

УДК620.4

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОЛНЕЧНОГО НАГРЕВАТЕЛЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ГИБРИДНЫХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ВЬЕТНАМА

Д.Н. Фам, Г.Р. Мингалеева, М.В. Савина, Е.Г. Шешуков

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

ORCID*: <http://orcid.org/0000-0002-7230-6776mingaleeva-gr@mail.ruphamdanghat@mail.com>

Резюме: **ЦЕЛЬ.** Целью настоящей работы является исследование режимных параметров солнечного нагревателя воздуха для гибридных тепловых электростанций, работающих на базе газотурбинных установок, при изменении интенсивности солнечного излучения. **МЕТОДЫ.** Было изучено влияние интенсивности солнечного излучения, характерной для климатических условий провинции НиньТуан Республики Вьетнам. На основе модели теплообмена между воздухом и пористой керамической вставкой солнечного воздушного нагревателя проведены численные исследования для определения температуры керамической вставки и температуры воздуха на выходе из солнечного нагревателя. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** Получены результаты определения температуры воздуха на выходе из солнечного нагревателя при различной интенсивности солнечного излучения в течение суток, а также при изменении доли воздуха, который после компрессора направляется в солнечный нагреватель. **ЗАКЛЮЧЕНИЕ.** В рабочих условиях, когда интенсивность солнечного излучения быстро меняется, скорость повышения или понижения температуры может быть слишком высокой, что может привести к повреждению нагревателя, температуру которого можно регулировать изменением доли воздуха, направляемого на нагрев.

Ключевые слова: теплопередача, теплообмен в пористых средах, солнечный нагреватель, интенсивность солнечного излучения, гибридные электростанции, газотурбинная установка

INVESTIGATION OF THE SOLAR AIR HEATER OPERATING PARAMETERS FOR HYBRID THERMAL POWER PLANTS IN CLIMATIC CONDITIONS OF VIETNAM

DN Pham, GR Mingaleeva, MV Savina, EG Sheshukov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

ORCID <http://orcid.org/0000-0002-7230-6776mingaleeva-gr@mail.ruphamdanghat@mail.com>

Abstract: **PURPOSE.** The article provides a study of the solar air heater operating parameters for hybrid thermal power plants operating on the basis of gas turbine plants when the solar radiation intensity changes. **METHODS.** The influence of the solar radiation intensity typical for the climatic conditions of the Ninh Thuan province of the Republic of Vietnam was studied. Based on the model of the heat exchange between air and a solar air heater porous ceramic insert, numerical studies were carried out to determine the temperature of the ceramic insert and the air temperature at the solar heater outlet. **RESULTS.** The results of the air temperature determination at the solar heater outlet at different solar radiation intensity during the day are obtained, as well as when the air proportion that is sent to the solar heater after the compressor changes. **CONCLUSION.** Under operating conditions, when the solar radiation intensity changes rapidly, the temperature rate increase or decrease may be too high, which may cause damage to the heater, the temperature of which may be controlled by changing the air proportion directed to the heating.

Key words: heat transfer, heat exchange in porous media, solar heater, solar radiation intensity, hybrid power plants, gas turbine plant

Введение

Во Вьетнаме, также как и во всем мире, чрезмерное использование традиционного ископаемого топлива вызвало ряд экологических и экономических проблем, таких как выбросы углекислого газа и опережающие потребности в электроэнергии. Поэтому для развивающихся стран Азии и других регионов мира использование экологически чистых и возобновляемых источников энергии, таких как энергия солнца, водорода, ветра, приливов и отливов [1], является актуальной темой исследований. Среди возобновляемых источников энергии солнечная энергия является наиболее перспективным ресурсом [2], солнечные тепловые электростанции с концентрацией солнечной энергии [3] обладают существенными преимуществами, особенно для использования в гибридных схемах, основанных на применении традиционных технологий сжигания органического топлива и возобновляемых ресурсов. Данные технологии могут быть востребованы в развивающихся странах Азии, например, в Республике Вьетнам, именно в секторе малой распределенной энергетики. Развитие автономного энергоснабжения от объектов малой мощности будет способствовать повышению надежности энергоснабжения промышленных объектов и населенных пунктов, обеспечит инвестиционную привлекательность проектов строительства данных объектов.

Республика Вьетнам в настоящее время является одной из стран с большим потенциалом для развития распределенных источников энергии с использованием возобновляемых энергетических ресурсов. Средняя суммарная солнечная радиация на территории Вьетнама колеблется от 1346,8 до 2153,5 кВт·ч/м² в год, при среднегодовом количестве солнечных часов 1600-2720 часов [4].

В данной работе рассмотрена схема гибридной тепловой электростанции, работающей на основе газотурбинной установки, воздух для которой после сжатия в компрессоре подогревается за счет солнечного излучения в нагревателе, расположенном на башне. Это – так называемая SPT-технология (*SolarPowerTower*). За счет нагрева воздуха, поступающего в камеру сгорания газотурбинной установки, до 600-1000 °С снижается расход топлива и повышается эффективность электростанции. На рис. 1 представлена принципиальная схема гибридной электростанции на основе SPT-технологии, подобные объекты работают в настоящее время в Испании и некоторых странах Азии. Нагрев воздуха осуществляется в теплообменном аппарате с пористой вставкой, которая получает тепло при концентрировании солнечной энергии на внутренней сферической поверхности нагревателя. Температура воздуха на выходе из нагревателя зависит от интенсивности солнечного излучения и режимных параметров данного процесса – расхода и температуры поступающего от компрессора воздуха [5,6].

