

УДК 662.997.05(043)

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА НОВОЙ
КОНСТРУКЦИИ
(THERMAL MODELING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF FLAT-PLATE
SOLARCOLLECTOR WITH
A NEW STRUCTURE)**

Пань Янъян
Pan Yangyang

Томский политехнический университет
E-mail: pan_23@foxmail.com

Солнечная энергетика является одной из отраслей применения плоского коллектора. Для солнечной энергоустановки с конденсаторным устройством, оценка работоспособности коллектора особенно необходима. В данной работе представлены плоский солнечный коллектор новой конструкции и модель для инженерного расчета коэффициента теплопередачи. Разработаны аналитическое выражение и экспериментальный метод для определения коэффициента теплопередачи.

(Solar energy is one of the application fields of flat-plate collector. For solar power plant with concentrators, it is especially necessary to estimate the efficiency of collector. In this paper flat-plate collector with a new structure and thermal modeling for engineering calculation are presented, analytic expression and test method for the evaluation of heat transfer coefficient are studied.)

Ключевые слова:

Солнечная энергетика, плоский солнечный коллектор, коэффициент теплопередачи, экспериментальный метод, канал с прямоугольным сечением.

(Solar energy, flat-plate solar collector, heat transfer coefficient, test method, channel with rectangular cross section)

Осуществляя выработку электроэнергии и теплоэнергии, гибридная солнечная батарея стала одним из самых эффективных средств для преобразования солнечной энергии. Для гибридной солнечной батареи, представляющей собой комбинацию фотоэлектрического модуля и коллектора, во избежание перегрева солнечных элементов и для совместимости с климатическим условиям, необходимо предварительно оценить механизм теплообмена коллектора. В данной работе представлен коллектор новой конструкции и разработана модель для описания механизма теплопередачи, позволяющая оценить теплопередачу коллектора на этапе проектирования.

Контактная площадь между тепловым коллектором и охлаждаемым объектом (солнечным модулем) является одним из важнейших факторов, влияющих на эффективность коллектора. При проектировании коллектора, обычно надо уделять большое внимание увеличению контактной площади для улучшения эффективности коллектора. По сравнению с другими конфигурациями коллектора, плоская конфигурация обладает достоинством при охлаждении фотовольтаического модуля с плоской поверхностью, так как можно увеличить контактную площадь до максимума в данном случае.

Проектированный коллектор имеет две теплопередающие стенки, позволяющие охлаждать фотоэлектрический модуль, установленный в солнечной энергоустановке с концентратором. Внешний вид данного коллектора является плоской коробкой (Рис.1), внутри установлены ограждающие стенки.

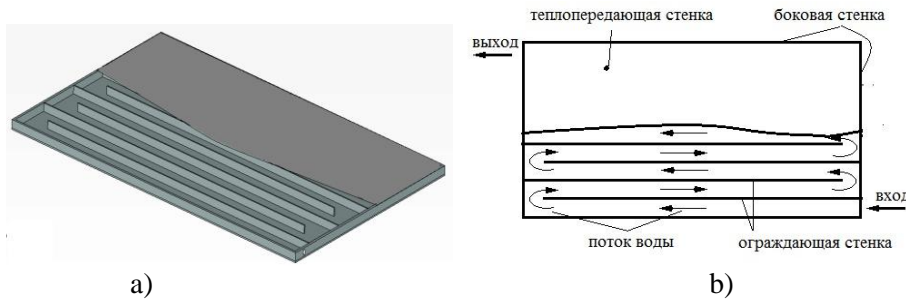


Рис.1. Конструкция плоского солнечного теплового коллектора (а), режим работы коллектора(б)

Теплопередающая стенка, боковая стенка и теплопередающая стенка изготавливаются из одного и того же материала и составляют целое изделие. Теплоноситель протекает через внутренние каналы как через змеевик, унося тепла, распространяющиеся из окружающих стенок. Схема установки плоского коллектора показана на рис.2:

