

Для цитирования: Евдулов О.В., Габитов И.А., Гюльмагомедов К.С., Кобзаренко Д.Н., Семияк А.И. Модель установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2019;46 (4):19-31. DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-4-19-31

For citation: O.V. Evdulov, I.A. Gabitov, K.S. Gzulmagomedov, D.N. Kobzarenko, A.I. Semiyak. A prototype device for producing fresh water from atmospheric air. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2019; 46 (4):19-31. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-4-19-31

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.362: 537.322

DOI: 10.21822/2073-6185-2019-46-4-19-31

МОДЕЛЬ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Евдулов О.В.¹, Габитов И.А.¹, Гюльмагомедов К.С.¹, Кобзаренко Д.Н.², Семияк А.И.¹

¹Дагестанский государственный технический университет,
367026, г. Махачкала, пр. Имама Шамиля, 70, Россия,

²Институт проблем геотермии,
367000, г. Махачкала, пр. Имама Шамиля, 39А, Россия

Резюме. Цель. Целью статьи является разработка конструкции, физическое и математическое моделирование установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха в прибрежных районах. **Метод.** Разработана конструкция, физическая и математическая модель установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха путем конденсации ее на холодной поверхности, точка росы на которой будет создаваться за счет использования естественного холода морской воды с применением для ее циркуляции энергии движущихся волн, а также нагреве при поверхностного к ней воздушного слоя солнечными концентраторами с целью интенсификации процесса конденсации влаги. **Результат.** Получены данные о количестве получаемой пресной воды (ее массы) с единицы площади поверхности конденсации (1 м^2) за 1 час в зависимости от разности температур между поверхностью конденсации и морской воды, влиянии характеристик солнечного концентратора и жидкостного теплоотвода с морской водой на параметры установки. **Вывод.** Установлено, что значение полученной пресной воды из атмосферного воздуха сильно зависит от разности температур над поверхностью конденсации и морской воды. Так, согласно расчетам при увеличении последней на 45 К, масса пресной воды получаемой с 1 м^2 поверхности конденсации за 1 час увеличивается примерно вдвое и составляет примерно 5,8 кг.

Ключевые слова: пресная вода, атмосферный воздух, морская вода, прибрежные районы, солнечные концентраторы, физическая и математическая модель, численный эксперимент

A PROTOTYPE DEVICE FOR PRODUCING FRESH WATER FROM ATMOSPHERIC AIR

O.V. Evdulov¹, I.A. Gabitov¹, K.S. Gyulmagomedov¹, D.N. Kobzarenko², A.I. Semilyak¹

¹Daghestan State Technical University,

¹70 I. Shamil Ave., Makhachkala 367026, Russia,

²Institute of Geothermal Problems,

²39 A I. Shamil Ave., Makhachkala 367000, Russia

Abstract. Objectives. The aim of the article is to develop the design and carry out the physical and mathematical modelling of a device for producing fresh water from atmospheric air in coastal areas, as well as under the conditions of sea transport. A **Method** for constructing the device for producing fresh water from atmospheric air is developed on the basis of a physical and mathematical model. Fresh water is obtained by condensation on a cold surface, which dew point is created using the natural cold of seawater with the application of the energy of moving waves for its circulation. The heating of the surface air layer adjacent to the cold surface by solar concentrators intensifies the process of the moisture condensation. **Results.** Data is obtained on the quantity (mass) of fresh water produced per unit of condensation surface area (1 m^2) for 1 hour depending on the temperature difference between the condensation surface and seawater. The influence of the characteristics of solar concentrator and liquid heat remover with seawater on the device parameters is studied. **Conclusion.** It is established that the amount of the fresh water obtained from atmospheric air strongly depends on the temperature difference between the condensation surface and seawater. Thus, according to calculations, with an increase of the latter by 45 K, the mass of fresh water obtained from a condensation surface of 1 m^2 in 1 hour approximately doubles to 5.8 kg.

Keywords: fresh water, atmospheric air, seawater, coastal areas, solar concentrators, physical and mathematical model, numerical experiment

Введение. В настоящее время нехватка воды становится одним из ключевых факторов, сдерживающих развитие цивилизации во многих регионах Земли. Суточный расход воды на личные нужды жителя современного города составляет примерно 100-350 л [1, 2]. В то же время во многих регионах Земли эта цифра снижается до 20-70 л, в результате чего почти 1 млрд. человек на земле не обеспечен питьевой водой. Основными источниками пресной воды на Земле сейчас считаются воды рек, озер, артезианских скважин и опресненная морская вода. Запасы пресной воды в них составляют около 1,2 тысячи км³. Для сравнения количество воды, находящейся в каждый данный момент в атмосфере, равно 14 тыс. км³. Ежегодно с поверхности суши и океана испаряется 577 тысяч км³, столько же затем выпадает в виде осадков. Из сравнения общего количества испаряющейся влаги и количества воды в атмосфере следует, что в течение года она обновляется в атмосфере 45 раз [1, 2]. Таким образом, основной источник пресной воды – вода в атмосферном воздухе, оказывается неиспользуемым.

Постановка задачи. В этой связи является целесообразным разработку специальных технических средств для извлечения влаги из атмосферы и использования ее для нужд населения Земли [3]. Представляется перспективным извлечение ее из атмосферного воздуха путем конденсации на холодной поверхности, точка росы на которой будет создаваться за счет использования естественного холода морской воды с применением для ее циркуляции энергии волн, а также нагрева приповерхностного к ней воздушного слоя солнечными концентраторами с целью интенсификации процесса конденсации влаги.

При проведении исследования авторами изучены существующие аналоги. В качестве них выступают установки для получения пресной воды из морской на основе процессов выпаривания или вымораживания, приборы с применением фильтрующих мембран, устройства для выделения пресной воды из влажного воздуха. К ним на сегодняшний день можно отнести такие

аппараты, как Osmo и DESAL (компания GE Osmonics, США), P-5000, Coway ССК-288 (компания Woonjin Coway Ltd., Южная Корея), HF-550 (компания Hydra Filter Ltd., Израиль), VENTURA 150 MPC (компания Spectra Watermakers, США), Sea Recovery Ultra Whisper DX (компания Cathelco, США), Aqua Matic (компания Sea Recovery, Австралия) [4-9]. Каждое из перечисленных устройств имеет существенные недостатки, к числу которых относятся: значительные отложения на поверхностях теплообмена, мембран и т.п.; большие удельные энергетические затраты; наличие большого количества сменных материалов, комплектующих, дополнительного расхода химических реагентов; экологическая опасность в процессе эксплуатации установок; необходимость в высокой квалификации обслуживающего персонала, высокая стоимость.

