

УДК 621.311.21.001.4

В. А. МАЛЯРЕНКО, д-р техн. наук, профессор, академик АН Высшей школы Украины, научный руководитель Центра энергосберегающих технологий ХНАГХ и АНОК «Ресурс» Харьковская национальная академия городского хозяйства, г. Харьков.

А. И. ЯКОВЛЕВ, д. т. н. профессор

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт».

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ В ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Рассмотрены характеристики тепловых труб и термосифонов, методы расчета теплоотвода в различных энергоустановках.

Розглянуті характеристики теплових труб та термосифонів, методи розрахунку тепловідвода в різних енергоустановках.

Общие положения. Преобразование механической, химической и других видов возобновляемой энергии в электрическую происходит зачастую в условиях повышенных температур и давлений (метантенки, газогенераторы, тепловые насосы и др.) [1, 2].

Для стабилизации температуры в таких преобразователях требуется быстрый отвод теплоты с помощью тепловых труб, которые представляют собой испарительно-конденсационные теплопроводы. В них теплоноситель в паровой фазе переносит теплоту от места ее подвода (испаритель) к месту сброса (конденсатор), а образовавшийся здесь конденсат возвращается в испаритель массовыми или капиллярными силами. Поскольку расстояние между испарителем и конденсатором может быть значительным (оно определяется сопротивлением движению теплоносителя и силами, его преодолевающими), а температурные напоры при кипении и конденсации невелики (перепад температуры по пару тоже мал), такой контур передает большие тепловые потоки при высокой эквивалентной теплопроводности. Последняя зависит от типа контура и вида теплоносителя (эфир, ацетон, спирт, вода, даутерм), а также от толщины его пленки в конденсаторе и испарителе [1].

Паровую и жидкостную части теплопроводов обычно располагают параллельно и объединяют в трубчатые конструкции (рис. 1).

Если для возврата конденсата используют силы поверхностного натяжения, на внутренних стенках трубы размещают капиллярную структуру (фитиль). Такие теплопроводы называют тепловыми трубами (рис. 1, а); они работоспособны при любом положении в пространстве. Теплопроводы, в которых конденсат возвращается в испаритель под действием массовых сил, называют двухфазными термосифонами (рис. 1, б).

Для нормальной работы гравитационные термосифоны располагают в поле сил тяжести конденсатором вверх. Центробежные термосифоны обычно размещают вдоль оси вращения (центробежно-осевой термосифон, рис. 1, в) или перпендикулярно ей (центробежно-радиальный термосифон).

Режим работы термосифона зависит от степени заполнения его жидким теплоносителем. Теплоноситель размещается на стенке в виде пленки, и пар образуется в процессе ее испарения (испарительный режим работы).

По данным работы [1] он характерен для степени заполнения $\Omega = (V_{жс} / V_o) 100 = 3\%$ ($V_{жс}$ — объем запроваженной жидкости; V_o — общий объем термосифона). Если $\Omega > 3\%$, избыточный теплоноситель заполняет все сечение испарителя на части его длины, и пар образуется в процессе пузырькового кипения (режим кипения).

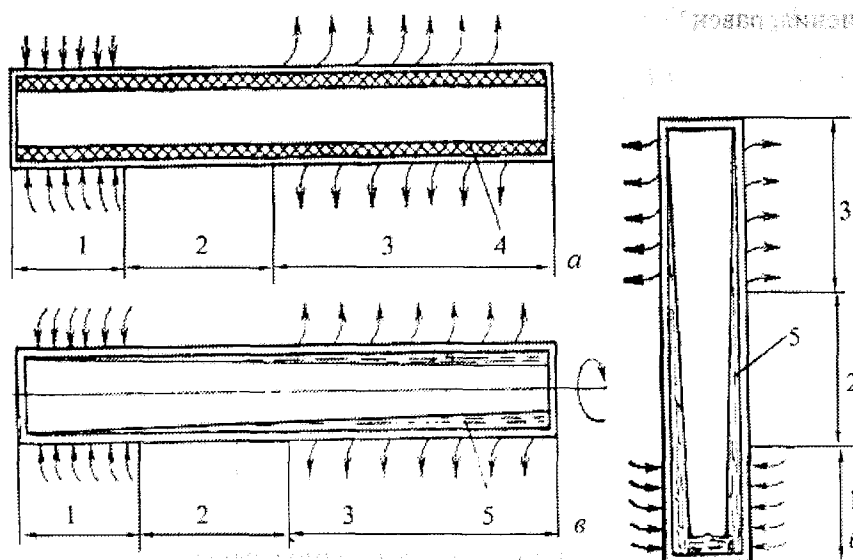


Рис. 1. Схемы испарительно-конденсационных теплопроводов:
 а – тепловая труба; б – гравитационный термосифон;
 в – центробежно-осевой термосифон
 (1 – испаритель; 2 – транспортная зона; 3 – конденсатор;
 4 – фитиль; 5 – пленка жидкости)