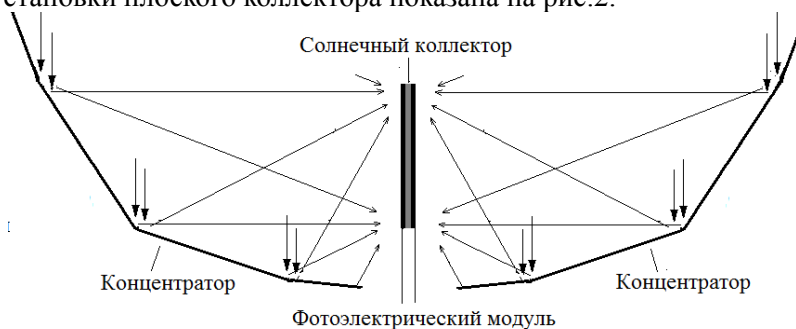


Рис.2. Упрощённая схема установки плоского коллектора в комбинированной тепло-солнечной энергоустановке с концентратором

Данный коллектор имеет две теплопередающие стенки, и применяется для получения теплоты из фотоэлектрических модулей, механизм теплопередачи показан на рис.3.

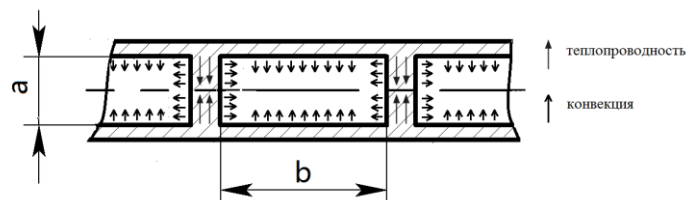


Рис.3. Механизм теплопередачи коллектора (боковой разрез)

Для нахождения коэффициента теплопередачи между стенкой и водой, надо определить режим течения потока, режим течения потока в канале определяется безразмерным числом Рейнольдса – Re [1]:

$$Re = \frac{U_{\infty} \cdot D}{\nu}$$

где U_{∞} – скорость протекающего потока; D – гидравлический диаметр; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Как показано на рис.3, для канала с прямоугольным сечением:

$$D = \frac{4 \cdot A_c}{P_n} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)}$$

где A_c – площадь поперечного сечения канала; P_n – смоченный периметр

При $Re < 2300$, поток является ламинарным; при $Re > 2300$, поток является турбулентным;

Для экономии электрической энергии, в практике обычно применяют маломощную помпу для циркуляции воды, расход небольшой, поэтому в большинстве случаев поток является ламинарным. Далее будем рассмотреть теплопередачу при ламинарном потоке.

В солнечной энергетике, принято считать температуру плоского коллектора одинаковой по направлению, параллельному теплопередающей поверхности[2], в данной работе, распределение температуры по теплопередающей стенке считается равномерным.

Для ламинарного потока, число Нуссельта- Nu описывается выражением[3]:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_{ж}} \quad (1)$$

где h - коэффициент теплообмена между жидкостью и стенкой канала. $k_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости.

Число Нуссельта принимает разное значение при разной конфигурации канала. Как показано на рис.4.

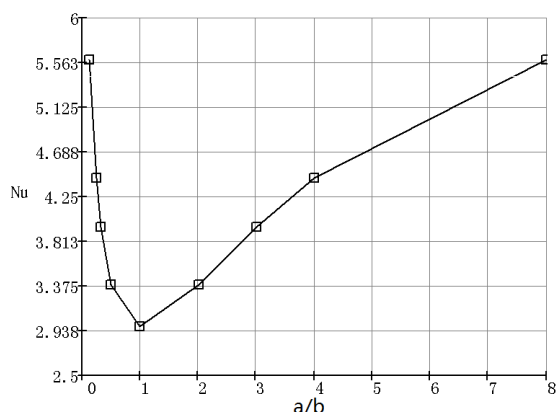


Рис.4. Число Нуссельта от a/b

Зависимость числа Нуссельта от a/b даёт возможность находить коэффициент теплообмена между теплоносителем и каналом - h по выражению (1), когда конфигурация канала определена. При проектировании конфигурации канала, рекомендуется выбрать следующие типичные значения a/b: 1, 2, 3, 4, 8, 1/2, 1/3, 1/4, 1/8. Эти конфигурации проверили на многих опытах, точность оценки высока.

