это предположение позволяет сформулировать уравнение термического сопротивления для расчета последовательных тепловых потоков, теплопроводности через воздушный зазор, теплопроводности через полиэтиленовую пленку и конвекции в окружающий воздух:

$$P_{conv,X} = A_s \frac{T_{amb} - T_{radX,t}}{\frac{1}{h} + \frac{\Delta x_{gap}}{k_{air}} + \frac{\Delta x_{cover}}{k_{polyethylene}}}, \quad (8)$$

где h — рассчитывается с учетом конвекции воздуха от полиэтиленового покрытия; Δx_{gap} — толщина воздушного зазора, м; k_{air} — теплопроводность воздуха, $k_{air}=0,0257$ Вт/(м·К); Δx_{cover} — толщина полиэтиленовой пленки, м; $k_{polyethylene}$ — теплопроводность полиэтилена, $k_{polyethylene}=0,33$ Вт/(м·К).

Кондуктивная теплопередача между нижней стороной радиатора и нижней частью крыши здания $P_{cond,X}$ рассчитывается по уравнению:

$$P_{cond,X} = A_s k_{roof} (T_{zone,t} - T_{radX,t}), \quad (9)$$

где $T_{zone,t}$ — средняя температура воздуха в зоне под крышей; A_s — общая площадь сегмента радиатора; k_{roof} — коэффициент теплопередачи, рассчитанный программой Energy Plus, варьируется в зависимости от климатической зоны и конструкции крыши:

$$k_{roof} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{x_1}{\lambda_1} + \frac{x_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{x_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_o}}, \quad (10)$$

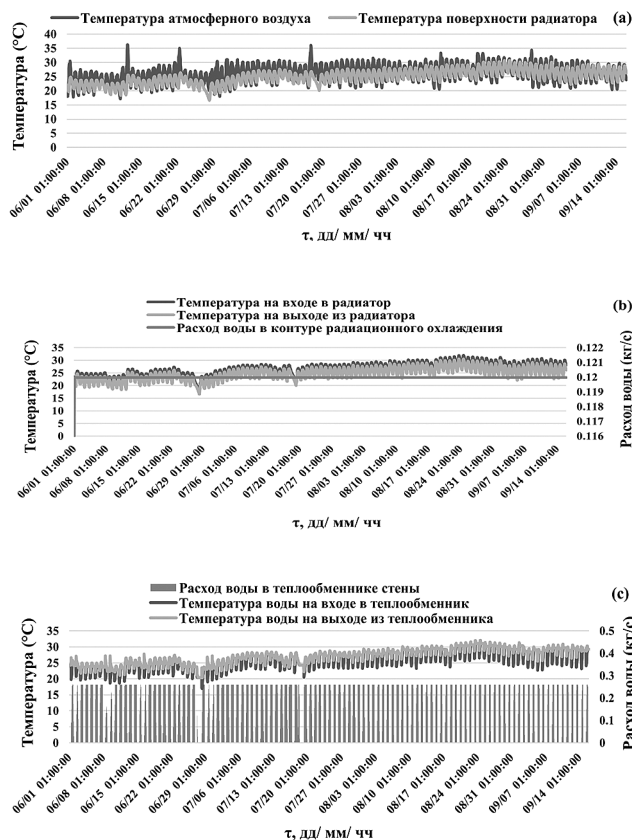


Рис. 4. Почасовое изменение основных параметров системы в течение летних месяцев в Латакии: а — температура атмосферного воздуха и температура поверхности радиатора; б — температура и расход воды контура радиационного охлаждения; с — температура и расход воды контура охлаждения помещения

Fig. 4. Hourly change of the system's main parameters in summer months in Lattakia: a — atmospheric air temperature and radiator surface temperature; b — temperature and water flow by radiative cooling circuit; c — temperature and water flow by room cooling circuit

здесь x_n — толщина слоя материала; λ_n — коэффициент теплопроводности слоя материала; α_i — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности; α_0 — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности, зависит от скорости и направления ветра.

