

Теоретическое исследование процессов тепло и массообмена в солнечных опреснительных установках

Самиев Камолиддин Аъзамович, кандидат технических наук, доцент;
Саидов Курбон Сайфуллоевич, кандидат физико-математических наук, доцент;
Аминов Алижон, магистр.
Бухарский государственный университет, Узбекистан.

1. Аннотация

В данной работе исследованы характеристики солнечных опреснительных установок. На основе тепловой схемы опреснителя записаны дифференциальные уравнения теплового баланса и решено с методом преобразования Лапласа. Для решения полученных алгебраических систем уравнений использован метод итерации. Создан алгоритм вычисления и разработан программное обеспечение в программном пакете Mathcad 2001 professional.

2. Введение

Получение питьевой воды за счет использования солнечной энергии, является одним из перспективных направлений возобновляемых источников энергии. Как известно, теоретическое исследование тепло и массообменных процессов солнечных опреснительных установок позволяет, определить оптимальные тепловые режимы и геометрические параметры и соответственно сэкономит время и материальные ресурсы для многочисленных экспериментов.

В настоящее время многие ученые в мире ведут фундаментальные и практические исследования по сфере солнечных водоопреснительных установок [1-5].

3. Теоретическая часть

Для математического моделирования тепловых и массообменных процессов солнечных опреснительных установок (тепловая схема приведена на рис.1) записывается уравнения теплового баланса для каждого элемента:

уравнения теплового баланса для прозрачной части (стекло) установки

$$\alpha_n q_{над} + q_{pv} + q_{kv} + q_{uv} = q_{pn} + q_{kn}, \quad (1)$$

уравнения теплового баланса для воды находящийся внутри установки

$$cm \frac{dT_e}{dt} = (\tau\alpha)_{эфф1} F_e q_{над} + q_{ов} - (q_{pv} + q_{kv} + q_{uv}) - q_{б}, \quad (2)$$

где, T_e - температура воды, °C; F_e - поверхность воды, м²; $q_{над}$ - падающая суммарная солнечная радиация, Вт/м²; t - время, с; $(\tau\alpha)_{эфф1}$ - эффективный коэффициент поглощения

солнечной радиации воды; c - удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·град); m - масса воды, кг;

уравнения теплового баланса дна установки

$$(\tau\alpha)_{эфф2} q_{над} = q_{дв} + q_{до} \quad (3)$$

Плотности теплового потока, приведенные в уравнениях (1)-(3) определяются следующими уравнениями:

плотность теплового потока с излучением от воды к прозрачной среде (стекло) установки

$$q_{пв} = h_{пв}(T_в - T_n) \quad (4)$$

где, T_n - температура прозрачной среды (стекло), °C; $h_{пв}$ - коэффициент теплообмена с излучением от воды к прозрачной среде, Вт/(м²·град).

плотность теплового потока с конвекцией от воды к прозрачной среде (стекло) установки

$$q_{кв} = h_{кв}(T_в - T_n) \quad (5)$$

плотность теплового потока с испарением от воды к прозрачной среде (стекло) установки

$$q_{ув} = h_{ув}(T_в - T_n) \quad (6)$$

плотность теплового потока с излучением от прозрачной среде (стекло) к окружающей среде

$$q_{пн} = h_{пн}(T_n - T_o) \quad (7)$$

плотность теплового потока с конвекцией от прозрачной среды (стекло) к окружающей среде

$$q_{кн} = h_{кн}(T_n - T_o) \quad (8)$$

плотность теплового потока от воды к окружающей среде

$$q_{ов} = U_{ов}(T_в - T_o) \quad (9)$$

плотность теплового потока с конвекцией от дна установки к воде

$$q_{дв} = h_{дв}(T_д - T_в) \quad (10)$$

плотность теплового потока от дна установки к окружающей среде

$$q_{до} = U_{до}(T_д - T_o) \quad (11)$$

Решая уравнения (1) и (3) относительно T_n и $T_д$ получаем следующие

$$T_n = \frac{(h_{пв} + h_{кв} + h_{ув})T_в + h_{пн}T_n + h_{кн}T_o + \alpha_n q_{над}}{h_{пв} + h_{кв} + h_{ув} + h_{пн} + h_{кн}} \quad (12)$$

$$T_д = \frac{h_{дв}T_в + U_{до}T_o + (\tau\alpha)_{эфф} q_{над}}{h_{дв} + U_{до}} \quad (13)$$

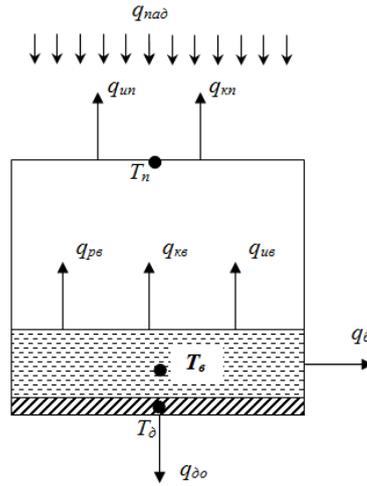


Рис.1. Тепловая схема солнечной водоопреснительной установки.