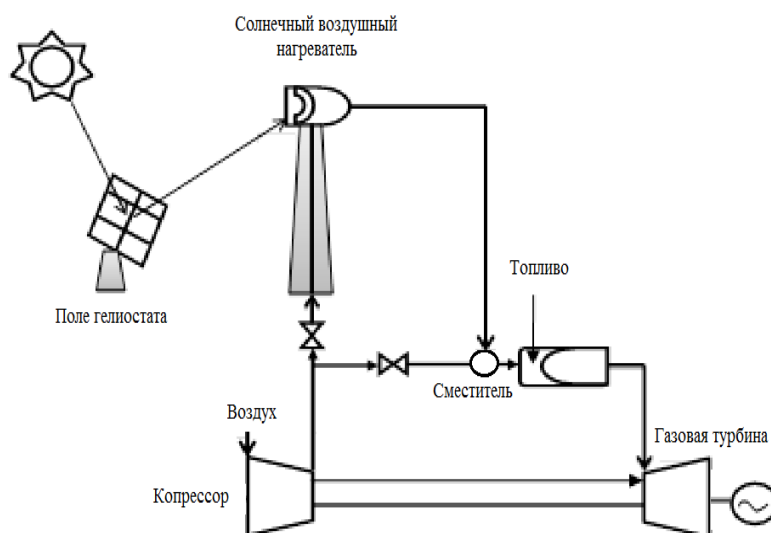


Рис. 1. Принципиальная схема гибридной электростанции с концентрацией солнечной энергии и солнечным нагревателем воздуха

С 1980-х годов солнечный нагреватель (в некоторых работах – ресивер) для высокотемпературного воздуха привлекает большое внимание ученых. Были исследованы различные типы ресиверов. Большинство нагревателей - это объемные аппараты, в которых поглощается солнечное излучение. Для автоматизации процесса были разработаны алгоритмы управления для запуска, переходных операций, а также останова

устройства [7,8]. Развитие SPT-технологий позволило обеспечить значение теплового потока на поверхности нагревателя до 1 МВт/м^2 при уменьшении веса и размера приемников, сокращении времени запуска и перехода и повышенной эффективности [9,10]. Для дальнейшего повышения производительности приемника рассматривается пористая среда. Бак и др. [11] изучали взаимосвязь между интенсивностью солнечного излучения и скоростью потока в аппарате. Фенд и соавторы [12] исследовали взаимосвязь между перепадом давления и характеристиками пористой среды ресивера. Беккер и др. [13] исследовали стабильность потока в приемнике, а Питц-Паал и др. [14] исследовали характеристики и стабильность потока различных типов открытых объемных поглотителей при неоднородном облучении. Эти исследователи пришли к выводу, что параметры пористой среды являются определяющими для солнечного нагревателя.

Глубокое исследование процесса теплопереноса в пористых средах на основе математического моделирования и экспериментов представлено в монографии И.А. Попова [15].

Целью данной работы является исследование режимных параметров солнечного нагревателя воздуха для гибридных тепловых электростанций, работающих на базе газотурбинных установок, при изменении интенсивности солнечного излучения. В качестве исходных данных использовались значения интенсивности прямого солнечного излучения для провинции НиньТуан Республики Вьетнам. Полученные результаты позволят определить эффективность рассматриваемого процесса для климатических условий определенной страны или региона и целесообразность размещения гибридных электростанций для автономного энергоснабжения промышленных предприятий или населенных пунктов.

Математическая модель солнечного нагревателя воздуха

Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов на основе пористых структур проводится с помощью уравнений сохранения массы, импульса и энергии с соответствующими начальными и граничными условиями.

В качестве пористой вставки рассматривается пенокерамика из карбида кремния (SiC). Данный материал обладает высокой теплопроводностью, прочностью, термостойкостью и противоокислительными свойствами, может быть использован для изготовления трехмерных приемников с сотовой структурой. Было показано, что сотовая структура обеспечивает высокую (объемную) эффективность конвективной теплопередачи для SPT-технологий [16]. На рис.2 показана микроструктура пенокерамики из карбида кремния, изготовленная учеными Академии наук Китая.

Поверхность пенокерамического коллектора поглощает солнечное излучение. Тепло проводится через твердую матрицу. Когда воздух проходит через пористую среду, тепло передается от твердой матрицы к воздуху. Моделирование проводится в двумерной постановке.