Поглощенная солнечная радиация $P_{solar, X}$ рассчитана по формуле:

$$P_{solar, X} = A_s I_{solar} \alpha_{solar} \tau_{cover} \quad (11)$$

где I_{solar} — падающее солнечное излучение; $\alpha_{solar} = 5\%$ — поглощающая способность поверхности радиатора; $\tau_{cover} = 92\%$ — солнечная проницаемость полиэтиленовой пленки.

Анализ результатов моделирования пассивной системы кондиционирования воздуха на базе радиационного охлаждения в Латакии

Для оценки энергоэффективности системы радиационного охлаждения было рассчитано ежемесячное потребление электроэнергии на охлаждение двух одинаковых комнат. Комната, в которой установлен только промышленный кондиционер воздуха, принята за эталонную.

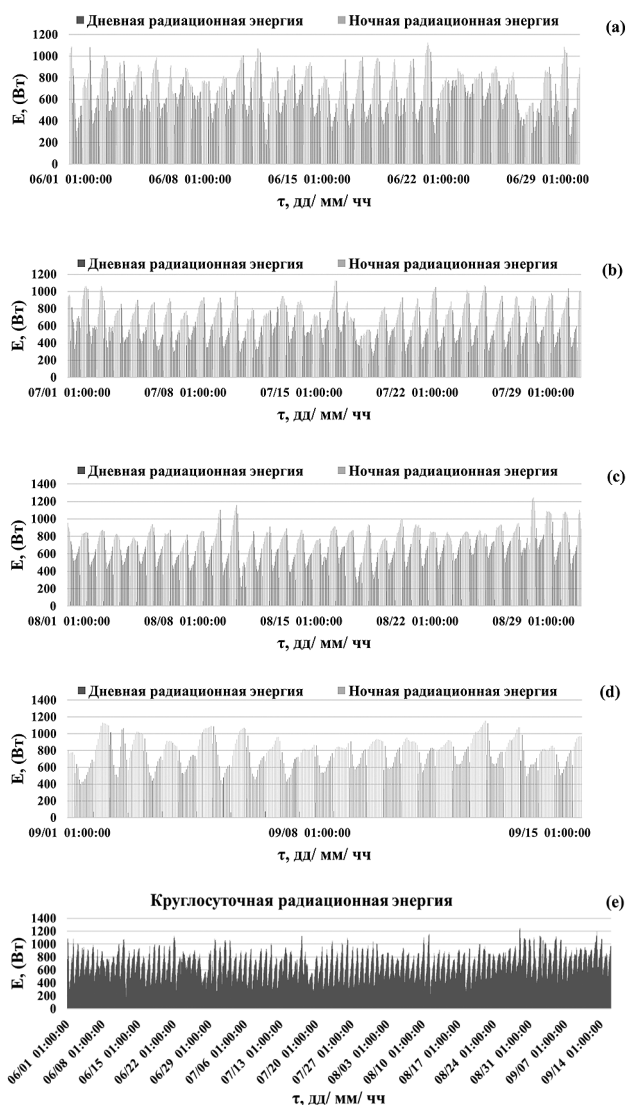


Рис. 5. Энергия радиационного охлаждения, генерируемая радиатором в летние месяцы в Латакии: а — июнь, б — июль, с — август, d — сентябрь; e — общая круглосуточная энергия радиационного охлаждения

Fig. 5. Radiative cooling energy generated by the radiator in summer in Lattakia: a — June, b — July, c — August, d — September; e — total daily energy of radiative cooling

Компьютерное моделирование летнего цикла (июнь-сентябрь) работы предложенной системы показало следующие результаты. Почасовое изменение основных параметров системы в летние месяцы, таких как температура воды на входе и выходе из радиатора, температура воды на входе и выходе в теплообменник теплоаккумулирующей стены, расход воды, показано на рис. 4. Из полученных результатов видно, что в течение летних месяцев максимальная разница между температурой поверхности радиатора и температурой воздуха составляет 11 °C, средняя разница от 1,28 °C до 2,7 °C (рис. 4, a).