Предлагаемое техническое решение позволит в большой мере устранить перечисленные недостатки, в частности за счет использования в качестве основы функционирования установки возобновляемых источников энергии в виде солнечного излучения и энергии движущихся волн. Данные процессы либо вообще не требуют источников энергии, либо требуют расхода энергии в минимальном количестве. При этом количество пресной воды, которую можно получить из влажного воздуха будет определяться его температурой и влажностью, температурой поверхности конденсации, что соответствует температуре морской воды, параметрами солнечных концентраторов.

Целью работы является разработка конструкции, физическое и математическое моделирование установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха в прибрежных районах.

Методы исследования. Разработана конструкция установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха, структурная схема которой показана на рис.1.

Прибор состоит из емкости 1 с открытым верхом, погруженной в водоем с морской водой так, чтобы ее стенки выходили за поверхность воды и препятствовали попаданию внутрь емкости 1 брызг от ее волн. Внутри емкости 1 находится сквозной тракт 2 для протекания морской воды, расположенный между двумя противоположными стенками емкости 1 и размещенный так, чтобы один конец тракта находился у поверхности воды, а другой ниже с наклоном, находящемся в пределах 20-45°. Тракт в поперечном сечении имеет форму треугольника, основание 3 которого обращено к дну емкости 1, а вершина 4 к поверхности водоема. Длина основания треугольника меньше ширины емкости 1 в направлении, перпендикулярном размещению тракта 2. Угол между боковыми ребрами 5 треугольника лежит в пределах 90-140°.

Над трактом 2 на специальном держателе 6 на фокусном расстоянии установлен концентратор солнечной энергии 7. В непосредственной близости от находящегося выше конца тракта 2 в морской воде размещен преобразователь энергии волн 8, выполненный, например, в виде «утки Солтера». Преобразователь энергии волн 8 крепится снаружи к боковой поверхности емкости 1 за счет крепежного приспособления 9. На дне емкости 1 находится сосуд для пресной воды 10. Нахождение емкости 1 у поверхности водоема обеспечивается поплавками. Емкость 1 помещается в водоем и фиксируется в требуемом положении посредством фиксаторов. После погружения емкости 1 в водоем через тракт 2 начнет протекать морская вода за счет его наклона под соответствующим углом под действием гравитационных сил. Морская вода будет охлаждать тракт 2 в общем и в частности его верхнюю поверхность, образуя тем самым зону конденсации влаги. Непрерывное движение морской воды по тракту 2 осуществляется преобразователем энергии волн 6, обеспечивающим ее постоянное нагнетание в тракт 2 со стороны, расположенной у поверхности водоема. Размещенный над трактом 2 с помощью держателя 6 концентратор солнечной энергии 7 будет обеспечивать дополнительный прогрев воздушной среды над верхней поверхностью тракта, что даст возможность интенсифицировать процесс конденсации пресной воды.

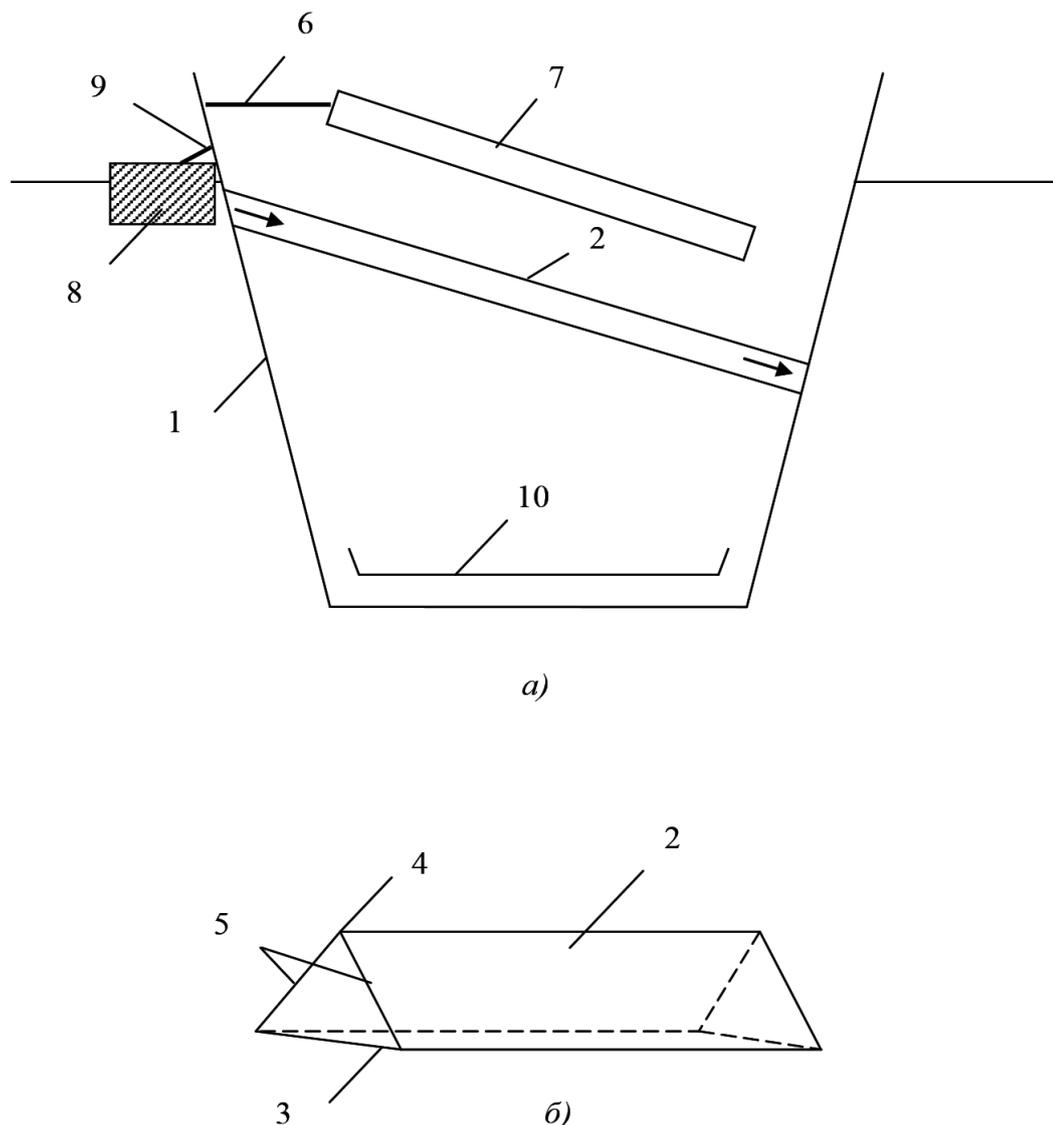


Рис.1. Структурная схема установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха
Fig. 1. Block diagram of the installation for fresh water from atmospheric air

Конденсируемая из воздуха влага будет стекать в сосуд для сбора пресной воды 8 за счет действия гравитационных сил и специального исполнения тракта 2, в сечении имеющего форму треугольника с основанием 3, вершиной 4 и боковыми ребрами 5, имеющими наклон по отношению к горизонтальной оси. Поплавки обеспечивают постоянное нахождение емкости 1 у поверхности водоема. В соответствии с конструктивным описанием установки и принципа ее работы разработана физическая модель прибора, имеющая вид, представленный на рис.2. На нем 1- солнечный концентратор, 2 - поверхность конденсации, 3 - тракт для движения морской воды, 4- морская вода.