Заполнение теплоносителем вертикальных термосифонов может быть найдено, исходя из теории пленочной конденсации. Если считать, что средняя толщина пленки на участках испарения и конденсации (длиной l_u и l_k) одинакова и рассматривать расположенную между ними транспортную зону длиной l_m как участок с фазовыми превращениями (теплоизоляция его неидеальна), можно получить соотношение для определения количества жидкости $V_{жс}$, которое необходимо заправить в термосифон, чтобы передать заданную тепловую мощность P :

$$V_{жс} = 2,32 l_{\Sigma}^3 \sqrt{Pd^2 v_{жс} / rrg \rho_{жс}}, \tag{1}$$

где l_{Σ} и d – длина и внутренний диаметр термосифона; $\rho_{жс}$, $v_{жс}$, rg – плотность, кинематическая вязкость и скрытая теплота парообразования жидкости.

В формуле (1) не учтен объем пара, так как при T_n , соответствующей термосифонам нетрадиционных энергоустановок, он пренебрежимо мал.

Внутреннее термическое сопротивление R_g испарительного термосифона определяется по формуле

$$R_g = 0,235 \sqrt{P v_{жс} / rrg d^4 \rho_{жс}} (1/l_n + 1/l_k) / \lambda_{жс}, \tag{2}$$

где $\lambda_{жс}$ – коэффициент теплопроводности жидкости (перепады температуры в стенке не учтены).

В режиме кипения теплопередающая способность гравитационного термосифона ограничивается кризисными явлениями, проявление которых зависит от его геометрии и условий теплоподвода. При постоянных удельных тепловых нагрузках ($q = const$) кризис возникает из-за нарушения устойчивости встречного движения пара и жидкости вдоль оси.

Для термосифонов с $l_u < 0,5$ м предельный тепловой поток, отнесенный к площади поперечного сечения, равен

$$qF_{\max} = cWe^{-0,17} (K_p \rho_n / \rho_{жс})^n n \sqrt{\rho_n \sigma K_\phi}, \quad (3)$$

где

$$We = 1 / (K_\phi l_u)^2; \quad K_p = p_n / \sigma K_\phi; \quad K_\phi = \sqrt{g(\rho_{жс} - \rho_n) / \sigma};$$

ρ_n и p_n – плотность и давление пара; σ – коэффициент поверхностного натяжения теплоносителя.

Входящие в (3) постоянные коэффициенты c и n принимают значения: $c = 0,32$, $n = -0,14$ при $K_p \rho_n / \rho_{жс} = 1,5 \cdot 10^{-3} \dots 50$ и $c = 0,18$, $n = 0$ при $K_p \rho_n / \rho_{жс} = 50 \dots 7 \cdot 10^4$ – для снарядного $c = 0,40$, $n = -0,14$ при $K_p \rho_n / \rho_{жс} = 16 \dots 50$ и $c = 0,24$, $n = 0$ при $K_p \rho_n / \rho_{жс} = 50 \dots 9,6 \cdot 10^3$ – для кольцевого режима течения.

Переход от снарядного режима к кольцевому для воды, метанола и фреонов происходит при увеличении внутреннего диаметра термосифона с 20 до 30 мм. Снарядный режим течения в термосифонах с $d < 20$ мм наблюдается лишь при средней толщине пленки более 0,4 – 0,6 мм. При этом для термосифонов с общей длиной $l_\Sigma = 500$ мм кризис теплопереноса соответствует $d < 10$ мм. При граничном условии $T = const$ и $d \geq 10$ мм нарушение работы термосифона происходит вследствие образования паровой пленки на поверхности нагрева, а предельный тепловой поток, отнесенный к поверхности участка испарения, составит

$$q_{su \max} = 0,14c^2 r \sqrt{\rho_n \sigma K_\phi} (0,4 + 0,012dK_\phi)^2. \quad (4)$$