Вода, проходящая через теплообменник в теплоаккумулирующей стене здания, днем нагревается, уменьшая приток тепла в помещение. Насос переменного расхода для циркуляции воды между резервуаром с холодной водой и теплообменником в стене работает в соответствии с потребностями помещения в охлаждении.

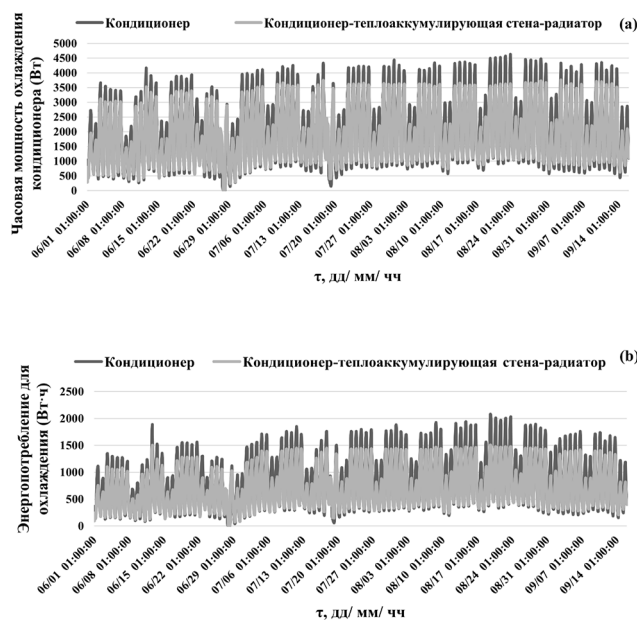


Рис. 6. Общая нагрузка на охлаждение и энергопотребление в течение летних месяцев в Латакии: а — изменение часовой мощности охлаждения; б — изменение потребления электроэнергии

Fig. 6. Total cooling load and electricity consumption in summer months in Lattakia: a — change of hourly cooling load; b — change of electricity consumption

Поскольку радиатор работает непрерывно в течение дня, скорость потока воды через трубы теплообменника постоянна и составляет 0,12 кг/с (рис. 4, b). Максимальное значение расхода воды в дневное время составляет 0,26 кг/с. В ночное время, когда офис закрывается, насос выключается и расход воды равен нулю. Средняя разница между температурой воды на входе и выходе из теплообменника около 1,41 °С (рис. 4, c).

На рис. 5 показана энергия радиационного охлаждения, генерируемая радиатором в летние месяцы. Радиационное охлаждение, получаемое в дневное время, составляет 52,25% в июне; 49,7% в июле; 47,5% в августе и 46% в сентябре от общей энергии радиационного охлаждения (рис. 5, a, b, c, d). На рис. 5, e показана общая круглосуточная энергия радиационного охлаждения, которая составляет 496,66 кВт в июне; 490,24 кВт в июле; 528,4 кВт в августе и 285 кВт в сентябре.

Изменение часовой мощности охлаждения рассматриваемой системы показано на рис. 6, a. В каждом рассматриваемом месяце снижение нагрузки менялось в течение суток в зависимости от изменения погодных условий, солнечной радиации, а также радиационного выхолаживания. Уменьшение температуры воды, полученное за счет радиационного охлаждения, вызвало снижение охлаждающей нагрузки на помещение на 7,3% в июне, 7,9% в июле, 8,05% в августе и 7,17% в сентябре, по сравнению с эталонной системой. Средняя мощность охлаждения при использовании теплообменников составила 1867,5 Вт, а при использовании кондиционера — 2023,4 Вт.