Определив h , можем анализировать теплопередачу в ограждающей стенке и боковой стенке дальше. В эксплуатации, температурное поле в ограждающей стенке симметричное относительно положения $x=a/2$. Поэтому можно анализировать участок $0 < x < a/2$, как показан на рис.5

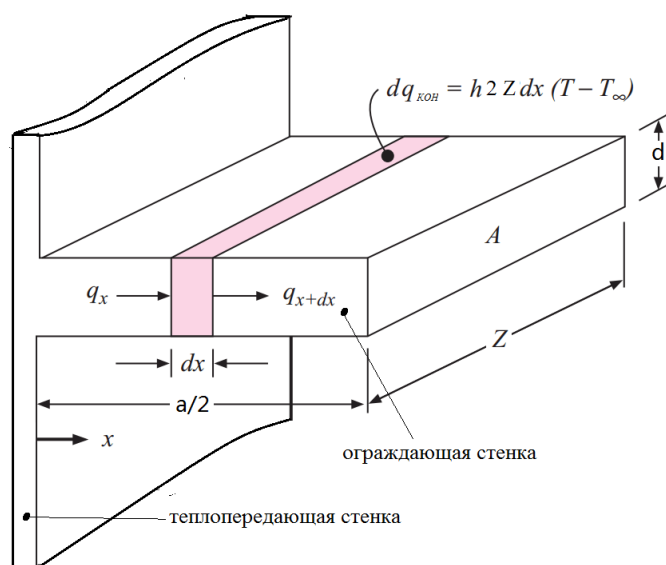


Рис.5. Механизм теплообмена в ограждающей стенке

На ограждающей стенке возьмём элементарный участок в качестве объекта исследования[3]. Как показано на рис.5,

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} \cdot dx = -k \cdot A \cdot \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} \cdot dx \right)$$

где q_x - поток тепла в положении x ; k - коэффициент теплопроводности материала стенки. q_{x+dx} –поток тепла в положении $x + dx$; T - температура ограждающей стенки; A – площадь поперечного сечения ограждающей стенки, $A=d \cdot Z$.

Тепловая потеря посредством конвекции на элементарном участке описывается выражением:

$$dq_{\text{кон}} = h \cdot 2 \cdot Z \cdot dx \cdot (T - T_{\infty})$$

Где h – коэффициент конвективного теплообмена. T_{∞} - температура обтекающей жидкости; Z - длина ограждающей стенки (рис.5); здесь не учитывать теплообмен на боковой грани, так как $Z \gg d$.

Применяя тепловой баланс $q_x - q_{x+dx} = dq_{\text{кон}}$, получим:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{2 \cdot Z \cdot h}{k \cdot A} \cdot (T - T_{\infty}) = 0 \quad (2)$$

При $x=0$, есть граничное условие:

$$T(0) = T_{\pi} \quad (3)$$

где T_{π} – температура теплопередающей стенки.

Теплопередача симметричная относительно $x=a/2$, есть граничное условие:

$$\frac{dT(a/2)}{dx} = 0 \quad (4)$$

Из уравнений (2)-(4), получаем решение:

$$T(x) = \frac{\cosh \left[\sqrt{\frac{2 \cdot Z \cdot h}{k \cdot A}} \cdot \left(\frac{a}{2} - x \right) \right]}{\cosh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot Z \cdot h}{k \cdot A}} \cdot \frac{a}{2} \right)} \cdot (T_{\pi} - T_{\infty}) + T_{\infty} \quad (5)$$

где \cosh - гиперболический косинус.