Анализ физической модели установки, в частности ее структурных элементов, позволяет сделать вывод о необходимости разбиения ее математической модели на три составные части: расчет теплопритоков на поверхность конденсации за счет солнечной радиации, в частности определение характеристик концентратора солнечной энергии, расчет системы отвода теплоты в тракте - моделирование движения морской воды, непосредственный расчет процесса конденсации [10].

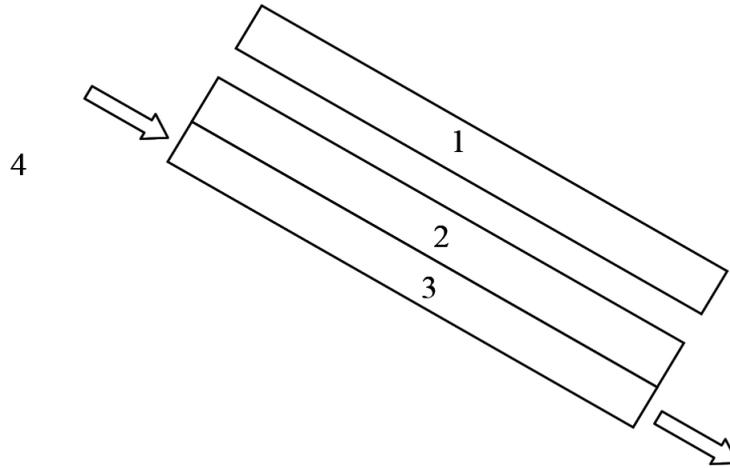


Рис.2. Физическая модель установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха
Fig. 2. Physical model of a plant for producing fresh water from atmospheric air

Первая задача решена достаточно подробно в [11-13], где получены зависимости характеристик параболического солнечного концентратора от интенсивности солнечного излучения, времени суток, внешних условий. Поэтому подробнее рассмотрим последние две задачи.

Расчет жидкостного тракта. Количественная оценка системы жидкостного теплоотвода в виде тракта, по которому протекает морская вода, состоит из расчета контура, в котором циркулирует вода переменной плотности, и теплотехнического расчета коэффициента теплопередачи [14]. Гидродинамический расчет тракта ведется в следующей последовательности [15].

1. Количество циркулирующей в системе воды

$$G = \frac{Q_0}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}, \quad (1)$$

где Q_0 - мощность, выделяющаяся на горячих спаях термобатареи;

ε_1 и ε_2 - энтальпия воды соответственно при наиболее низкой и наиболее высокой температурах в контуре.

2. Задавая скорость циркуляции воды в системе, определяем суммарное проходное сечение подъемных труб контура:

$$f_0 = \frac{G}{3,6 \cdot 10^3 W_0 \gamma}, \quad (2)$$

где G - количество циркулирующей воды;

W_0 - скорость циркуляции;

γ - плотность воды при средней температуре в контуре.

Значение γ может быть определено из соответствующих таблиц. В зависимости от конфигурации тракта определяются их проходные сечения. Естественно, что скорость циркуляции воды в тракте будет такой же.

3. Динамическое сопротивление тракта движущейся по нему воде определяется по формуле

$$\Delta P = \frac{\lambda \ell \bar{W}^2 \gamma}{2gd}, \quad (3)$$

где ν - коэффициент трения вода-металл;

ℓ - длина тракта, м;

\bar{W} - средняя скорость движения воды в трубе;

d - ширина тракта;

g - ускорение силы тяжести.

Величина ν может быть определена из графика, приведенного на рис.3 [16].

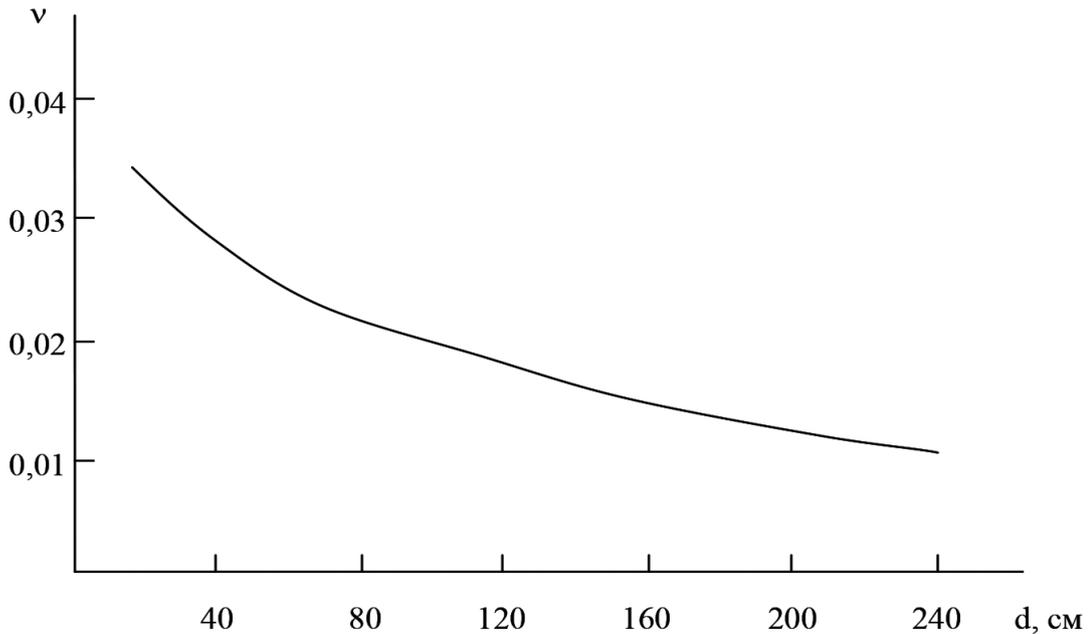


Рис.3. Зависимость коэффициента трения от ширины тракта
Fig. 3. The dependence of the coefficient of friction on the width of the path

Для определения коэффициента отдачи тепла при заданных скоростях циркуляции воды в контуре с достаточной степенью точности могут быть использованы формулы, относящиеся к естественной конвекции жидкости в свободном объеме. Коэффициент теплопередачи от спаев ТЭБ к воде может быть определен по формуле

$$\alpha = \frac{0,135\delta}{\ell} (\text{Pr Gr})^{1/3}, \quad (4)$$

где δ - коэффициент теплопроводности воды;
 ℓ - определяющий размер теплообменной поверхности;
 Pr - критерий Прандля;
 Gr - критерий Грасгофа.