Среднее суточное потребление электроэнергии при работе системы радиационного охлаждения составило 707,16 Вт·ч. При этом, кондиционер потребляет 816,4 Вт·ч

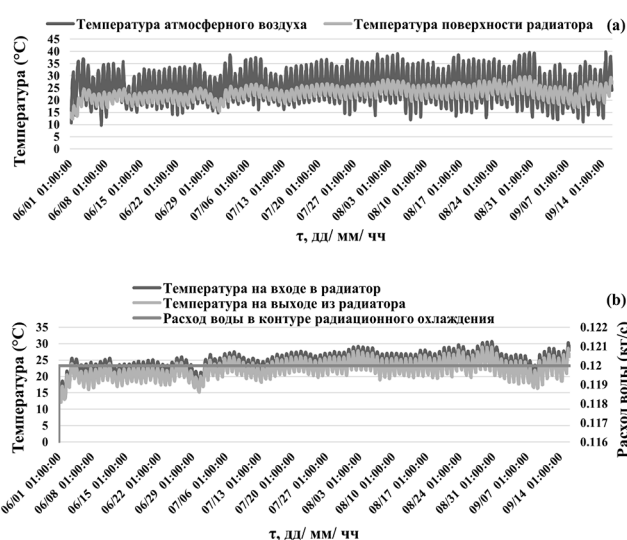


Рис. 7. Почасовое изменение основных параметров системы в течение летних месяцев в Дамаске: а — температура атмосферного воздуха и температура поверхности радиатора; б — температура и расход воды контура радиационного охлаждения; с — температура и расход воды контура охлаждения помещения

Fig. 7. Hourly change of the system's main parameters in summer months in Damascus: a — atmospheric air temperature and radiator surface temperature; b — temperature and water flow by radiative cooling circuit; c — temperature and water flow by room cooling circuit

электроэнергии в сутки. Общее количество потребляемой электроэнергии кондиционером за летний период составляет 2,1 МВт·ч. Таким образом, коэффициент энергосбережения от использования радиационного охлаждения в течение летних месяцев в Латакии составил 13,4% (рис. 6, b).

Анализ результатов моделирования пассивной системы кондиционирования воздуха на базе радиационного охлаждения в Дамаске

Почасовое изменение основных параметров работы системы в течение летних месяцев в Дамаске представлено на рис. 7. Максимальная разница между температурой поверхности радиатора и температурой воздуха 19 °С, средняя разница составляет от 2,5 °С до 6,5 °С (рис. 7, a). Скорость потока воды через трубы теплообменника постоянна и равна 0,12 кг/с (рис. 7, b). Максимальное значение расхода воды в дневное время составляет 0,29 кг/с. Средняя разница между температурой воды на входе и выходе из теплообменника составляет около 1,8 °С (рис. 7, c).

На рис. 8 показана энергия радиационного охлаждения, генерируемая радиатором в течение летних месяцев в Дамаске. Радиационное охлаждение, получаемое в дневное время, составляет 48,69% от общей энергии радиационного охлаждения в июне, 46,64% в июле; 42,57% в августе и 42,75% в сентябре (рис. 8 a, b, c, d). Общая энергия радиационного охлаждения достигает 623,44 кВт в июне, 610,42 кВт в июле, 687,72 кВт в августе и 360,67 кВт в сентябре (рис. 8, e).

Общая нагрузка на охлаждение и энергопотребление представлена на рис. 9. Уменьшение температуры воды,