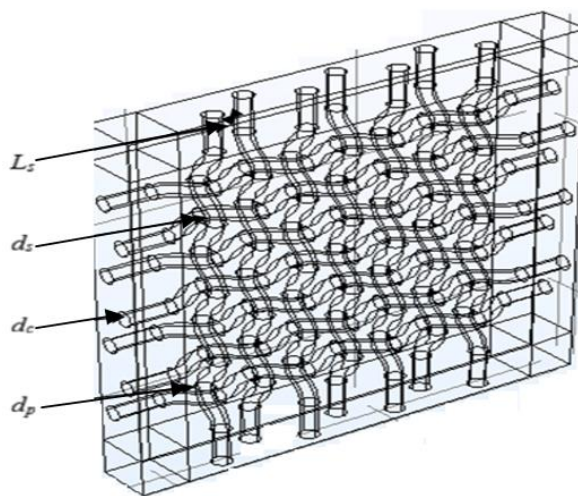


Рис.2. Пористая пенокерамическая структура вставки солнечного нагревателя воздуха: $L_s = 1 \text{ мм}$ – размер грани поры; $\varepsilon = 0,693$ – пористость; $d_s = 0,7 \text{ мм}$ – средний диаметр отверстия; $d_c = 2,828 \text{ мм}$ – средний диаметр «глазных» отверстий; $d_p = 1,45 \text{ мм}$ – средний диаметр пор

При разработке модели приняты следующие допущения: поток воздуха стабильный, свойства газовой и твердой фаз однородны и постоянны. Согласно [17] не предполагается

тепловое равновесие на границе раздела фаз. Напротив, твердая и газовая фазы могут находиться при разных температурах, и используются локальные уравнения теплового дисбаланса. Математическая модель представлена следующим образом.

Уравнение неразрывности потока записывается для газообразной среды (воздуха):

$$\frac{\partial(u\rho_f)}{\partial x} + \frac{\partial(v\rho_f)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

где ρ_f – плотность воздуха, u и v – скорости в продольном направлении (в направлении x) и в горизонтальном направлении потока (в направлении y).

Уравнение импульса для рассматриваемого процесса записывается с использованием расширенного уравнения Дарси-Бринкмана-Форхгеймера (подобные исследования проводились в работе [18]):

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\mu_f}{k} + \frac{\rho_f F \varepsilon}{\sqrt{k}} u \right) u \quad (2)$$

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\mu_f}{k} + \frac{\rho_f F \varepsilon}{\sqrt{k}} v \right) v \quad (3)$$

где p – давление; μ_{eff} – эффективная динамическая вязкость газа; μ_f – динамическая вязкость газа; k – проницаемость; ε – пористость; F – коэффициент инерции среды. Пористая связь описывается уравнением калибровки Козени-Кармана. Эти параметры рассчитываются по следующим уравнениям:

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{\varepsilon} \quad (4)$$

$$k = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{(150(1-\varepsilon))^2} \quad (5)$$

$$F = \frac{1,75}{\sqrt{150\varepsilon}^{3/2}} \quad (6)$$

В уравнении (5) d_p – средний диаметр пор. Указанный параллельный поток направляется на вход приемника (то есть в $x = 0$), а нулевые наклоны размещаются на выходе приемника (то есть в $x = L$):

$$x = 0: \quad u = u_0, \quad v = 0 \quad (7)$$

$$x = L: \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

Уравнения энергии для газообразной и твердой фаз приведены в уравнениях (9), (10) [19-21]:

$$\frac{\partial(c_f \rho_f u T_f)}{\partial x} + \frac{\partial(c_f \rho_f v T_f)}{\partial y} = \lambda_{f,eff} \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) + h_v (T_s - T_f) \quad (9)$$

$$\lambda_{s,eff} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) - h_v (T_s - T_f) = 0 \quad (10)$$

где T_f и T_s – соответственно температуры воздуха и твердой матрицы; c_p –теплоемкость, λ_f – теплопроводность и $\lambda_{f,eff}$ – эффективная теплопроводность воздуха; $\lambda_{f,eff} = \varepsilon \lambda_f; \lambda_s$ и $\lambda_{s,eff}$ – теплопроводность и эффективная теплопроводность твердой матрицы, $\lambda_{s,eff} = (1-\varepsilon) \lambda_s$; h_v – коэффициент теплоотдачи при объемной конвекции между газом и пористой матрицей.

Коэффициент теплопередачи h_v рассчитывается по формуле:

$$h_v = h_{sf} \alpha_{sf} \quad (11)$$

где h_{sf} –коэффициент теплопередачи между воздухом и пористой матрицей; α_{sf} –удельная площадь поверхности каждой единицы объема. Граничные условия приведены ниже для входа при $x=0$ и для выхода воздуха их нагревателя $x=L$:

$$x = 0 : T_f = T_{f,0} \quad q_w = -\lambda_{s,eff} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right) - \lambda_{f,eff} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right) ; \quad (12)$$

$$x = L : \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad (13)$$

В уравнении (12) $T_{f,0}$ – заданная температура газа на входе (постоянная), а q_w – тепловой поток от солнечного излучения, поглощаемый поверхностью нагревателя.

Простейшая модель теплового баланса нагревателя представлена на рис.3.

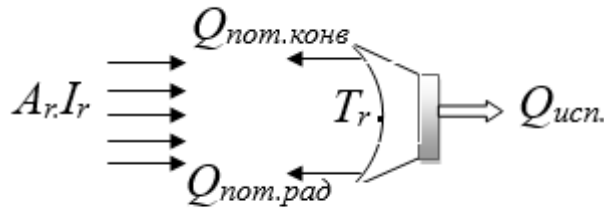


Рис. 3. Модель теплового баланса солнечного нагревателя воздуха

Солнечная энергия, поступающая на поверхность нагревателя, определяется уравнением (14) как произведение площади поверхности приемника A_r , его поглощающей способности α_r и среднего потока в нагревателе. Средний поток в нагревателе связан с локальным излучением пучка через оптическую эффективность и геометрическое соотношение концентраций.

$$\dot{Q}_{sol} = A_r \cdot \alpha_r \cdot \bar{I}_r = A_r \cdot \alpha_r \cdot \eta_{opt} \cdot CR_g \cdot I_b \quad (14)$$

где A_a – площадь апертуры коллектора; A_r – площадь приемной поверхности; α_r – поглотительная способность поверхности; η_{opt} –оптическая эффективность; I_b – интенсивность солнечного излучения.