Эта формула аппроксимирует опытные данные для воды, этанола, фреона-113, перфтордибутилового эфира при $d = 10 \dots 22$ мм, $l_u/d = 4,5 \dots 16,5$; $l_k/d = 4,5 \dots 25$; $2 \leq dK_\phi \leq 60$ и $\Omega = 10 \dots 60$ %. Коэффициент $c = A(l_u/d)^{-0,55} (l_k/d)^{0,44} \Omega^n$ учитывает геометрию термосифона и его заполнение (при $\Omega \leq 35$ % $A = 0,538$, $n = 0,13$; при $\Omega \geq 35$ % $A = 3,54$, $n = -0,37$).

Для нормальной работы термосифонов в режиме кипения теплоноситель должен удовлетворять двум условиям: степень заполнения испарителя $\Omega_u \geq 50$ % и $V_{жс} \geq \pi d l_\Sigma \delta_{пл}$, где толщина пленки $\delta_{пл} = 0,3$ мм. В противном случае стенка термосифона в средней части зоны испарения перегревается.

При определении системы заполнения термосифонов рекомендуется принимать её на 2 – 10 % ниже значения, соответствующего заправляемой массе жидкости $G_{жс} = V_0 / v_{кр}$, где $v_{кр}$ – удельный объем теплоносителя в критическом состоянии. Это значение составляет 31,5 % для воды, 33,4 % для этанола, 38,4 % для аммиака. Для термосифонов с относительно большой длиной зоны подвода теплоты считается целесообразным минимальное значение Ω , обеспечивающее незначительное изменение степени объемного заполнения термосифона жидкой фазой в рабочем диапазоне температур:

$$\varepsilon = v_{жс} (\Omega v_n - v_{жс} 20^\circ C) / [v_{жс} 20^\circ C (v_n - v_{жс})], \quad (5)$$

где $v_{жс}$ и v_n – удельный объем жидкости и пара при рабочей температуре; $v_{жс} 20^\circ C$ – то же при температуре $20^\circ C$, для которой обычно определяется Ω .

Внутреннее термическое сопротивление термосифонов, работающих в режиме кипения, определяют по коэффициентам теплоотдачи α_u и α_k на участках испарения и конденсации:

$$R_g = 1/\alpha_u S_u + 1/\alpha_k S_k.$$

При $q = const$ рекомендуется определять коэффициент теплоотдачи α_u по зависимости

$$\overline{Nu}_u = 1,14 Ra^{1/3} \quad (6)$$

для области неразвитого кипения (чисел Рэлея $3 \cdot 10^5 \leq Ra \leq 3 \cdot 10^7$). Для области развитого кипения числа Нуссельта и Рэлея определяют из формул $\overline{Nu} = \alpha_u d / \lambda_{ж}$, $Ra = g d^3 \beta_{ж} \Delta T / \nu_{ж} a_{ж}$, где $\beta_{ж}$ и $a_{ж}$ – коэффициенты объемного расширения и температуропроводности жидкости; ΔT – температурный напор.

Теплообмен при кипении воды, этанола, фреона-113, перфтордибутилового эфира в термосифонах с $d = 10 \dots 22$ мм, $l_u = 0,1 \dots 0,25$ м при $q_{su} = 10^3 \dots 1,5 \cdot 10^5$ Вт/м² и граничном условии $T = const$ на поверхности нагрева описывается следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \overline{Nu}_u &= 0,25 \cdot 10^{-6} Re^{2/3} \Pi^{-0,8} (\rho_n / \rho_{ж})^{0,21} \Omega^{-0,24} (dK_\phi)^{1,2} \\ \text{при } (Re \leq Re_{zp}); \\ \overline{Nu}_u &= 3,43 Re^{0,08} (\rho_n / \rho_{ж})^{0,21} (dK_\phi)^{0,31} \text{ при } (Re \geq Re_{zp}) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Соотношения (7) справедливы в области изменения параметров $30 \leq Re \leq 10^5$; $10^{-7} \leq \Pi \leq 10^{-8}$; $8 \cdot 10^{-4} \leq \rho_n / \rho_{ж} \leq 0,2$; $3 \% \leq \Omega \leq 60 \%$, $6 \leq dK_\phi \leq 13$. Здесь $\overline{Nu}_u = \alpha_u / K_\phi \lambda_{ж}$; $Re = \bar{q} / K_\phi r \rho_n \nu_{ж}$; $\Pi = \rho_n g / K_\phi H_n$.