Произведение критерия Прандля на критерий Грасгофа определяется соотношением

$$\text{Pr Gr} = \frac{g \ell^3 \beta \Delta T}{\mu a}. \quad (5)$$

Здесь g - ускорение силы тяжести;
 μ - коэффициент кинематической вязкости воды;
 a - коэффициент температуропроводности воды;
 β - коэффициент объемного расширения воды;
 ΔT - разность температур ребро-вода.

С достаточной степенью точности среднее значение величины коэффициента теплопередачи для заданной поверхности теплообмена может быть определено по формуле

$$\alpha = 2,28 \cdot 10^5 f_0 W_0 \gamma \lg \frac{T - T_1}{T - T_2}, \quad (6)$$

где f_0 - сечение трубопроводов;
 W_0 - скорость циркуляции воды;
 γ - плотность воды при средней температуре в контуре;
 T - средняя температура поверхности теплообмена;
 T_1 - температура воды, входящей в контур;
 T_2 - температура воды, выходящей из контура.

Расчет процесса конденсации. При конденсации, как и во всех других процессах теплоотдачи, используют уравнение теплоотдачи. Согласно уравнению конвективной теплоотдачи, называемому также законом Ньютона, тепловой поток прямо пропорционален разности температур жидкости и стенки и площади поверхности теплообмена [17]:

$$Q = \alpha(T_H - T_c), \quad (7)$$

или

$$Q = \alpha \Delta T_a F, \quad (8)$$

или

$$q = \alpha T_a, \quad (9)$$

где Q - тепловой поток, Вт;

$q = Q / F$ - поверхностная плотность теплового потока,

α - коэффициент теплообмена,

$\Delta T_a = T_H - T_c$ - температурный напор,

F - площадь поверхности теплообмена,

T_c - температура поверхности теплообмена;

T_H - температура жидкости вдали от стенки (полагаем, что она постоянна вдоль всей поверхности теплообмена и равна температуре насыщения конденсирующейся жидкости при заданном давлении).

Средний коэффициент теплоотдачи от пара к стенке вычисляется по выражению [18]:

$$\alpha = \frac{Q}{F(T_H - T_c)}. \quad (10)$$

Для рассматриваемого случая необходима корректировка вышеприведенной формулы с учетом того, что конденсация влажного воздуха происходит на наклонной поверхности. Тогда для различных случаев течения жидкости вдоль поверхности получим.

Теплоотдача при ламинарном движении пленки:

$$Re = 3.77 \cdot Z^{0.75} \cdot \varepsilon_T \varepsilon_\varphi, \quad (11)$$

где Re - число Рейнольдса,

$Z = h \Delta T A(T_H)$ - приведенная высота,

h - высота поверхности, $A(T_H) = \frac{4}{\gamma \mu}$,

γ - удельная теплота конденсации,

μ - вязкость пленки конденсата,

$\varepsilon_T = \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^3 \right]^{\frac{1}{8}}$ - поправка, учитывающая зависимость свойств конденсата от температуры,

ры,

$\varepsilon_\varphi = \sqrt[4]{\cos \varphi}$ - поправка, учитывающая отклонение поверхности от вертикали,

φ - угол отклонения от вертикали,

λ - коэффициент теплопроводности пленки конденсата, индекс c соответствует свойствам конденсата при T_c

$$\alpha = 0.943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\gamma \rho^2 \lambda^3}{\mu \Delta T h}} \cdot \varepsilon_T \varepsilon_\varphi, \quad (12)$$

где ρ - плотность пленки конденсата.

Теплоотдача при ламинарно-волновом движении пленки:

$$Re = 3.8 \cdot Z^{0.78} \cdot \varepsilon_T \varepsilon_\varphi \quad (13)$$

Теплоотдача при смешанном движении пленки

$$Re = \left[253 + 0.069 \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.025} \cdot Pr^{0.5} \cdot (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (14)$$

где Pr - число Прандтля.

Для расчета средней теплоотдачи при смешанном характере течения конденсатной пленки на вертикальных поверхностях была принята формула Д.А. Лабунцова [19].

По найденному значению Q из выражения [20]

$$Q = mC\Delta T_a \quad (15)$$

может быть найдена масса m сконденсировавшейся пресной воды из атмосферного воздуха, где C ее теплоемкость.

Обсуждение результатов. На основе математической модели произведен численный эксперимент. Численный эксперимент осуществлялся отдельно для каждой расчетной задачи. На основе расчетов получены графики зависимости изменения количества теплоты в единицу времени, поступающей на поверхность конденсации, от интенсивности солнечного излучения, характеристик солнечного концентратора (рис.4-5).

Расчеты проводились при следующих параметрах параболического концентратора: диаметр - 0,35 м; общая площадь - 0,72 м²; эффективная площадь сбора солнечного излучения - 0,48 м²; суммарная площадь отражения - 0,52 м²; фокусное расстояние - 0,6 м; максимальная температура в точке фокуса - 230°C.