Степень концентрации может быть определена как отношение концентраций, простейшим определением которого является геометрический коэффициент концентрации CR_g , заданный в уравнении (15) как отношение площади отверстия коллектора A_a к площади поверхности приемника A_r .

$$CR_g = \frac{A_a}{A_r} \quad (15)$$

Однако не весь поток, перехваченный коллектором, успешно перенаправляется на приемник. Это может быть связано с внутренними потерями при отражении и прохождении излучения, а также с тем, что изображение, формируемое коллектором, больше поверхности приемника. Таким образом, более репрезентативная оценка степени концентрации получается при использовании отношения оптических концентраций (CR_0), определенного

с помощью уравнения (16) как отношения средних интенсивностей потока I_a и I_r на отверстии коллектора и приемника.

$$CR_0 = \frac{\bar{I}_r}{\bar{I}_a} = \frac{\frac{1}{A_r} \int_{A_r} I_r(\vec{x}) dA}{I_b} = \eta_{opr} \cdot CR_g \quad (16)$$

Мощность падающей энергии может быть описана как:

$$Q_{in} = A_r \alpha_r I_r \quad (17)$$

Тепловой потокна поверхности нагревателя определяется как $q_w = \frac{Q_{in}}{A_r}$.

Методы решения

Для решения уравнений математической модели используется метод конечных разностей. Решение было получено методом итерации Гаусса-Зейделя. Вычислительная область разделена на 50 частей (50×1). Критерием сходимости является 10 относительных ошибок между последовательными итерациями для точек сетки в области вычислений. Температура воздуха на входе принята 600К, свойства воздуха обозначены индексом «f», апенокерамической матрицы SiC– индексом «s»:

- плотность воздуха при температуре 600 К и давлении 0,45 МПа $\rho_f = 4,9 \text{ кг/м}^3$;
- плотность пенокерамической матрицы $\rho_s = 3100 \text{ кг/м}^3$;
- теплоемкость воздуха 1,054 кДж/(кг·К);
- динамическая вязкость воздуха $30,83 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Для расчета использовались данные (табл.1), представленные в работе [22]и полученные авторами.

Таблица 1

Данные для расчета по модели

Скорость воздуха на входе в нагреватель u_0 , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0
Скорость воздуха в порах матрицы u_p , м/с	0,556	1,111	1,167	2,222
Коэффициент теплопередачи при объемной конвекции между воздухом и пористой матрицей h_v	$1,524 \cdot 10^6$	$2,293 \cdot 10^6$	$2,913 \cdot 10^6$	$3,452 \cdot 10^6$
Число Рейнольдса для пор Re_d	226	453	679	906
Число Рейнольдса для нагревателя Re_h	326	653	980	1307
Коэффициент теплопередачи на поверхности между воздухом и пористой матрице h_{sf}	736	1109	1408	1669
Доля воздуха, направляемого на нагрев	0,25	0,5	0,75	1

Результаты и обсуждение

Расчеты по уравнениям (1)-(17) были проведены для гибридной электростанции мощностью 4,6 МВт, расположенной во Вьетнаме в провинции НиньТуан, где интенсивность солнечного излучения наибольшая по сравнению с другими провинциями страны. Статистические данные интенсивности солнечного излучения представлены в табл. 2. Зависимость теплового потока на поверхности нагревателя от интенсивности солнечного излучения представлена на рис.4. В ходе проведенных расчетов получены данные для температуры воздуха на выходе из нагревателя в зависимости от доли воздуха,

направляемого на нагрев ϕ для различной интенсивности солнечного излучения, соответствующей суточным изменениям.

Таблица 2

Фактическая температура окружающей среды, прямое нормальное излучение, температура воздуха за компрессором и равномерный поток солнечного излучения в провинции

НиньТуан 1 мая 2018 г.

Время, ч	8.00	10.00	12.00	14	16
DNI	582,3	671,3	712,7	676	151,86
T (°C)	33,86	38,72	40	39,7	35,3
T _{кк} (°C)	335,091	344,722	347,258	346,664	337,945
q _w (Вт/м ²)	2,794.10 ⁵	3,223.10 ⁵	3,42.10 ⁵	3,244.10 ⁵	7,287.10 ⁴

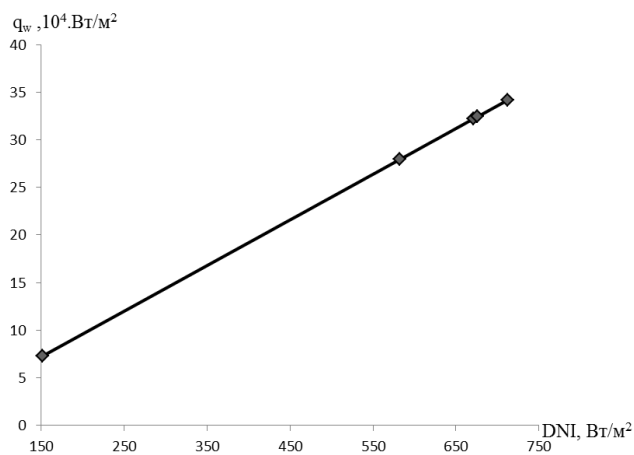


Рис. 4. Значения теплового потока на стенке солнечного нагревателя воздуха в зависимости от интенсивности солнечного излучения