Из формулы (5), получаем тепловой поток через ограждающую стенку:

$$q_0 = -k \cdot A \cdot \frac{dT(0)}{dx} = \sqrt{2 \cdot Z \cdot k \cdot A \cdot h} \cdot (T_{\pi} - T_{\infty}) \cdot \tanh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot Z \cdot h}{k \cdot A}} \cdot \frac{a}{2} \right) \quad (6)$$

где \tanh - гиперболический тангенс.

Аналогично, для боковой стенки, тепловой поток через боковую стенку описывается выражением:

$$q_6 = \sqrt{k \cdot A_6 \cdot h \cdot Z_{6c}} \cdot (T_{\pi} - T_{\infty}) \cdot \tanh \left(\sqrt{\frac{h \cdot Z_6}{k \cdot A_6}} \cdot \frac{a}{2} \right) \quad (7)$$

где A_6 - площадь поперечного сечения боковой стенки. Z_6 - длина боковой стенки

При моделировании теплообмена между ограждающей стенкой и теплоносителем, допустили, что теплообмен происходит на обеих поверхностях ограждающей стенки. А при моделировании теплообмена между боковой стенкой и теплоносителем, допустили, что теплообмен происходит только на внутренней поверхности. так как в практике для устранения тепловой потери, внешняя поверхность боковой стенки покрывается теплоизоляционным материалом, только на внутренней поверхности происходит теплообмен.

Тепловой поток через теплопередающую стенку, не включающую площади, занимаемые боковой стенкой и ограждающей стенкой) описывается выражением:

$$q_{\pi} = (A_{\pi} - \sum A_6 - \sum A) \cdot h \cdot (T_0 - T_{\infty}) \quad (8)$$

где A_{π} площадь теплопередающей стенки. $\sum A_6$ - суммарная площадь поперечного сечения боковых стенок, $\sum A$ - суммарная площадь поперечного сечения ограждающих стенок.

По формулам (6) - (8), можно получать суммарный поток тепла через внешнюю поверхность коллектора $\sum q$:

$$\sum q = n \cdot q_0 + 2 \cdot (q_{61} + q_{62}) + q_{\text{п}} \quad (9)$$

где n – количество ограждающих стенок, q_{61} – перенос тепла через одну из боковых стенок, q_{62} – перенос тепла через соседнюю боковую стенку.

Коэффициент теплопередачи между теплопередающей стенкой и теплоносителем находится выражением:

$$K = \frac{\sum q}{A_{\text{п}} \cdot (T_{\text{п}} - T_{\infty})} \quad (10)$$

Для плоского солнечного коллектора, коэффициент K применяется для оценки эффективности и других показателей коллектора[4].

По выше указанной модели задали граничные условия, с помощью конечно-элементного анализа программы T-FLEX, выполнили визуализацию температурного поля(рис.6.a) и распределения плотности теплового потока (рис.6.b):