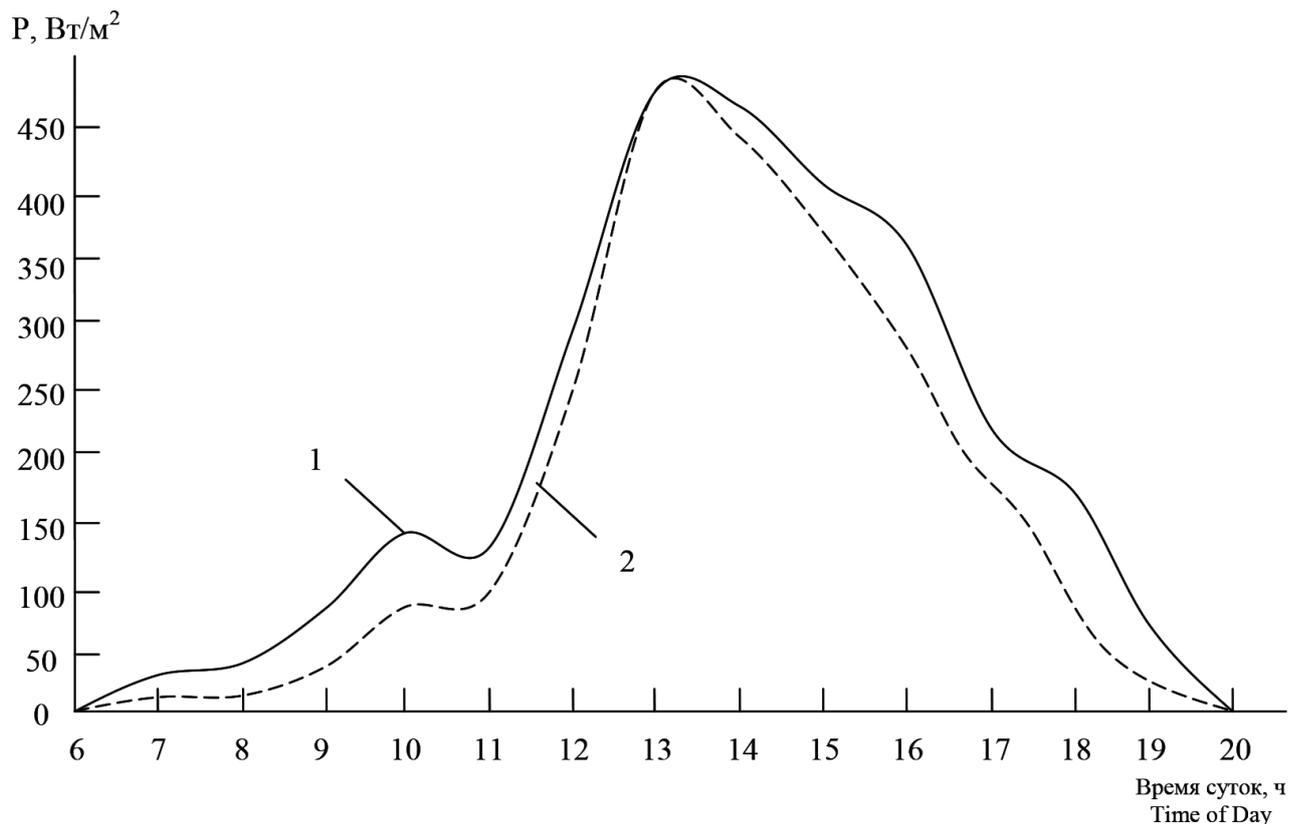


Рис.4. Зависимость тепловой мощности P , поглощаемой теплоприемником за счет солнечного излучения на юге (1) и средней полосе (2) России в зависимости от времени суток

Fig. 4. Dependence of the thermal power P absorbed by the heat receiver due to solar radiation in the south (1) and the middle band (2) of Russia depending on the time of day

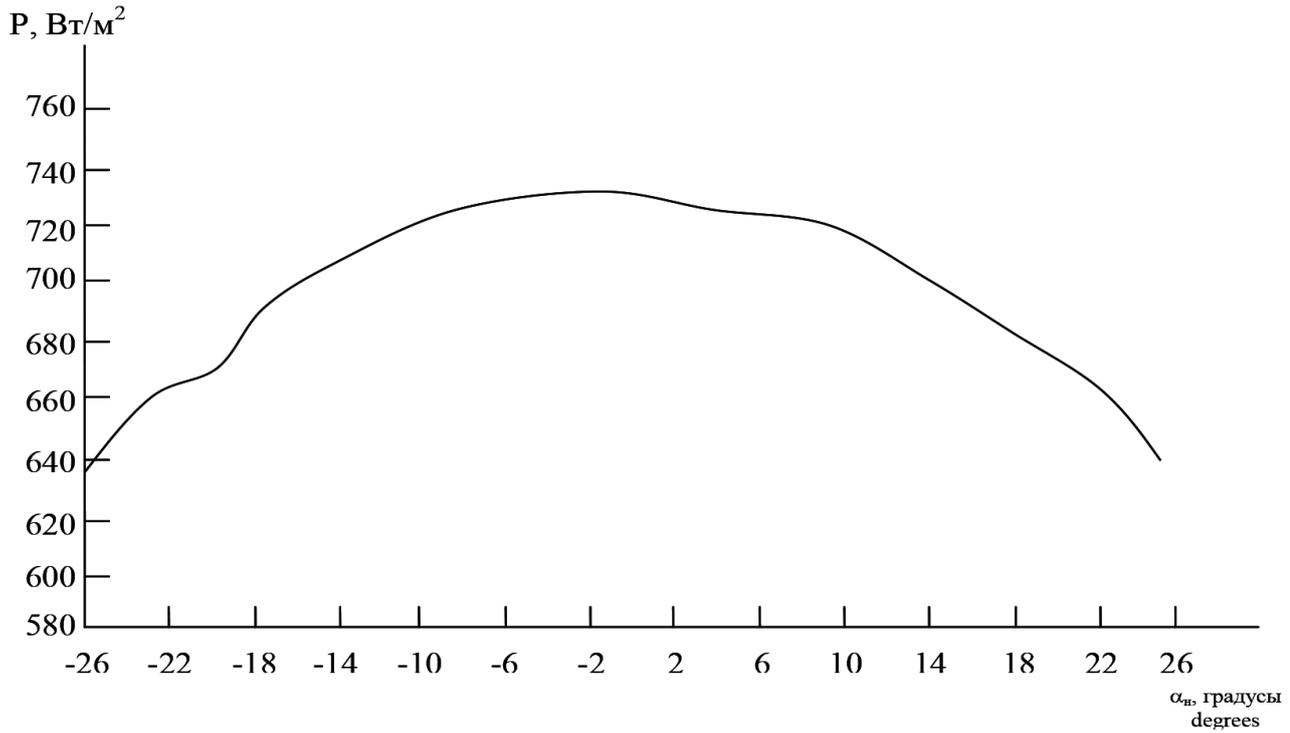


Рис.5. Зависимость тепловой мощности, поглощаемой теплоприемником за счет солнечного излучения на юге России днем от угла между нормалью к плоскости концентратора и линией падения лучей
Fig. 5. Dependence of the heat power absorbed by the heat receiver due to solar radiation in the south of Russia during the day from the angle between the normal to the concentrator plane and the line of incidence of the rays