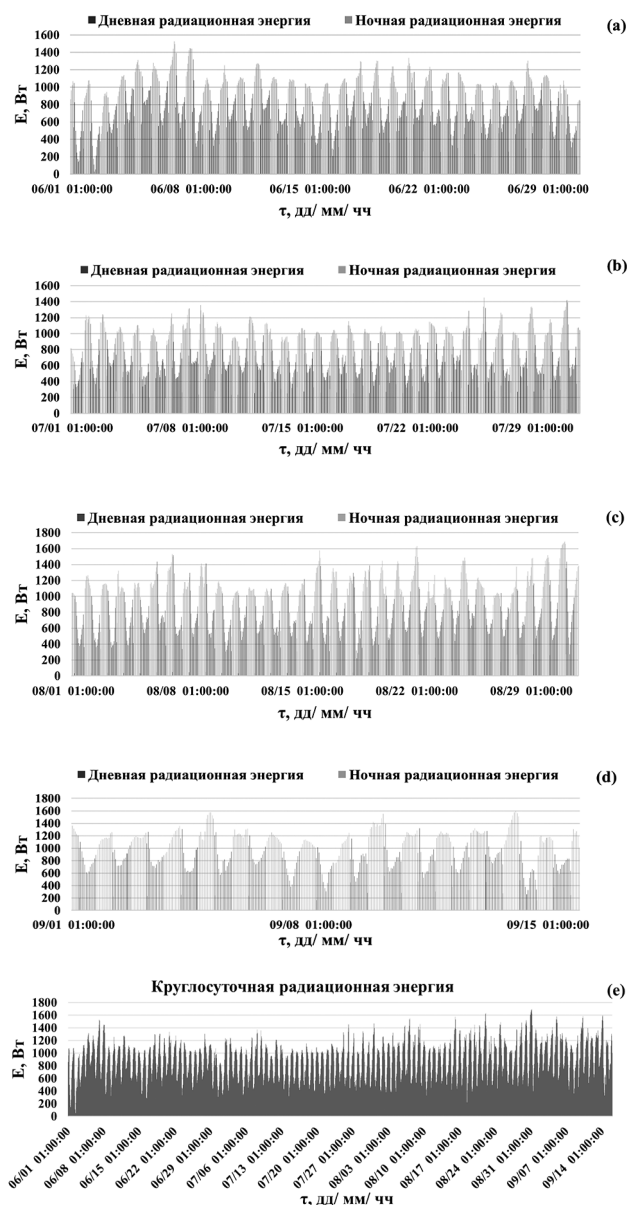


Рис. 8. Энергия радиационного охлаждения, генерируемая радиатором в летние месяцы в Дамаске: а — июнь, б — июль, с — август, д — сентябрь; е — общая круглосуточная энергия радиационного охлаждения

Fig. 8. Radiative cooling energy generated by the radiator in summer in Damascus: a — June, b — July, c — August, d — September; e — total daily energy of radiative cooling

полученное за счет радиационного охлаждения, вызвало снижение охлаждающей нагрузки на 16,41% в июне, 11,99% в июле, 12,19% в августе и 9,96% в сентябре, по сравнению с эталонной системой (рис. 9, а). Средняя мощность охлаждения при использовании предложенной схемы составила 1638,38 Вт, а при использовании кондиционера 1869,27 Вт.

Среднее суточное потребление электроэнергии при работе системы радиационного охлаждения, совместно с кондиционером, составило 583,65 Вт·ч за летний период. Кондиционер потребляет 702,22 Вт·ч электроэнергии в сутки. Общее количество потребляемой электроэнергии кондиционером за летний период составляет 1,8 МВт·ч. Таким образом, коэффициент энергосбе-

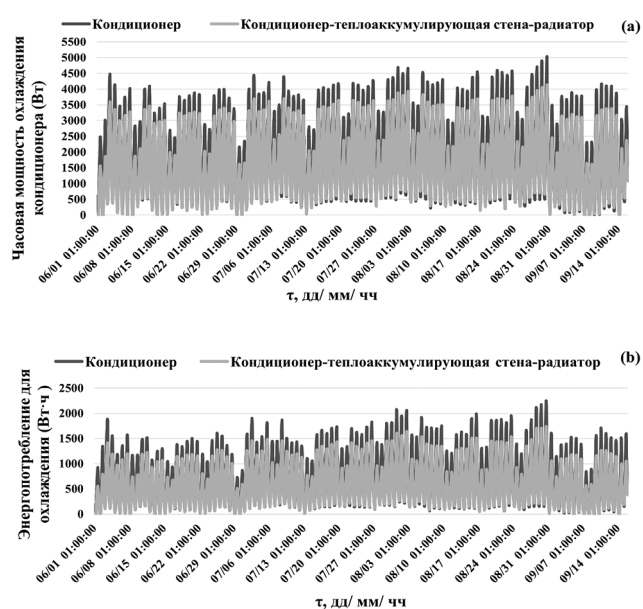


Рис. 9. Общая нагрузка на охлаждение и энергопотребление в течение летних месяцев в Дамаске: а — изменение часовой мощности охлаждения; б — изменение потребления электроэнергии