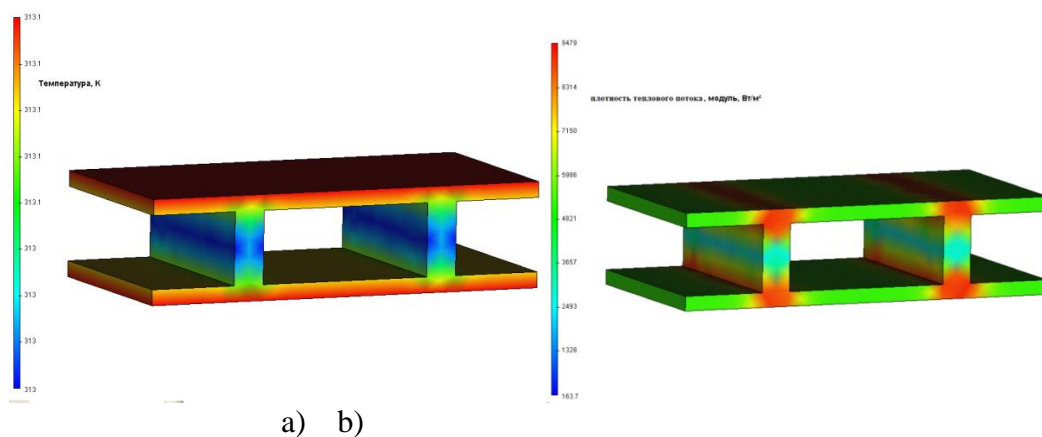


Рис.6. Температурное поле(a)и плотность теплового потока(b),
 $T_{\text{н}} = 40^{\circ}\text{C}, T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}, h = 220\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

На рис.6.a видно, что разность температуры в разных точках довольно мала, это объясняется тем, что коэффициент теплопроводности используемого материала – алюминия довольно большой, падение температуры через алюминиевую стенку мало. На рис.6.b видно, что плотность теплового потока через ограждающую стенку большое, значит, что наличие ограждающих стенок способствует переносу тепла. В данном изображении, заданы $a=7\text{mm}$, $b=17\text{mm}$, толщина ограждающей стенки- 3mm , толщина теплопередающей стенки- $1,5\text{mm}$.Для улучшения эффективности и экономии материала, в практическом проектировании рекомендуется увеличить количество ограждающих стенок и уменьшить толщину ограждающей стенки.

Вышеуказанная модель позволяет теоретически рассчитать коэффициент теплопередачи между теплопередающей стенкой и теплоносителем- K . Этот коэффициент можно находить и экспериментальным путем, установка для нахождения коэффициента - K показана на рис.7.

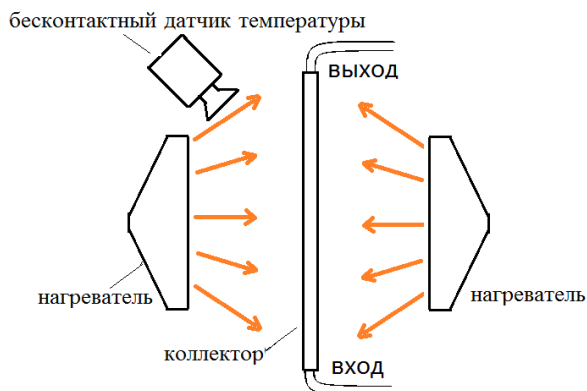


Рис.7. Экспериментальная установка

Материал коллектора- алюминий. Вводя параметры коллектора в формулы (6) - (10), получаем теоретическое значение коэффициента: $K=265 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

В практике принято использовать среднее значение температуры для нахождения коэффициента теплопередачи[5].Применяя тепловой баланс, можем экспериментально находить коэффициент теплопередачи между теплопередающей стенкой и теплоносителем по формуле:

$$K = \frac{f \cdot \rho \cdot C \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}})}{2 \cdot A_{\text{п}} \cdot (T_{\text{п}} - \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2})}$$

где f -расход воды; ρ - плотность воды; C - удельная теплоёмкость воды. $T_{\text{вх}}$ - температура входной воды; $T_{\text{вых}}$ - температура выходной воды.

Тестировали коллектор при разных расходах теплоносителя, применяя вышеуказанную установку. Рассчитали коэффициент теплопередачи между водой и теплопередающей стенкой по экспериментальным результатам. Кроме того, тестировали коллектор при холодной входной воде (15-20°C) и горячей входной воде(45-50°C).