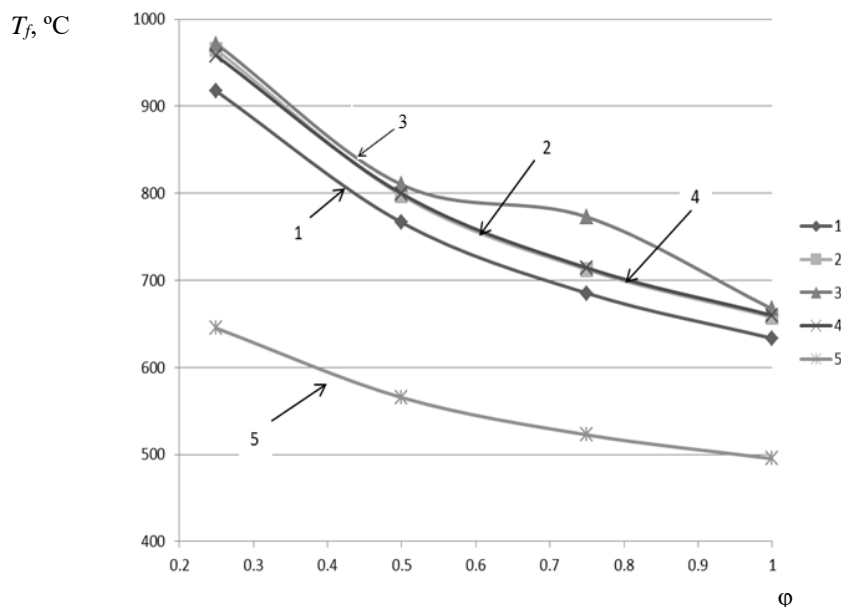


Рис.5. Температура воздуха на выходе из солнечного нагревателя при различных температурах окружающей среды $t_{окр}$ и соответствующей ей интенсивности солнечного излучения в течение суток в зависимости от доли воздуха ϕ , направляемого на нагрев, $t_{окр}$ (DNI): 1–33,86 °C (582,3 Вт/м²); 2 –38,72 (671,3); 3 – 40,0 (712,7); 4 – 39,7 (676,0); 5 – 35,3 (151,86)

Результаты, представленные на рис. 5, показывают, что наибольшая температура воздуха на выходе из нагревателя 954 °C достигается при наименьшей доле воздуха,

направляемого на нагрев, равной 0,25 и соответствующей ей скорости 0,5 м/с. Соответственно наиболее низкие значения температуры наблюдаются для $\varphi=1$, скорости 2 м/с и вечернего времени 16.00 с низкой температурой и малой интенсивностью солнечного излучения. Для утренних часов с более низкой температурой окружающего воздуха, но высокой интенсивностью излучения температура нагретого воздуха имеет гораздо более высокие значения – от 650 до 920 °С

На рис. 6-9 представлены результаты расчета температуры пенокерамической пористой вставки и температуры воздуха по глубине вставки при различной интенсивности солнечного излучения и при различных скоростях воздуха. Видно, что температура твердой матрицы уменьшается вдоль направления воздушного потока, а температура воздуха увеличивается в том же направлении. На определенной глубине (около 3 мм), чем выше скорость подачи воздуха, тем выше температура твердой матрицы. После этого значения глубины (около 3мм), чем больше скорость воздуха, тем ниже температура матрицы.

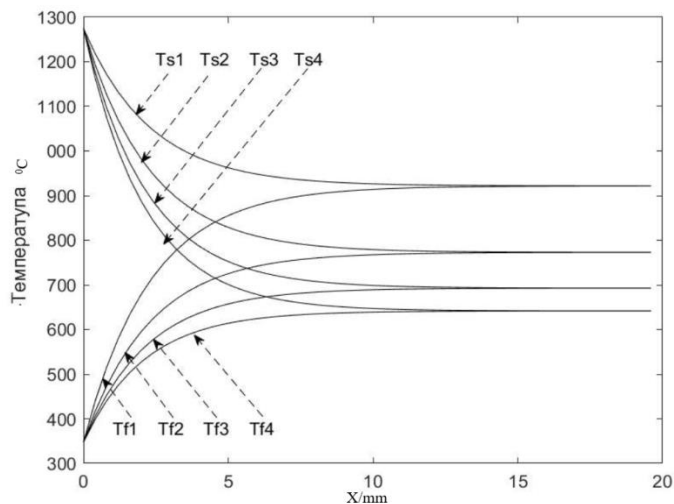


Рис. 6. Температура матрицы и воздуха в нагревателе в 8.00 01.05.2018 ($DNI\ 582,3\ \text{Вт/м}^2$, температура окружающего воздуха $33,86\ ^\circ\text{C}$, $T_{s0} = 1278\ ^\circ\text{C}$; $q_w = 2,794 \cdot 10^5\ \text{Вт/м}^2$; $T_{s1}, T_{s2}, T_{s3}, T_{s4}$ - температура матрицы и $T_{f1}, T_{f2}, T_{f3}, T_{f4}$ - температура воздуха, соответствующая скорости $u_0 = 0,5; 1; 1,5; 2$ м/с