Уравнения (2), после некоторых преобразований будет решено с помощью метода Лапласа

$$\frac{dT_с}{dt} + aT_с = F,$$

$$T_с = \frac{F}{a}[1 - \exp(-at)] + T_{с0} \exp(-at), \quad (14)$$

где,

$$a = (cm)^{-1} [(h_{дс} + h_{пс} + h_{кс} + h_{ус})F_д + U_бF_б],$$

$$F = (cm)^{-1} [(\tau\alpha)_{эфф1}F_бq_{над} + F_дh_{дс}T_д + (h_{пс} + h_{кс} + h_{ус})F_сT_n + U_бF_бT_о].$$

Решая уравнения (12), (13) и (14) с методом итерации можно определить температуры элементов установки.

Коэффициенты теплоотдачи определяются следующими уравнениями[6,7]:

коэффициент теплоотдачи с конвекцией между водой и прозрачной средой

$$h_{кс} = 0.884 \left[(T_с - T_n) + (T_с + 273) \frac{P_с - P_n}{268.9 \cdot 10^3 - P_с} \right]^{1/3}, \quad (15)$$

$$P_с = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_с + 273}\right),$$

$$P_n = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_n + 273}\right),$$

коэффициент теплоотдачи с излучением между водой и прозрачной средой

$$h_{пс} = \varepsilon_{эфф} \sigma [(T_с + 273)^2 + (T_n + 273)^2] (T_с + T_n + 546), \quad (16)$$

$$\varepsilon_{эфф} = \left(\frac{1}{\varepsilon_n} + \frac{1}{\varepsilon_с} - 1 \right)^{-1}, \quad (17)$$

коэффициент теплоотдачи с испарением между водой и прозрачной средой

$$h_{ув} = 16.273 \cdot 10^{-3} h_{кв} \frac{P_в - P_n}{T_в - T_n} . \quad (18)$$

Масса конденсата определяется следующими уравнениями

$$M_{ув} = \frac{q_{ув}}{L} \times 3600 = h_{ув} \frac{T_в - T_n}{L} \times 3600 . \quad (19)$$

Коэффициент теплоотдачи с излучением от прозрачной среды к окружающей среде

$$h_{пн} = \frac{\varepsilon_n \sigma (T_n^4 - T_n^4)}{T_n - T_o} , \quad (20)$$

где, $T_n = T_o [0.711 + 0.0056 T_{мп} + 0.000073 T_{мп}^2 + 0.013 \cos(15t)]^{1/4}$ (22)

температура небосвода.

Коэффициент теплоотдачи с конвекцией от прозрачной среды к окружающей среде

$$h_k = 2.8 + 3.0 \cdot V . \quad (23)$$

Коэффициент теплопередачи от воды к окружающей среде

$$U_{\sigma} = \left(\frac{\delta_{\sigma}}{\lambda_{\sigma}} + \frac{1}{h_k} \right)^{-1} . \quad (24)$$

Коэффициент теплопередачи от дна установки к окружающей среде

$$U_{\sigma\sigma} = \left(\frac{\delta_{\sigma}}{\lambda_{\sigma}} + \frac{1}{h_{вн}} + \frac{1}{h_k} \right)^{-1} . \quad (25)$$

4. Методика проведения расчетов и результаты

Геометрические и теплотехнические параметры установки приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Геометрические и теплотехнические параметры установки

Параметры	Значение
F_n	3 м^2
F_{σ}	0.35 м^2
$F_в = F_{\sigma}$	2.5 м^2
ε_n	0.9
$\varepsilon_в$	0.9
α_n	0.05
$\alpha_в$	$1 - \exp(-\beta \delta_{\sigma})$
α_{σ}	0.9
L	$2022 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$
δ_{σ}	1.2 мм
δ_{σ}	1.2 мм
λ_{σ}	14.4 Вт/м
λ_{σ}	14.4 Вт/м
σ	$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2$

Суммарная солнечная радиация, падающая на поверхностях установки, определено с методом приведенной в [6].

Расчеты проведены в пакете Mathcad 2001 professional.

Температура окружающей среды и падающая суммарная солнечная радиация приведено в рис.2.

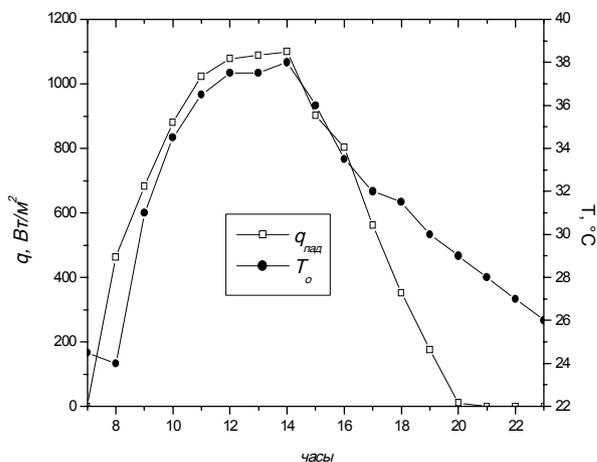


Рис.2. Температура окружающей среды и падающая суммарная солнечная радиация.