Fig. 9. Total cooling load and electricity consumption in summer months in Damascus: a — change of hourly cooling load; b — change of electricity consumption

режения от использования радиационного охлаждения в течение летних месяцев в Дамаске составил 16,88% (рис. 9, б).

Заключение

Результаты моделирования пассивной системы радиационного охлаждения показали, что использование многослойного покрытия радиатора, обеспечивающего круглосуточное охлаждение воды в теплообменнике, позволяет повысить энергоэффективность предложенной системы. Так радиационное охлаждение, получаемое в дневное время, составляет от 46% до 52,25% от общей энергии радиационного охлаждения в Латакии и от 42,57% до 48,69% в Дамаске.

Уменьшение температуры воды, полученное за счет радиационного охлаждения, вызвало снижение охлаждающей нагрузки на помещение, по сравнению с эталонной системой, на 7,3% в июне, 7,9% в июле, 8,05% в августе и 7,17% в сентябре в Латакии, и 16,41% в июне, 11,99% в июле; 12,19% в августе и 9,96% в сентябре в Дамаске.

Коэффициент энергосбережения от использования радиационного охлаждения в течение летних месяцев в Латакии составил 13,4%, в Дамаске — 16,88%. Более низкую мощность радиационного охлаждения в Латакии можно объяснить высокой концентрацией водяного пара в атмосфере, что вызывает уменьшение коэффициента пропускания атмосферы.

Полученные результаты показали перспективность использования предложенной пассивной системы радиационного охлаждения в регионах с жарким и умеренным климатом и ограниченными энергоресурсами.

Литература

1. Дженблат С. С., Волкова О. В. Основы и перспективы применения пассивного радиационного охлаждения // Холодильная техника. 2019. № 9. С. 36–44.
2. Дженблат С. С., Волкова О. В. Влияние теплоаккумулирующей стены с водяным теплообменником на охлаждающую нагрузку в здании. Часть 1 // Холодильная техника. 2020. № 3. С. 38–43.
3. Дженблат С. С., Волкова О. В. Влияние теплоаккумулирующей стены с водяным теплообменником на охлаждающую нагрузку в здании. Часть 2 // Холодильная техника. 2020. № 4. С. 16–21.
4. 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.
5. Zhao D., et al. Subambient cooling of water: Towards real-world applications of daytime radiative cooling. *Joule*, 2019. Vol. 3, p. 111–123.
6. Goldstein E. A., Raman A. P., Fan S. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky. // *Nature Energy*, 2017. Vol. 2. 17 143. DOI: 10.1038/nenergy.2017.143.
7. Raman A. P., Anoma M. A., Zhu L., et al. Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight. // *Nature*. 2014. Vol. 515. p. 540–544. DOI: 10.1038/nature13883.
8. Дженблат С. С., Волкова О. В. Оценка эффективности многослойного покрытия для пассивного радиационного охлаждения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5. № 2. С. 37–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-37-46.
9. Jenblat S. S., Volkova O. V. Evaluate the Radiative Cooling System Efficiency, AIP Conf. Proc. 2021. Vol. 2412, 030030–1–030030–12.
10. Wang W., Fernandez N., Katipamula S. Parametric analysis of a photonic radiative cooling system, SWC 2017, SHC 2017. ISES Conference Proceedings. 2017. p. 1–11.
11. U. S. Department of Energy (DOE). EnergyPlus Engineering Reference (Version 9.5.0 Documentation; Building Technologies Program); U. S. Department of Energy: Washington, DC, USA, 2021.
12. U. S. Department of Energy, Weather Data, TMY3, 2021. <https://energyplus.net/weather>. (Accessed 25 September 2021).
13. US Department of Energy (DOE). EnergyPlus EMS application guide. 2021.
14. Wang W., Fernandez N., Katipamula S., Alvine K. Performance assessment of a photonic radiative cooling system for office buildings. // *Renewable Energy*. 2018. Vol. 118. p. 265–277.
15. Wang W. and Katipamula S. Modeling and simulation of a photonic radiative cooling system, ASHRAE and IBPSA-USA SimBuild 2016 Building Performance Modeling Conference Salt Lake City, UT August 8–12. 2016. p. 1–32.
16. Volkova O. V., Arendateleva S., Jenblat S. S. Mathematical Model for Calculating Passive Radiative Cooling Systems Using Multi-Layer Coatings, AIP Conference Proceedings. 2022. Vol. 2486. p. 020023.