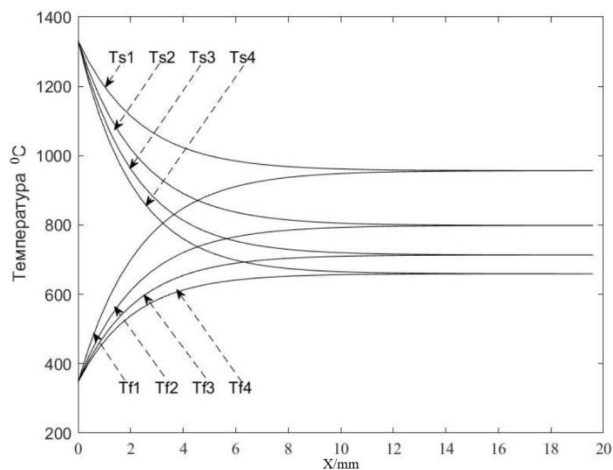


Рис. 7. Температура матрицы и воздуха в нагревателе 10.00 в 01.05.2018 ($DNI\ 671,3\ \text{Вт/м}^2$, температура окружающего воздуха $38,72\ ^\circ\text{C}$, $T_{s0} = 1335\ ^\circ\text{C}$; $u_0 = 0,5; 1; 1,5; 2$ м/с; $q_w = 3,223 \cdot 10^5\ \text{Вт/м}^2$; $T_{s1}, T_{s2}, T_{s3}, T_{s4}$ - температура Sic и $T_{f1}, T_{f2}, T_{f3}, T_{f4}$ - температура воздуха, соответствующая скорости $u_0 = 0,5; 1; 1,5; 2$ м/с

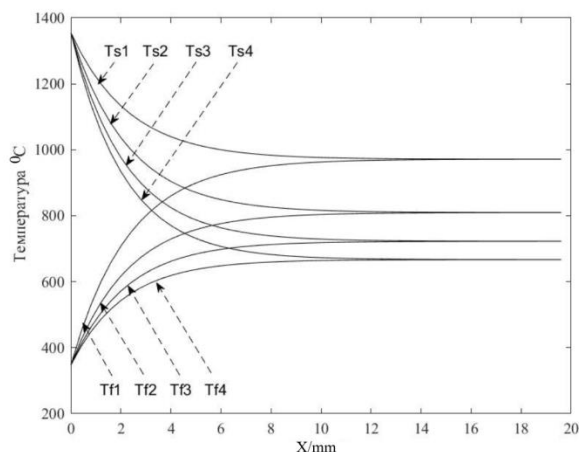


Рис. 8. Температура матрицы и воздуха в нагревателе 14.00 01.05.2018 ($DNI\ 676\ \text{Вт/м}^2$, температура окружающего воздуха $39,7\ ^\circ\text{C}$, $T_{s0} = 1359\ ^\circ\text{C}$; $u_0 = 0,5 ; 1; 1,5; 2\ \text{м/с}$; $q_w = 3.244 \cdot 10^5\ (\text{Вт/м}^2)$: $Ts1, Ts2, Ts3, Ts4$ – температура *Sicu* $Tf1, Tf2, Tf3, Tf4$ – температура воздуха, соответствующая скорости $u_0 = 0,5; 1; 1,5; 2\ \text{м/с}$

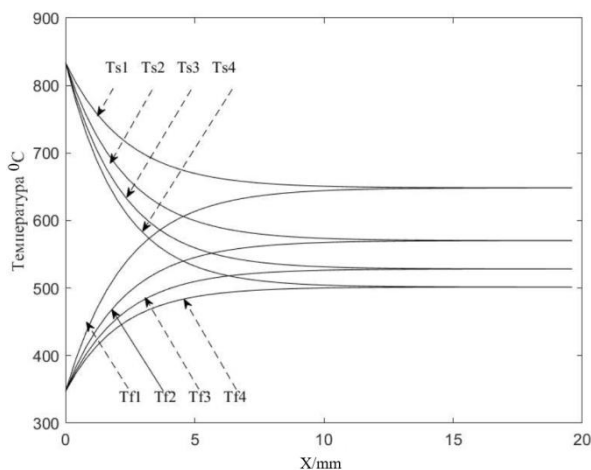


Рис. 9. Температура матрицы и воздуха в нагревателе в 16.00 01.05.2018 ($DNI\ 151,86\ \text{Вт/м}^2$, температура окружающей $35,3\ ^\circ\text{C}$), $T_{s0} = 834,4\ ^\circ\text{C}$; $u_0 = 0,5 ; 1; 1,5; 2\ \text{м/с}$, $q_w = 7,287 \cdot 10^4\ \text{Вт/м}^2$: $Ts1, Ts2, Ts3, Ts4$ – температура *Sicu* $Tf1, Tf2, Tf3, Tf4$ – температура воздуха, соответствующая скорости $u_0 = 0,5; 1; 1,5; 2\ \text{м/с}$

Заключение

В данной статье проведено исследование режимных параметров солнечного нагревателя воздуха для гибридных тепловых электростанций, работающих на базе газотурбинных установок, при изменении интенсивности солнечного излучения.