Теплообмен на участке конденсации термосифонов с большим заполнением отличается от теплообмена с выбросом парожидкостной эмульсии:

$$\left. \begin{aligned} \overline{Nu}_k &= 1,37 z^{-0,22} \Omega^{-0,154} (z < z_{zp}) \\ \overline{Nu}_k &= 0,27 (z_{zp} \leq z \leq 2500) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\overline{Nu}_k = \alpha_k (l_k - l_g) / \lambda_{ж}$; $z = \lambda_{ж} \Delta T_k (l_k - l_g) / \left[r (\rho_{ж}^3 \nu_{ж}^5 / K_\phi^2 \sigma) \right]^{1/3}$;

$z_{zp} = 1488 \Omega^{-0,71}$ при $3 \% \leq \Omega \leq 60 \%$, что соответствует переходу к смешанному режиму течения конденсата.

Зависимости внутреннего термического сопротивления термосифона от его основных характеристик и передаваемой мощности имеют вид [1]:

$$\left. \begin{aligned} R_g/R_i &= 0,089\psi^{0,358} \exp(-0,007\Omega)q_\phi^{-0,76} \quad (q_\phi < 0,03) \\ R_g/R_i &= 0,538(0,92 + 0,126\psi) \exp(-0,007\Omega)q_\phi^{-0,23} \quad (q_\phi \geq 0,03) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $q_\phi = 7,143q/r\sqrt{\rho_n\sigma K_\phi}$; $R_i = c\Omega^{0,0615}d^{-1,6}(d/l_k)^{0,41}$ – «идеальное» сопротивление термосифона ($c = 2,43 \cdot 10^{-4}$ для воды; $4,15 \cdot 10^{-4}$ для этанола; $7,8 \cdot 10^{-4}$ для фреона-113; $2,1 \cdot 10^{-4}$ для перфтордибутилового эфира).

Они соответствуют относительному воздухосодержанию

$$\psi = \left\{ m_g / [\rho_g(V_o - V_{жс})] \right\} 100 = 0,6 \dots 10 \% (\rho_g - \text{плотность воздуха}).$$

Все формулы для режима кипения справедливы как при вертикальном, так и при наклонном положении термосифона (углы $\phi = 4^\circ \dots 90^\circ$).

Для энергоустановок, ось которых наклонена относительно горизонта, целесообразно применение Г-образных термосифонов; длинный хвостовик (конденсатор) расположен вдоль оси энергоустановки, а короткий (испаритель) введен в полость теплообмена. В закрытых электродвигателях с высотой оси вращения 80 ... 180 мм их диаметр составляет 5 ... 10 мм, отношение $l_k/l_u = 2 \dots 4$, средняя температура 60 ... 90 °С, а степень заполнения теплоносителем (лучше всего водой) может изменяться в пределах 25 ... 75 %. Экспериментальное исследование таких термосифонов при тепловых нагрузках, соответствующих реальным условиям, показывает, что они работают в режиме свободной конвекции жидкости и ее испарения, так что их термическое сопротивление близко к R_g фитильных тепловых труб.

Наибольший тепловой поток передается при минимальном заполнении; для $\Omega = 25\%$ он близок к q вертикально расположенных термосифонов. Удельная проводимость $\Lambda_{уд} = q_F/\Delta T$, однако на порядок ниже этого показателя вертикальных термосифонов с оптимальным заполнением.

При тепловом расчете корпусов энергоустановок (метантенки, газогенераторы и т. п.) можно использовать данные [1], представленные на рис. 2.