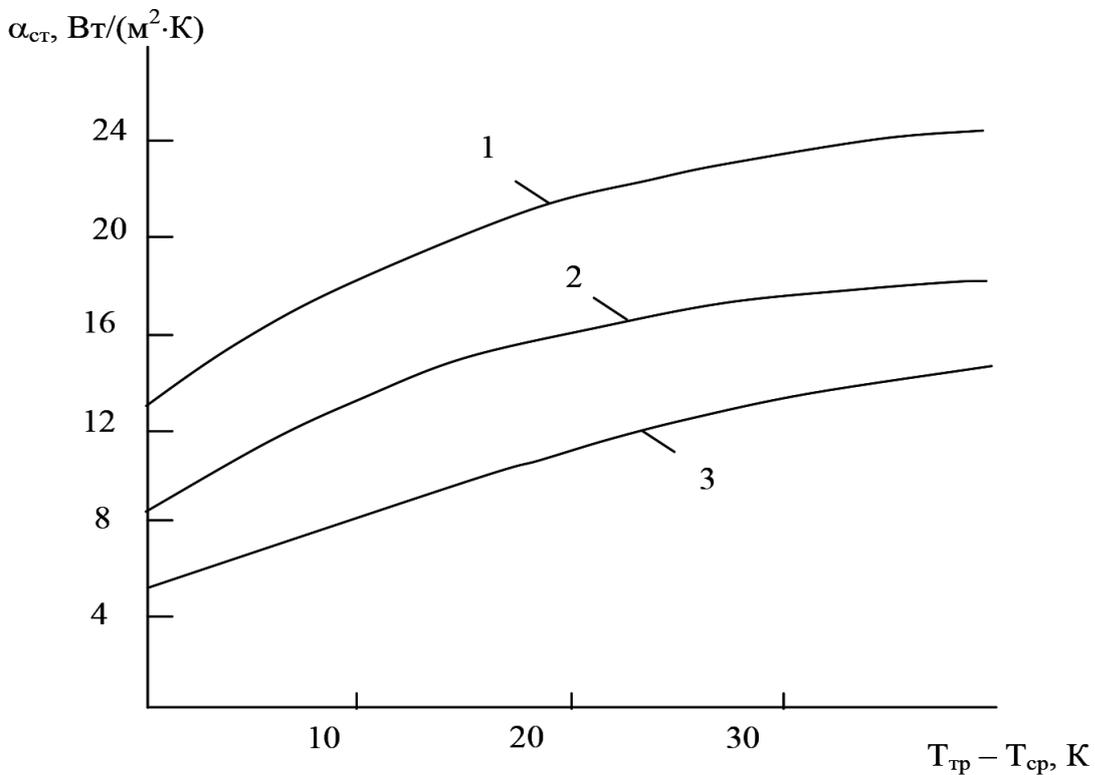


Рис.6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от перегрева тракта при различных скоростях движения морской воды 1 - 1.5 м/с; 2 - 1 м/с; 3 - 0.5 м/с
Fig. 6. The dependence of the heat transfer coefficient on overheating of the tract at various speeds of movement of sea water 1 - 1.5 m / s; 2 - 1 m / s; 3 - 0.5 m / s

На рис.4 показана зависимость тепловой мощности P , поглощаемой теплоприемником за счет солнечного излучения, приведенной к 1 м^2 на юге (1) и средней полосе (2) Российской Федерации в зависимости от времени суток [4].

Как показывают представленные зависимости значительное расхождение в мощности, поглощаемой горячими спаями ТЭБ за счет солнечного излучения, наблюдается утром (до 11 ч.), затем примерно до 14 ч. 30 мин. Данные значения отличаются незначительно (не более 20 Вт/м^2), и после 15 ч. различие резко растет. В местах наибольшего расхождения данных величина разности в тепловом потоке достигает $80\text{-}100 \text{ Вт/м}^2$. Утром (6 ч.) и вечером (21 ч.) величина тепловой мощности, поглощаемой горячими спаями ТЭБ за счет солнечного излучения близка к нулю.

На рис.5 изображено изменение тепловой мощности P , поглощаемой теплоприемником за счет солнечного излучения, приведенной к 1 м^2 на юге России днем от характеристики концентратора солнечной энергии, выраженной в угле между нормалью к плоскости концентратора и линией падения лучей α_n . Согласно представленным данным с уменьшением значения данного угла мощность поглощаемая горячим спаем термоэлектрической структуры растет. При этом максимуму поглощения теплоты, что очевидно, приходится на угол, равный нулю и составляет порядка 720 Вт/м^2 . Изменению угла между нормалью к плоскости концентратора и линией падения лучей изменяет поглощаемую тепловую мощность примерно на 70 Вт/м^2 .