Рассмотрена известная модель теплопереноса для пористых сред, которая была дополнена зависимостями для теплового потока на поверхности нагревателя воздуха при изменении интенсивности солнечного излучения.

Результаты показывают, что наибольшая температура воздуха на выходе из нагревателя $954\ ^\circ\text{C}$ достигается при наименьшей доле воздуха, направляемого на нагрев, равной $0,25$ и соответствующей ей скорости $0,5\ \text{м/с}$. Соответственно наиболее низкие значения температуры наблюдаются для $\varphi=1$, скорости $2\ \text{м/с}$ и вечернего времени 16.00 с низкой температурой и малой интенсивностью солнечного излучения. Для утренних часов с более низкой температурой окружающего воздуха, но высокой интенсивностью излучения температура нагретого воздуха имеет гораздо более высокие значения – от 650 до $920\ ^\circ\text{C}$.

Таким образом, можно заключить, что в рабочих условиях, когда интенсивность солнечного излучения быстро меняется, скорость повышения или понижения температуры может быть слишком высокой, что может привести к повреждению нагревателя, температуру которого можно регулировать изменением доли воздуха, направляемого на нагрев.

Литература

1. Wang M., Siddiqui K. The impact of geometrical parameters on the thermal performance of a solar receiver of dish-type concentrated solar energy system // *Renewable Energy*. 2011. V.35. No.11. P. 2501–2513.
2. Chuan L., Wang X. D., Wang T. H., and Yan W. M. Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept // *Int. Commun. Heat Mass* -2015.V.65.-P.52–57.
3. Avila-Marin A. L. Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: A review // *Sol. Energy*-2011. Vol.85.No.5. -P.891–910.
4. Vietnam - Solar Radiation Measurement Data. [Электронный ресурс].URL: <https://energydata.info/dataset/vietnam-solar-radiation-measurement-data> (датаобращения 20.05.2018).
5. Kribus A, Ries H, Spirkel W. Inherent limitations of volumetric solar receivers // *J Solar Energy Eng* 1996. No.118.-P.151-155.
6. Becker M, Cordes S, Bohmer M. The development of open volumetric receivers// In: *Proceedings of sixth international symposium on solar thermal concentrating technologies*. Sept.1992.P. 945-952.
7. Romero Manuel, Buck Reiner, Pacheco James. An update on solar central receiver systems, projects, and technologies // *J Solar Energy Eng*. 2002. V. 124. No.5.P. 98-108
8. Buck R, Heller P, Koch H. Receiver development for a dish-Brayton system // In: *Proceedings of ASME Solar Engineering, Solar Energy Conference*.1996, P. 91-96.
9. Romero M, Marcos MJ, Tellez FM, et al. Distributed power from solar tower systems: AMIUS approach // *Solar Energy*. 2000.V. 67. P. 249-264.
10. Hoffschmidt Bernhard, Tellez Felix, Valverde Antonio, et al. Performance evaluation of the 200-kWth HiTRec-II open volumetric air receiver // *J Solar Energy Eng*. 2003. V. 125.No. 1. P. 87-94.
11. Buck R, Biehler T, Heller P. Advanced volumetric receiverreactor for solar methane reforming // In: *Proceedings of the sixth IEA e symposium on solar thermal concentrating technologies*. 1993. V. 1.P. 395-405.
12. Fend Th, Hoffschmidt B, Pitz-Paal R, et al. Porous materials as open volumetric solar receivers: experimental determination of thermophysical and heat transfer properties // *Energy* 2004. V. 29. No 5. P.823-833.
13. Becker M, Fend Th, Hoffschmidt B, et al. Theoretical and numerical investigation of flow stability in porous materials applied as volumetric solar receivers // *Solar Energy* 2006. V.80.No.10. P-1241-1248.
14. Pitz-Paal R, Hoffschmidt B, Bohmer M, Becker M. Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation // *Solar Energy*.1997. V. 60. No.5-6. P.135-150.
15. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена: монография / под общ.ред. Ю.Ф.Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2007. 240 с.
16. Hoffschmidt B., Fernandez V, Konstandopoulos AG, et al. Development of ceramic volumetric receiver technology // *Proceedings of the fifth Cologne Solar Symposium*, June 2001. P.51-61.
17. Fuqiang W., Zhennan G., Jianyu T., Lanxin M., Zhenyu Y. and Heping T. Transient thermal performance response characteristics of porous-medium receiver heated by multi-dish concentrator // *Int. Commun. HeatMass*-2016.V.75.P. 36–41.
18. Трифонова Т.А., Шеремет М.А. Сравнительный анализ моделей Дарси и Бринкмана при исследовании нестационарных режимов сопряженной естественной конвекции в пористой цилиндрической области // *Компьютерные исследования и моделирование*. 2013. Т. 5, № 4. С. 623–634
19. JiangPeiXue, RenZePei. Numerical investigation of forced convection heat transferin porousmedia using athermalnon-equilibrium model // *Int J Heat Fluid Flow*- 2001.V.22.No.1. P-102-110.
20. Jianhua DU, Buxuan Wang. Research on the forced convective heat transfer for fluid flow through porous media with internal heat source // *J EngThermophys* 1999 V. 20.No.1.P.69-73.
21. Guoxin HU, Wei XU, Huier Cheng. Gas flow and heat transfer in a moving packed bed of particle // *J Combust SciTechnol* 2008. V.8. No.1.P.9-14.
22. Chang Xua,b, ZheSongc, Lea-der Chenb, Yuan Zhena. Numerical investigation on porous media heat transfer in a solar tower receiver // *Renewable Energy* 2011. V.36.No.3. P. 1138-1144

Авторы публикации

Фам Данг Няп – аспирант», Казанский государственный энергетический университет.

