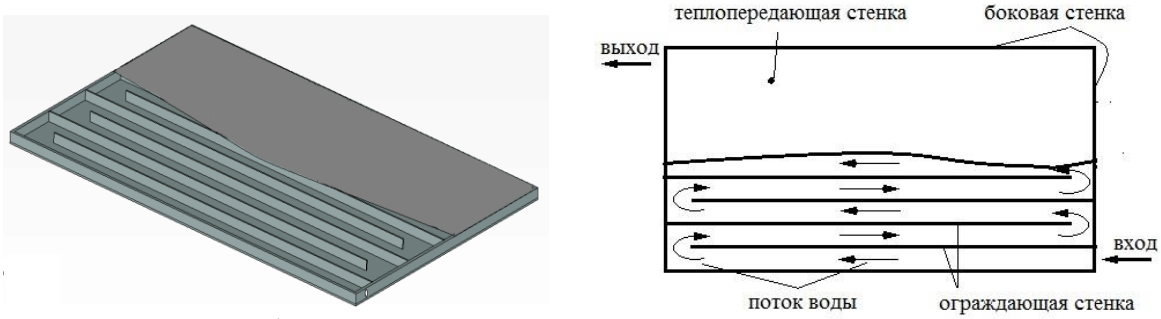
8. Организационно-методические указания по тактической подготовке начальствующего состава ФПС МЧС России. Утверждены Главным военным экспертом МЧС России генерал-полковником П.В. Платом 28.06.2007.

РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПЛОСКОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Солдатов В.С.
Томский политехнический университет, г. Томск
Научный руководитель: Юрченко А.В., доцент, профессор кафедры физических методов и приборов контроля качества

В данной статье представлены плоский солнечный коллектор новой конструкции и модель для инженерного расчета коэффициента теплопередачи. Разработаны аналитическое выражение и экспериментальный метод для определения коэффициента теплопередачи.

Проектированный коллектор имеет две теплопередающие поверхности, позволяющие охлаждать солнечные элементы, установленные в солнечной энергоустановке с концентратором. Внешний вид данного коллектора является плоской коробкой (Рис.1), внутри установлены отражающие стенки.



a) b)

Рисунок - 1 Конструкция плоского солнечного коллектора (a), режим работы (b)

Боковая стенка и теплопередающая стенка изготавливаются из одного и того же материала и представляют целое изделие. Теплоноситель протекает через внутренние каналы, как через змеевик, унося тепло, распространяющееся из окружающих стенок. Схема установки плоского коллектора приведена на рис.2.

В данной работе, распределение температуры по теплопередающей стенке считается равномерным.

На ограждающей стенке возьмём элементарный участок в качестве объекта исследования.

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx},(1)$$

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

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 · Z.

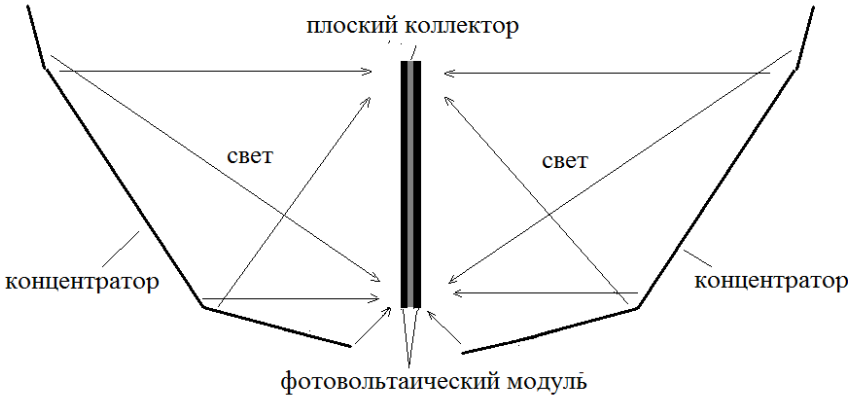


Рисунок - 2 Упрощённая схема установки плоского коллектора в комбинированной тепло-солнечной энергоустановке с концентратором

Тепловая потеря посредством конвекции на элементарном участке описывается выражением:

$$dq_{\text{кон}} = \text{h} \cdot 2 \cdot \text{Z} \cdot dx \cdot (T - T_\infty),(3)$$

где h – коэффициент конвективного теплообмена; T_∞ - температура обтекающей жидкости； Z - длина ограждающей стенки;

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

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{2 \cdot \text{Z} \cdot \text{h}}{k \cdot A} \cdot (T - T_\infty) = 0.(4)$$

При x=0, есть граничное условие:

$$T(0) = T_{\text{п}},(5)$$

где $T_{\text{п}}$ – температура теплопередающей стенки.

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

$$\frac{dT(a/2)}{dx} = 0.(6)$$

Получаем решение:

$$\mathrm{T(x)} = \frac{\cosh\left[\sqrt{\frac{2\cdot \mathrm{Z}\cdot \mathrm{h}}{k\cdot A}}\cdot\left(\frac{\mathrm{a}}{2}-\mathrm{x}\right)\right]}{\cosh\left(\sqrt{\frac{2\cdot \mathrm{Z}\cdot \mathrm{h}}{k\cdot A}}\cdot\frac{\mathrm{a}}{2}\right)}(T_{\mathrm{п}} - T_{\infty}) + T_{\infty}.(7)$$

Из формулы (1), получаем тепловой поток через ограждающую стенку:

$$\mathrm{q_o} = -k\cdot A\cdot\frac{dT(0)}{dx} = \sqrt{2\cdot \mathrm{Z}\cdot k\cdot A\cdot \mathrm{h}}\cdot(T_{\mathrm{п}} - T_{\infty})\cdot\tanh\left(\sqrt{\frac{2\cdot \mathrm{Z}\cdot \mathrm{h}}{k\cdot A}}\cdot\frac{\mathrm{a}}{2}\right),(8)$$

где tanh - гиперболический тангенс.