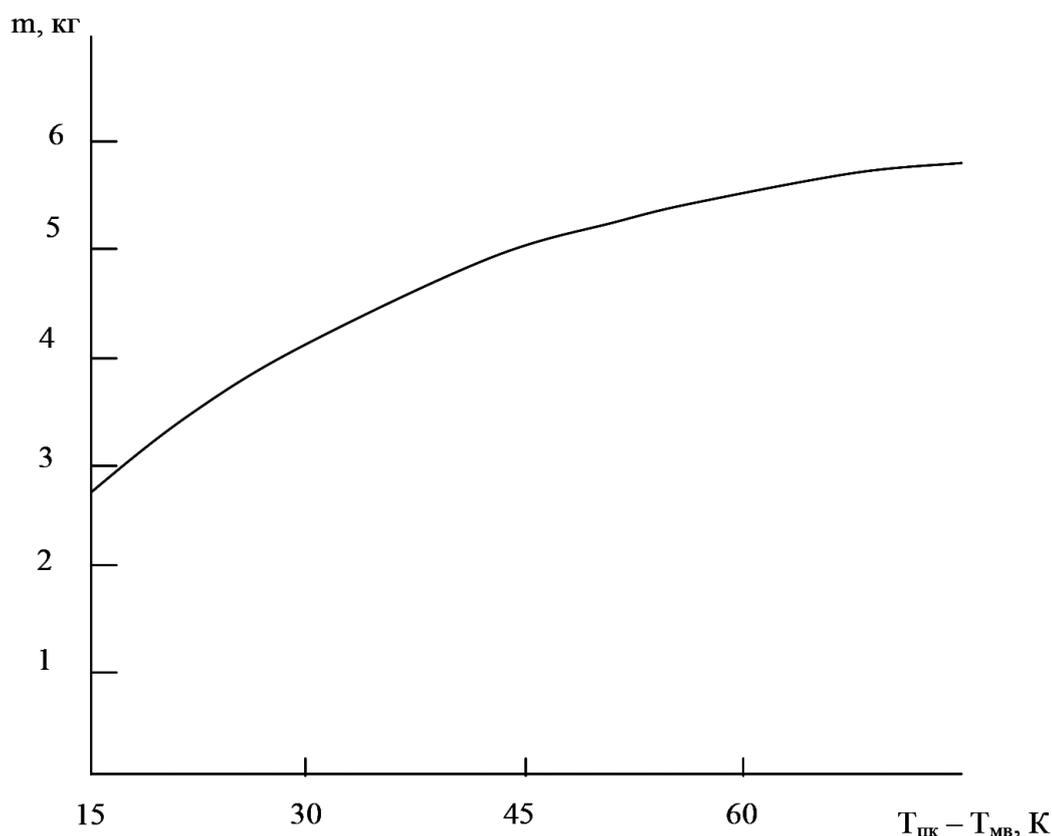


Рис.7. Зависимость массы получаемой пресной воды с единицы площади поверхности конденсации (1 м^2) за 1 час в зависимости от разности температур между поверхностью конденсации и морской воды
Fig. 7. Dependence of the mass of fresh water received per unit condensation surface area (1 м^2) per 1 hour depending on the temperature difference between the condensation surface and sea water

В соответствии с рассмотренной методикой расчета жидкостного теплоотвода, используемого для поверхности конденсации, получены графики зависимости изменения ее коэффициента теплоотдачи от перегрева тракта с морской водой (рис.6). Предполагалось что материал тракта – алюминий, его длина и ширина соответственно 500 мм и 100 мм.

Согласно графику, характеризующему жидкостной теплоотвод по тракту, следует, что для обеспечения интенсивного отвода теплоты от зоны конденсации вполне достаточно применение жидкостного теплоотвода. При этом очевидно, что повышение скорости протекания воды является более выгодным с точки зрения уровня отвода теплоты. Так, при скорости течения морской воды 1,5 м/с при перегреве тракта 30 К значение коэффициента теплоотдачи составляет $24 \alpha_{ст}$, Вт/(м²·К), что соответствует 90 Вт отводимой мощности.

Получены данные о количестве получаемой пресной воды (ее массы) с единицы площади поверхности конденсации (1 м²) за 1 час в зависимости от разности температур над поверхностью конденсации (непосредственно над ней) и морской воды, представленные на рис.7. Согласно ему значение полученной пресной воды из атмосферного воздуха сильно зависит от разности температур над поверхностью конденсации и морской воды. Так, согласно расчетам при увеличении последней на 45 К, масса пресной воды получаемой с 1 м² поверхности конденсации за 1 час увеличивается примерно вдвое и составляет примерно 5, 8 кг. Данное обстоятельство подтверждает возможность получения заявляемых в техническом задании характеристик установки.

Вывод. 1. Разработана конструкция и физическая модель установки для получения пресной воды из атмосферного воздуха путем конденсации ее на холодной поверхности, точка росы, на которой будет создаваться за счет использования естественного холода морской воды с применением для ее циркуляции энергии движущихся волн, а также нагрева приповерхностного к ней воздушного слоя солнечными концентраторами с целью интенсификации процесса конденсации влаги.

2. Разработана математическая модель, включающая в себя три составные части: расчет теплопритоков на поверхность конденсации за счет солнечной радиации, в частности определение характеристик концентратора солнечной энергии, расчет системы отвода теплоты в тракте - моделирование движения морской воды, непосредственный расчет процесса конденсации.

3. В результате численного эксперимента получены данные об изменении массы получаемой пресной воды с единицы площади поверхности конденсации (1 м²) за 1 час в зависимости от разности температур между поверхностью конденсации и морской воды, влиянии характеристик солнечного концентратора и жидкостного теплоотвода с морской водой на параметры установки.

4. Установлено, что значение полученной пресной воды из атмосферного воздуха сильно зависит от разности температур над поверхностью конденсации и морской воды. Так, согласно расчетам при увеличении последней на 45 К, масса пресной воды получаемой с 1 м² поверхности конденсации за 1 час увеличивается примерно вдвое и составляет примерно 5,8 кг.

Библиографический список:

1. Германович В., Турилин А. Альтернативные источники энергии и энергосбережение. - СПб.: Наука и техника. 2014. С.30-67.
2. Рубан С.С. Нетрадиционные источники энергии. М.: Энергия. 2003. С.10-27.
3. Минин В. А., Дмитриев С.Г. Перспективы освоения нетрадиционных и возобновляемых источников энергии на Кольском полуострове. Мурманск: Bellona. 2007.
4. <https://www.lenntech.com/products/membrane/osmonics/osmonics.htm>.
5. <http://www.coway.com>.
6. <https://www.hydra-filter.com>.
7. <http://www.marinewarehouse.net/spectra.html>.
8. <http://www.cathelco.com>.
9. <http://www.searecovery.com>.
10. Кашкаров А.П. Ветрогенераторы, солнечные батареи и другие полезные конструкции. - Москва: ДМК Пресс. 2011.
11. Евдулов Д.В., Сулин А.Б. Математическая модель выпрямителя переменного напряжения, выполненного на базе термоэлектрического преобразователя энергии // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2015. №39 (4). С. 21-30.
12. Виссарионов В.И., Дерюгина Г.В., Кузнецова В.А., Малинин Н.К. Солнечная энергетика: Учебное пособие для вузов / Под ред. В.И. Виссарионова. М.: Издательский дом МЭИ. 2008.

13. Г. Раушенбах Справочник по проектированию солнечных батарей. М.: Энергоатомиздат. 2002.
14. Шило Г.Н., Гапоненко Н.П., Огренич Е.В. Проектирование радиаторов с оптимальными массогабаритными параметрами // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 2011. №1-2.
15. Коробков, В. А. Преобразование энергии океана / В. А. Коробков. Л.: Судостроение. 1986.
16. Дульнев Г.Н. Механика жидкости и газа СПб: ИТМО. 2001.
17. Брюханов О.Н., Шевченко С.Н., Теплообмен. М: АСВ. 2005.
18. Дульнев Г.Н. Теория тепло- и массообмена. СПб.: НИУ ИТМО. 2012.
19. Елисеев В.Н., Товстоногов В.А. Теплообмен и тепловые испытания материалов и конструкций аэрокосмической техники при радиационном нагреве. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014.
20. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел. М.: Высшая школа. 2001.