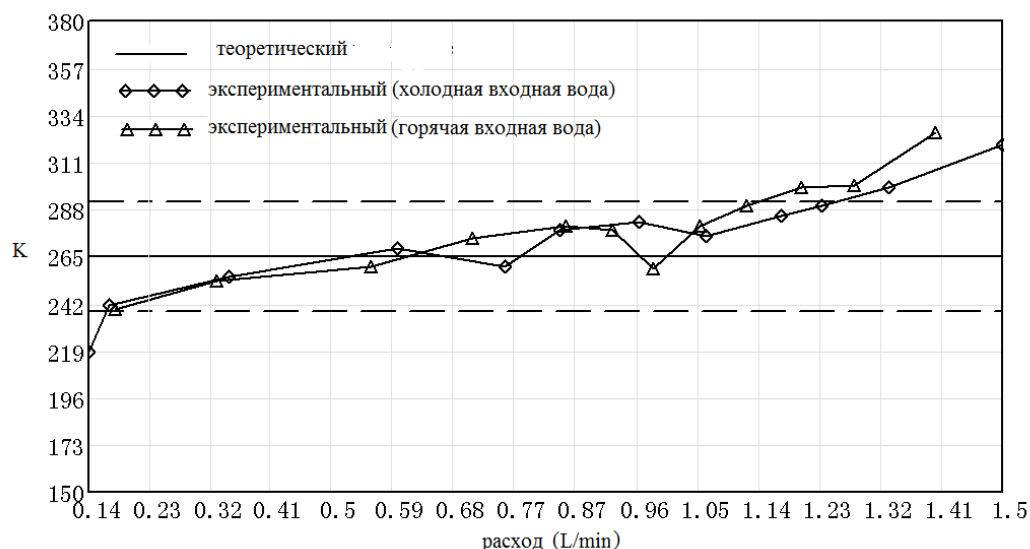


Рис.8. Коэффициент теплопередачи между теплоносителем (водой) и теплопередающей стенкой от расхода

На рис.8 видно, что экспериментальный результат не абсолютно совпадает с теоретическим, часто больше чем теоретический. Главная причина заключается в том, что криволинейный переход между соседними каналами увеличивает турбулентность потока, увеличение турбулентности может способствовать переносу тепла, в результате чего, криволинейный переход увеличивает коэффициент теплопередачи между теплоносителем и стенками канала. Этим фактором в практическом проектировании можно пренебречь, так как реальный коллектор намного больше чем тестируемый коллектор, по сравнению с длиной канала переход между соседними каналами пренебрежимо мал. По числу критерия Рейнольдса, знаем что для тестируемого коллектора, когда расход стремится к 1.5 L/min, течение потока начинает переходить в турбулентный режим, и механизм теплопередачи будет иметь другой вид, поэтому когда расход стремится к крайнему значению ламинарного потока, коэффициент теплопередачи отклоняется от теоретического. Температура входного теплоносителя тоже оказывает влияние на коэффициент теплопередачи, так как свойства (вязкость, теплопроводность, плотность) теплоносителя могут изменяться при значительном повышении температуры, в том числе, вязкость более сильно зависит от температуры. Чем выше температура, тем меньше вязкость и тем больше коэффициент теплообмена.

С помощью настоящей модели можно описывать механизм теплообмена с удовлетворительной точностью при определенном условии. Данный тепловой коллектор является эффективным средством для поглощения тепла при проектировании гибридной солнечной батареи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Incropera, F. P. "Fundamentals of heat and mass transfer." (2007).p-487
2. Tiwari, Arvind, and M. S. Sodha. "Performance evaluation of solar PV/T system: an experimental validation." SolarEnergy 80.7 (2006): 751-759.
3. J.P, Holman. Heat Transfer, Tenth Edition. McGraw-Hill Companies, Inc, 2010. P.284-285,P.45.
4. Ji, Jie, et al. "Effect of fluid flow and packing factor on energy performance of a wall-mounted hybrid photovoltaic/water-heating collector system." EnergyandBuildings 38.12 (2006): 1380-1387.
5. Y. A. Cengel, Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill, 2003,P. 428

Сведение о авторах:

Пань Яньян: г. Томск, магистрант 2-го курса ИНК ТПУ; сфера научных интересов: солнечная энергетика.