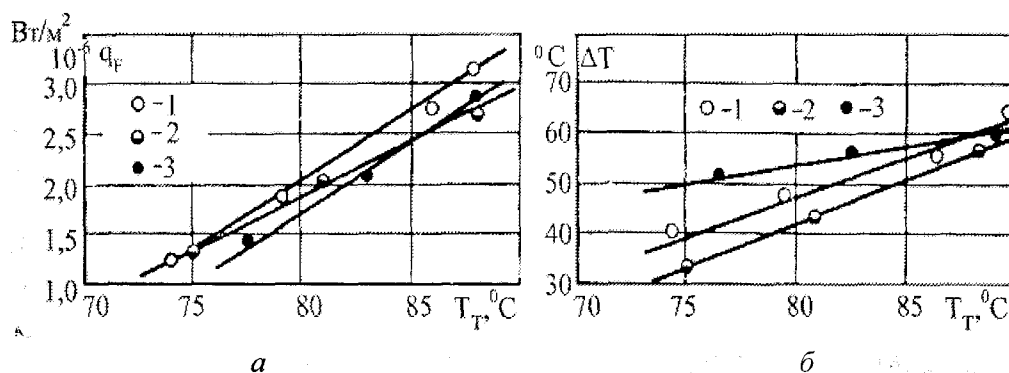


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока в поперечном сечении (а) и перепада температуры между испарителем и конденсатором (б) от температуры транспортного участка горизонтального Г-образного термосифона, заполненного водой на 50 %, при углах наклона испарителя (короткий хвостовик термосифона) к горизонту 0° (1), 45° (2), 90° (3)

Применение тепловых труб в энергетике. Использование солнечной энергии связано с отводом и транспортировкой тепла, как правило, жидкостным или газовым теплоносителями при их естественном или вынужденном течении. Самым высокоэффективным теплопередающим устройством являются тепловые трубы, в которых за счет использования испарительно-конденсационного цикла процессы теплообмена протекают гораздо интенсивнее, чем в конвективных системах. В солнечных установках тепловые трубы могут использоваться как приемники солнечного излучения, например при подаче, тепла к аккумулятору или потребителю. Данные расчетов тепловой проводимости представлены на рис. 3.

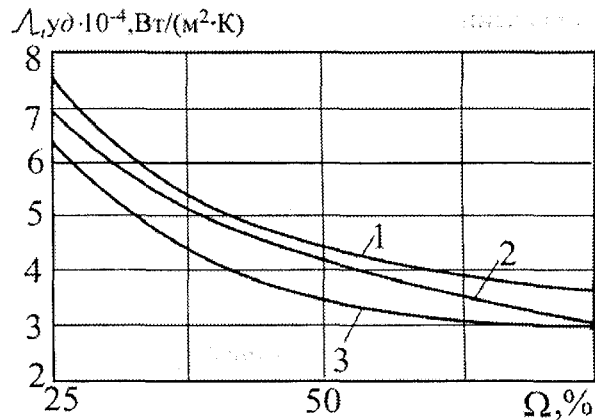


Рис. 3. Зависимость удельной тепловой проводимости ($\lambda_{уд} = q_F / \Delta T$) горизонтального Г-образного термосифона от степени заполнения (температура транспортного участка 80°C) при углах наклона испарителя к горизонту 0° (1), 45° (2), 90° (3)

Рассмотрим некоторые варианты использования тепловых труб в коллекторах солнечной энергии. В схеме плоского коллектора, представленной на (рис. 4) теплоприемником служат оребренные поверхности испарителей тепловых труб с конденсаторами, размещенными в теплообменнике, по которому прокачивается нагреваемая жидкость или газ. При таком использовании тепловых труб обеспечиваются:

- равномерность температуры по длине приемного элемента, что снижает тепловые потери;

- уменьшение гидравлического сопротивления контура с нагреваемой средой;

- повышение надежности коллектора в целом, так как выход из строя отдельных элементов уменьшает, но не прекращает передачу энергии;

- невозможность сброса тепла из системы при отсутствии солнечного излучения из-за однонаправленности теплопередачи наклонных тепловых труб, работающих в поле силы тяжести [1, 2].

Отметим, что солнечный коллектор с тепловыми трубами имеет также определенные недостатки, которые зависят, в основном, от технологических возможностей изготовителя. Например, более высокая стоимость, связанная с необходимостью изготовления и заправки тепловых труб, и большее по сравнению с конвективным коллектором количество