References

1. Jenblat S. S., Volkova O. V. Fundamentals, and perspectives of the use of passive radiation cooling. *Kholodilnaya Tekhnika*. 2019. No 9. p. 36–44. (in Russian)
2. Jenblat S. S., Volkova O. V. Effect of a heat-accumulating wall with a water heat exchanger on the cooling load a building. Part 1 *Kholodilnaya Tekhnika*. 2020. no 3. p. 38–43. (in Russian)
3. Jenblat S. S., Volkova O. V. Effect of a heat-accumulating wall with a water heat exchanger on the cooling load a building. Part . *Kholodilnaya Tekhnika*. 2020. no 4. p. 16–21. (in Russian)
4. 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)
5. Zhao D., et al. Subambient cooling of water: Towards real-world applications of daytime radiative cooling. *Joule*. 2019. Vol. 3, p. 111–123.
6. Goldstein E. A., Raman A. P., Fan S. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky. *Nature Energy*. 2017. Vol. 2. 17 143. DOI: 10.1038/nenergy.2017.143.
7. Raman A. P., Anoma M. A., Zhu L., et al. Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight. *Nature*. 2014. Vol. 515. p. 540–544. DOI: 10.1038/nature13883.
8. Jenblat S. S., Volkova O. V. Estimation of multi-layer coating efficiency for passive radiative cooling. *Omsk scientific bulletin. Series aviation-rocket and power engineering*. 2021. Vol. 5. № 2. p. 37–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-37-46. (in Russian).
9. Jenblat S. S., Volkova O. V. Evaluate the Radiative Cooling System Efficiency, AIP Conf. Proc. 2021. Vol. 2412, 030030–1–030030–12.
10. Wang W., Fernandez N., Katipamula S. Parametric analysis of a photonic radiative cooling system, SWC 2017, SHC 2017. ISES Conference Proceedings. 2017. p. 1–11.
11. U. S. Department of Energy (DOE). EnergyPlus Engineering Reference (Version 9.5.0 Documentation; Building Technologies Program); U. S. Department of Energy: Washington, DC, USA, 2021.
12. U. S. Department of Energy, Weather Data, TMY3, 2021. <https://energyplus.net/weather>. (Accessed 25 September 2021).
13. US Department of Energy (DOE). EnergyPlus EMS application guide. 2021.
14. Wang W., Fernandez N., Katipamula S., Alvine K. Performance assessment of a photonic radiative cooling system for office buildings. *Renewable Energy*. 2018. Vol. 118. p. 265–277.
15. Wang W. and Katipamula S. Modeling and simulation of a photonic radiative cooling system, ASHRAE and IBPSA-USA SimBuild 2016 Building Performance Modeling Conference Salt Lake City, UT August 8–12. 2016. p. 1–32.
16. Volkova O. V., Arendateleva S., Jenblat S. S. Mathematical Model for Calculating Passive Radiative Cooling Systems Using Multi-Layer Coatings, AIP Conference Proceedings. 2022. Vol. 2486. p. 020023.