References:

1. Germanovich V., Turilin A. Al'ternativnyye istochniki energii i energosberezheniye. - SPb.: Nauka i Tekhnika. - 2014. [Germanovich V., Turilin A. Alternative sources of energy and energy conservation. - SPb.: Science and Technology. 2014. pp.30-67. (In Russ)]
2. Ruban S.S. Netraditsionnyye istochniki energii. - M.: Energiya. - 2003. [Ruban S.S. Unconventional energy sources. M.: Energy. 2003. pp. 10-27. (In Russ)]
3. Minin V. A., Dmitriyev S.G. Perspektivy osvoyoeniya netraditsionnykh i vozobnovlyayemykh istochnikov energii na Kol'skom poluostrove. - Murmansk: Bellona. - 2007. [Minin V. A., Dmitriyev S. G. Prospects for the development of alternative and renewable energy sources on the Kola Peninsula. Murmansk: Bellona. 2007. (In Russ)]
4. <https://www.lenntech.com/products/membrane/osmonics/osmonics.htm>. (In Russ)]
5. <http://www.coway.com>. (In Russ)]
6. <https://www.hydra-filter.com>. (In Russ)]
7. <http://www.marinewarehouse.net/spectra.html>. (In Russ)]
8. <http://www.cathelco.com>. (In Russ)]
9. <http://www.searecovery.com>. (In Russ)]
10. Kashkarov A.P. Vetrogeneratory, solnechnyye batarei i drugiye poleznyye konstruksii. - Moskva: DMK Press. - 2011. [Kashkarov A.P. Wind generators, solar panels and other useful designs. - Moscow: DMK Press. - 2011. (In Russ)]
11. Yevdulov D.V., Sulin A.B. Matematicheskaya model' vypryamatelya peremennogo napryazheniya, vpolnennogo na baze termoelektricheskogo preobrazovatelya energii // Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. - 2015. - №39 (4). - S. 21-30. [Evdulov D.V., Sulin A.B. A mathematical model of an alternating voltage rectifier based on a thermoelectric energy converter // Herald of the Daghestan State Technical University. Technical Science. 2015. No. 39 (4). pp. 21-30. (In Russ)]
12. Vissarionov V.I., Deryugina G.V., Kuznetsova V.A., Malinin N.K. Solnechnaya energetika: Uchebnoye poso-biye dlya vuzov / Pod red. V.I. Vissarionova. – M.: Izdatel'skiy dom MEI. - 2008. [Vissarionov V.I., Deryugina G.V., Kuznetsova V.A., Malinin N.K. Solar Energy: A Textbook for Universities / Ed. IN AND. Vissarionova. - M.: Publishing house MPEI. 2008. (In Russ)]
13. G. Raushenbakh Spravochnik po proyektirovaniyu solnechnykh batarey. M.: Energoatomizdat. - 2002. [G. Rauschenbach Handbook on the design of solar panels. M.: Energoatomizdat. - 2002. (In Russ)]
14. Shilo G.N., Gaponenko N.P., Ogrnich Ye.V. Proyektirovaniye radiatorov s optimal'nymi massogabaritnymi parametrami // tekhnologiya i konstruirovaniye v elektronnoy apparature. - 2011. - №1-2. [Shilo G.N., Gaponenko N.P., Ogrnich E.V. Design of radiators with optimal weight and size parameters // technology and design in electronic equipment. 2011. No. 1-2. (In Russ)]
15. Korobkov, V. A. Preobrazovaniye energii okeana / V. A. Korobkov. - L.: Sudostroyeniye. - 1986. [Korobkov, V. A. Transformation of ocean energy / V. A. Korobkov. - L.: Shipbuilding. - 1986. (In Russ)]
16. Dul'nev G.N. Mekhanika zhidkosti i gaza SPb: ITMO. - 2001 [Dulnev G.N. Fluid and gas mechanics SPb: ITMO. 2001. (In Russ)]
17. Bryukhanov O.N., Shevchenko S.N., Teplomassoobmen. - M: ASV. - 2005. [Bryukhanov ON, Shevchenko SN, Heat and mass transfer. M: DIA. 2005. (In Russ)]
18. Dul'nev G.N. Teoriya teplo- i massoobmena. - SPb.: NIU ITMO. - 2012. [Dulnev G.N. Theory of heat and mass transfer. SPb.: NIU ITMO. 2012. (In Russ)]
19. Yeliseyev V.N., Tovstonogov V.A. Teploobmen i teplovyye ispytaniya materialov i konstruksiy aerokosmicheskoy tekhniki pri radiatsionnom nagreve. - M.: MGTU im. N. E. Baumana. - 2014. [Eliseev V.N., Tovstonogov V.A. Heat transfer and thermal testing of materials and structures of aerospace engineering during radiation heating. - M.: MSTU. N.E. Bauman. - 2014. (In Russ)]
20. Kartashov E.M. Analiticheskiye metody v teorii teploprovodnosti tverdykh tel. - M.: Vysshaya shkola. - 2001. [Kartashov E.M. Analytical methods in the theory of thermal conductivity of solids. - M.: Higher school. 2001. (In Russ)]

Сведения об авторах.

Евдулов Олег Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической и общей электротехники; e-mail: ole-ole-ole@rambler.ru

Габитов Ильдар Азатович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры теоретической и общей электротехники; e-mail: gabitovia@mail.ru.

Гюльмагомедов Казиахмед Самудинович, ассистент кафедры электроэнергетики и возобновляемых источников энергии; e-mail: kaziakhmed@mail.ru.

Кобзаренко Дмитрий Николаевич, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией информационных технологий в энергетике; e-mail: kobzarenko_dm@mail.ru

Семиляк Александр Иванович, старший преподаватель кафедры теоретической и общей электротехники; e-mail: asemilyak@mail.ru

Information about the authors:

Oleg V. Evdulov, Cand.Sci. (Technical), Assoc.Prof., Department of Theoretical and General Electrical Engineering. Electrical Engineering; e-mail: ole-ole-ole@rambler.ru

Ildar A. Gabitov, Cand.Sci. (Technical), Senior Lecturer, Department of Theoretical and General Electrical Engineering; e-mail: gabitovia@mail.ru.

Kaziakhmed S. Gyulmagomedov, Assistant, Department of Electric Power and Renewable Energy Sources e-mail: kaziakhmed@mail.ru.

Dmitry N. Kobzarenko, Dr. Sci. (Technical), Prof.; e-mail: kobzarenko_dm@mail.ru

Alexander I. Semilyak, Senior Lecturer, Department of Theoretical and General Electrical Engineering; e-mail: asemilyak@mail.ru

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 20.09.2019.

Принята в печать 06.10.2019.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Received 20.09.2019.

Accepted for publication 06.10.2019.