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

$$\mathrm{q_б} = \sqrt{k\cdot \mathrm{A_б}\cdot \mathrm{h}\cdot \mathrm{Z_{бс}}}\cdot(T_{\mathrm{п}} - T_{\infty})\cdot\tanh\left(\sqrt{\frac{\mathrm{h}\cdot \mathrm{Z_б}}{k\cdot \mathrm{A_б}}}\cdot\frac{\mathrm{a}}{2}\right), \quad (9)$$

где $\mathrm{A_б}$ - площадь поперечного сечения боковой стенки; $\mathrm{Z_б}$ - 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:

$$\mathrm{q_п} = (A_{\Pi} - \sum \mathrm{A_б} - \sum \mathrm{A})\cdot \mathrm{h}\cdot(T_0 - T_{\infty}), \quad (10)$$

где A_{Π} - площадь теплопередающей стенки; $\sum \mathrm{A_б}$ - суммарная площадь поперечного сечения боковых стенок; $\sum \mathrm{A}$ - суммарная площадь поперечного сечения ограждающих стенок.

По формулам (2) - (4), можно получать суммарный поток тепла через внешнюю поверхность коллектора $\sum \mathrm{q}$:

$$\sum \mathrm{q} = n\cdot \mathrm{q_o} + 2\cdot(\mathrm{q_{б1}} + \mathrm{q_{б2}}) + \mathrm{q_п}, \quad (11)$$

где n – количество ограждающих стенок;

Коэффициент теплопередачи между теплопередающей стенкой и теплоносителем находится выражением:

$$K = \frac{\sum q}{A_{П} \cdot (T_{п} - T_{\infty})}. \quad (12)$$

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

Вводя параметры коллектора в формулы (5) - (9), получаем теоретическое значение коэффициента: K=265 $W/(m^2 \cdot k)$

Применяя тепловой баланс, можем экспериментально найти коэффициент теплопередачи между теплопередающей стенкой и теплоносителем по формуле:

$$K = \frac{f \cdot \rho \cdot C \cdot (T_{вых} - T_{вх})}{2 \cdot A_{П} \cdot (T_{п} - \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2})}, \quad (13)$$

где f – расход воды (m^3/s); ρ- плотность воды (kg/m^3);

C- удельная теплоёмкость воды ($J/(kg \cdot ℃)$);

$T_{вх}$- температура входной воды;

$T_{вых}$- температура выходной воды.

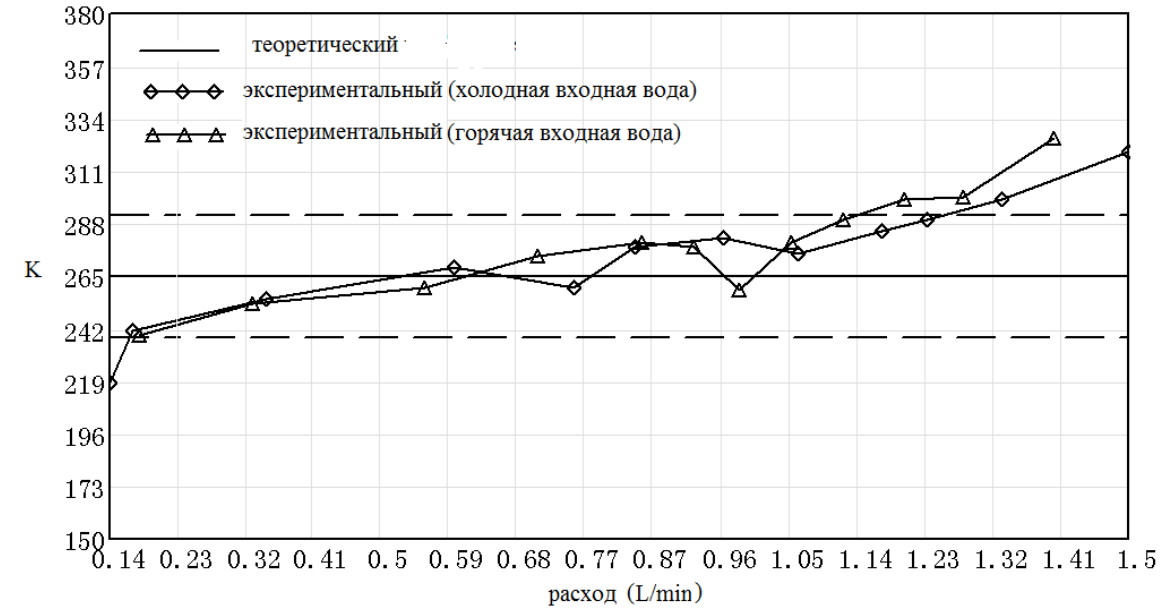


Рисунок – 3 коэффициент теплопередачи между теплоносителем (водой) и теплопередающей стенкой от расхода

На рисунка 3 видно, что экспериментальный результат не полностью совпадает с теоретическим. Причина заключается в том, что криволинейный переход между каналами увеличивает турбулентность потока. Это может способствовать переносу тепла. 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. 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. Вязкость более сильно зависит от температуры. Чем выше температура, тем меньше вязкость и тем больше коэффициент теплообмена.

Список информационных источников

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." *Solar Energy* 80.7 (2006): 751-759.

3. J.P, Holman. Heat Transfer, Tenth Edition. McGraw-Hill Companies, Inc, 2010. P. 284-285.

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." *Energy and Buildings* 38.12 (2006): 1380-1387.

5.Y. A. Cengel, *Heat Transfer: A Practical Approach,* 2nd ed., McGraw-Hill, 2003 P. 428