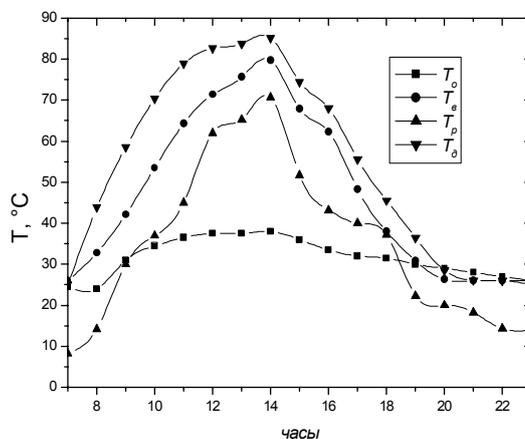


Рис.3. Расчетные результаты температура воды, дна установки и прозрачной среды.

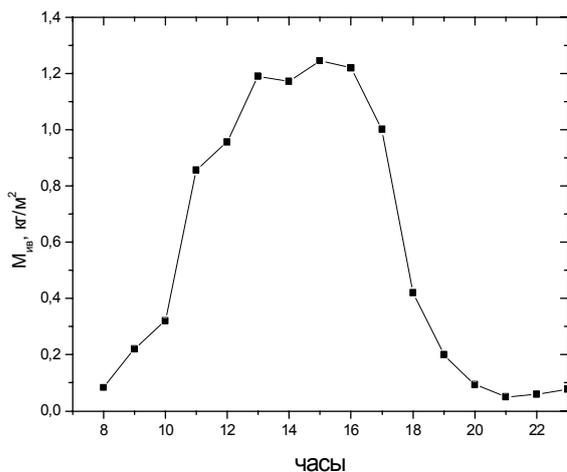


Рис.4. Расчетные результаты часовые значения массы конденсата.

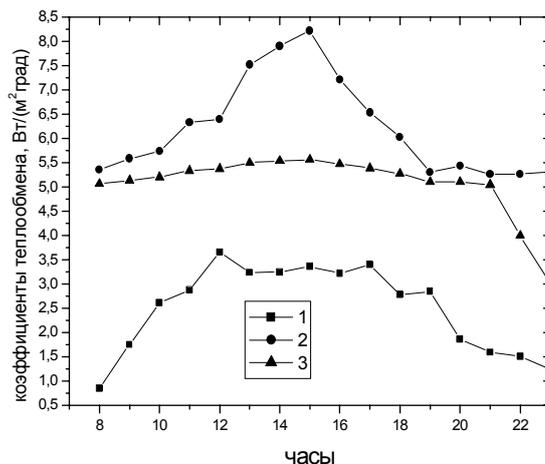


Рис.5. Суточные изменения коэффициентов теплообмена, 1- коэффициент теплоотдачи с конвекцией между водой и прозрачной средой; 2-коэффициент теплоотдачи с излучением между водой и прозрачной средой; 3- коэффициент теплоотдачи с конвекцией от дна установки к воде.

Как видно из рис.3 максимальное значения температуры воды внутри установки достигает до 80°C и соответственно суточные значения массы полученного конденсата 8.17 кг(рис.4).

5. Выводы

Проведенные теоретические исследования позволяют сделать следующие выводы:

- уравнения (12)-(14), полученные методом Лапласа дают возможность оценить температурный и рабочий режим солнечных опреснительных установок;
- используя уравнение (19) можно определить суточную массу конденсата;
- изменяя граничные условия, приведенные на рис.2, можно оценить рабочий режим солнечной опреснительной установки любого дня года.

6. Литература

1. Dimri V., Sarkar B., Singh U., Tiwari G.N. Effect of condensing cover material on yield of an active solar still: an experimental validation, *Desalination* 227 (2008) 178-189.
2. Phadatare M.K., Verma S.K. Influence of water depth on internal heat and mass transfer in a plastic solar still, *Desalination* 217 (2007) 267-275.
3. Авезов Р.Р., Ахатов Ж.С. Коэффициент использования тепла солнечных водоопреснительных установок с многоступенчатыми испарительно-конденсационными камерами // *Гелиотехника*. 2007. № 2. С. 3-7.
4. Авезов Р.Р., Клычев Ш.И., Ахатов Ж.С. Расчетно – экспериментальное исследование теплотехнических характеристик многоступенчатой испарительно-конденсационной камеры солнечной опреснительной установки // *Гелиотехника*. 2005. №3. С. 30-34.
5. Клычев Ш.И., Эркинбаева Г., Бахрамов С.А., Исманжанов А.А. Теплотехнические характеристики солнечных парниковых опреснителей. // *Гелиотехника*. 2002. №2. С. 38-43.
6. Duffie J., Beckman W. *Solar engineering of thermal processes*. New York. Wiley, 1991. -919p.
7. Yunus A.Cengel. *Heat and mass transfer: a practical approach*. New York. McGraw-Hill, 2006. 853p.