Мингалеева Гузель Рашидовна – д-р.техн.наук., зав.кафедрой «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет.

Савина Мария Валерьевна – канд.техн.наук., доцент кафедры «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет.

Шешуков Евгений Геннадиевич – д-р. физ.-мат. наук., профессор кафедрой «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Wang M, Siddiqui K. The impact of geometrical parameters on the thermal performance of a solar receiver of dish-type concentrated solar energy system. *Renewable Energy*. 2011;35(11):2501–2513.
2. Chuan L, Wang XD, Wang TH, and Yan W. M. Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept. *Int. Commun. Heat Mass*. 2015;65:52–57.
3. Avila-Marin AL. Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: A review. *Sol. Energy*. 2011;85(5):891–910.
4. Vietnam - Solar Radiation Measurement Data. URL: <https://energydata.info/dataset/vietnam-solar-radiation-measurement-data20.05.2018>.
5. Kribus A, Ries H, Spirkel W. Inherent limitations of volumetric solar receivers. *J Solar Energy Eng* 1996;118:151-155.
6. Becker M, Cordes S, Bohmer M. The development of open volumetric receivers. In: Proceedings of sixth international symposium on solar thermal concentrating technologies. Sept.1992.P. 945-952.
7. Romero Manuel, Buck Reiner, Pacheco James. An update on solar central receiver systems, projects, and technologies. *J Solar Energy Eng*. 2002;124(5):98-108.
8. Buck R, Heller P, Koch H. Receiver development for a dish-Brayton system. In: *Proceedings of ASME Solar Engineering, Solar Energy Conference*.1996, P. 91-96.
9. Romero M, Marcos MJ, Tellez FM, et al. Distributed power from solar tower systems: AMIUS approach. *Solar Energy*. 2000;67:249-264.
10. Hoffschmidt Bernhard, Tellez Felix, Valverde Antonio, et al. Performance evaluation of the 200-kWth HiTRec-II open volumetric air receiver. *J Solar Energy Eng*. 2003;125(1):87-94.
11. Buck R, Biehler T, Heller P. Advanced volumetric receiverreactor for solar methane reforming In: *Proceedings of the sixth IEA e symposium on solar thermal concentrating technologies*. 1993;1:395-405.
12. Fend Th, Hoffschmidt B, Pitz-Paal R, et al. Porous materials as open volumetric solar receivers: experimental determination of thermophysical and heat transfer properties. *Energy*.2004;29(5):823-833.
13. Becker M, Fend Th, Hoffschmidt B, et al. Theoretical and numerical investigation of flow stability in porous materials applied as volumetric solar receivers. *Solar Energy*. 2006;80(10):1241-1248.
14. Pitz-Paal R, Hoffschmidt B, Bohmer M, Becker M. Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation. *Solar Energy*.1997;60(5-6):135-150.
15. Popov IA. Hydrodynamics and heat transfer in porous heat exchange elements and apparatuses. Intensification of heat transfer: monograph / under the General editorship of Y. F. Gortyshov. Kazan: center for innovative technologies,2007. 240 p.
16. Hoffschmidt B, Fernandez V, Konstandopoulos AG, et al. Development of ceramic volumetric receiver technology. *Proceedings of the fifth Cologne Solar Symposium*, June 2001. P. 51-61.
17. Fuqiang W, Zhennan G, Jianyu T, et al. Transient thermal performance response characteristics of porous-medium receiver heated by multi-dish concentrator. *Int. Commun. HeatMass*. 2016;75:36–41.
18. Trifonova TA, Sheremet MA. Comparative analysis of D'arcy and Brinkman models in the study of non-stationary modes of conjugate natural convection in a porous cylindrical region. *Computer research and modeling*.2013;5(4):623–634.
19. JiangPeiXue, RenZePei. Numerical investigation of forced convection heattrans ferinporous media using athermalnon-equilibrium model. *Int J Heat Fluid Flow*. 2001;22(1):102-110.
20. Jianhua DU, Buxuan Wang. Research on the forced convective heat transfer for fluid flow through porous media with internal heat source. *J EngThermophys* 1999;20(1):69-73.
21. Guoxin HU, Wei XU, Huier Cheng. Gas flow and heat transfer in a moving packed bed of particle. *J Combust SciTechnol*. 2008;8(1):9-14.
22. Chang Xua, ZheSongc, Lea-der Chenb, Yuan Zhen. Numerical investigation on porous media heat transfer in a solar tower receiver. *Renewable Energy*. 2011;36(3):1138-1144.

Authors of the publication

Fam Dang Nyat – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Вестник КГЭУ, 2020, том 12, №3(47)

Guzel R. Mingaleeva – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Mariya V. Savina – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Evgeniy G. Sheshukov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

10 декабря 2020г.