Сведения об авторах**Дженблат Силвана Сухейль**

К. т. н., преподаватель кафедры энергетического машиностроения, Университет Тишрин, Латакия, Сирия, silvana.jenblat@gmail.com

Волкова Ольга Владимировна

Д. т. н., профессор, Санкт-Петербургский технологический институт (технический университет), 190 013, Россия, Санкт-Петербург, Московский пр., 26.
Доцент Университета ИТМО, 191 002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, v-olga.v@mail.ru

Information about authors**Jenblat Silvana S.**

Ph. D., Lecturer of Department of power mechanical engineering of Tishreen University, Lattakia, Syria, silvana.jenblat@gmail.com

Volkova Olga V.

D. Sc., Professor, Saint-Petersburg State Institute of Technology, Saint Petersburg, Moskovskiy Prospekt, 26, 190 013, Russia, Associate Professor, ITMO University, Saint Petersburg, Lomonosova St. 9, 191 002, Russia, v-olga.v@mail.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»

Требования к рукописям, представляемым в журнал «Вестник МАХ»

- В начале статьи, слева – УДК;
- После названия статьи – авторы с указанием места работы и контактной информации (e-mail);
- Аннотация должна содержать от 150 до 200 слов. Аннотация должна быть полноценной и информативной, не содержать общих слов, отражать содержание статьи и результаты исследований, строго следовать структуре статьи. Ключевые слова – 5-7.
- **СТАТЬЯ ДОЛЖНА БЫТЬ СТРУКТУРИРОВАНА:**

Во введении необходимо представить содержательную постановку рассматриваемого вопроса, провести краткий анализ известных из научной литературы решений (со ссылками на источники), дать критику их недостатков, показать научную новизну и преимущество (особенности) предлагаемого подхода.

В основном тексте статьи должна быть представлена строгая постановка решаемой задачи, изложены и обстоятельно разъяснены (доказаны) полученные утверждения и выводы, приведены результаты экспериментальных исследований или математического моделирования, иллюстрирующие сделанные утверждения.

В заключении (Выводы) необходимо кратко сформулировать основные результаты, прокомментировать их и, если возможно, указать направления дальнейших исследований и области применения.

- статьи представляются набранными на компьютере в текстовом редакторе Word 97-2007 на одной стороне листа через 1,5 интервала, размер шрифта 14.
- объем статьи 15–20 страниц (формат А4, вертикальный, 210x297 мм), включая аннотацию, рисунки, литературу; поля: левое – 2 см, правое – 2 см, верхнее – 2 см, нижнее – 2 см;
- формулы и отдельные символы набираются с использованием редактора формул MathType (Microsoft Equation), **не вставлять формулы из пакетов MathCad и MathLab.**
- Список литературных источников должен быть оформлен по ГОСТу и содержать ссылки только на опубликованные работы. Самоцитирование не более 25%, список литературы должен содержать источники не старше 5 лет и включать в себя зарубежные публикации по данной тематике. Номера ссылок в тексте должны идти строго по порядку их цитирования и заключаться в квадратные скобки. Количество пристатейных ссылок не менее 15-20.

Статьи, оформленные с нарушением правил, редакцией не принимаются и возвращаются авторам без рассмотрения по существу. Автор гарантирует отсутствие плагиата и иных форм неправомерного заимствования результатов других произведений.

Данные об аффилировании авторов (author affiliation).

На отдельной странице предоставляются сведения об авторах на русском и английском языках: фамилия, имя, отчество полностью, ученая степень, звания (звания в негосударственных академиях наук и почетные звания не указывать), должности основного места работы (учебы); наименование и почтовые адреса учреждений, в которых работают авторы, e-mail.

Статьи принимаются на магнитном носителе и в печатном экземпляре или высылаются на электронный адрес редакции vestnikmax@rambler.ru

Плата за публикации не взимается

Дополнительная информация для авторов на сайте <http://vestnikmax.com>