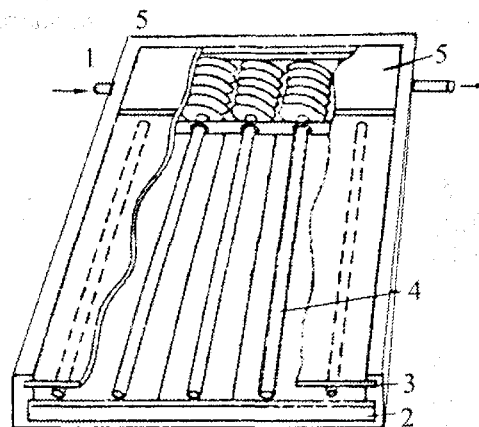


Рис. 4. Плоский коллектор солнечной энергии с тепловыми трубами: 1 - подвод воды; 2 - теплоизоляция; 3 - стеклянное покрытие; 4 - тепловые трубы; 5 - жидкостный теплообменник

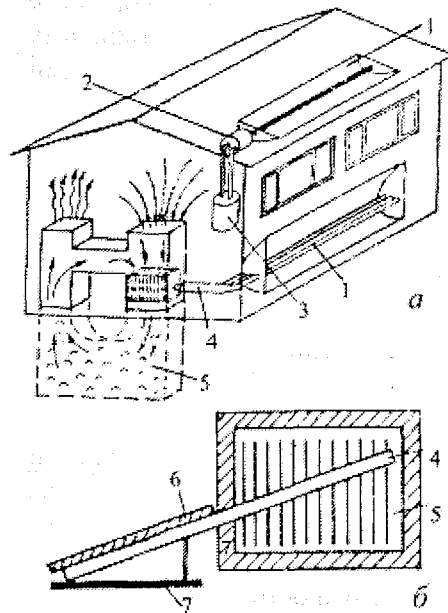
составляющих элементов. Одно из основных преимуществ коллектора с тепловыми трубами – однонаправленность передачи энергии в гравитационных тепловых трубах.

КПД солнечного коллектора зависит от термических сопротивлений R , составляющих его элементов. Зависимость КПД $\eta = f(R)$ нелинейна и при снижении термического сопротивления до определенных значений КПД практически не зависит от R . Сравнение характеристик солнечных коллекторов различных конструкций показало, что коллектор с тепловыми трубами несколько уступает по мгновенной эффективности конвективному со змеевиковой трубкой, но в то же время превосходит конвективный с гидравлическим коллектором.

Коллектор с тепловыми трубами имеет средние энергетические характеристики выше, чем у конвективного с автоматическим регулированием расхода теплоносителя. При этом измеренные гидравлические потери в жидкостном контуре уменьшаются в четыре раза. Анализ термических сопротивлений показал, что в теплообмене участвует небольшая часть поверхности тепловых труб и общее термическое сопротивление коллектора достаточно велико (0,22 К/Вт).

Эффективность солнечных коллекторов в значительной степени определяется величиной тепловых потерь с приемных поверхностей, покрытых слоем стекла. Потери тепла в таких коллекторах могут быть существенными, так как между стеклом и приемной поверхностью происходит конвекция воздуха, в теплоизоляционном материале могут находиться воздух и влага. Для исключения негативного влияния этих факторов и повышения КПД преобразования солнечной энергии созданы так называемые трубчатые вакуумированные коллекторы, у которых приемные пластины расположены в цилиндрических стеклянных вакуумированных корпусах. Используются различные конструкции элементов трубчатых вакуумированных коллекторов: так в двухстенном стеклянном баллоне вакуум поддерживается между стенками, обеспечивая удобство изготовления элементов и их сборки.

Рис. 5. Схемы солнечных установок:
а – для теплоснабжения жилого дома;
б – солнечный подогреватель
 (1 – концентрирующий следящий коллектор с ТТ; 2 – теплообменник;
 3 – водяной бак горячего водоснабжения;
 4 – ТТ; 5 – тепловой аккумулятор;
 6 – приемная поверхность;
 7 – греющая поверхность)



Благодаря тепловым трубам трубчатый коллектор имеет те же свойства, что и плоский. В то же время существенно упрощается сборка элементов, так как необходимо делать только один герметичный термокомпенсированный выход из баллона. Для снижения тепловых потерь на нижнюю часть стеклянного баллона методом напыления можно нанести металл или покрыть ее металлической фольгой.

Испытания коллекторов различных типов, результаты которых приведены в работах [1, 2], показали, что КПД вакуумированных трубчатых коллекторов на 25 – 30 % выше, чем плоских.

Применение тепловых труб в отопительных солнечных установках не отличается от их использования в коллекторах.

С помощью тепловых труб могут быть решены практически все вопросы, связанные с теплоснабжением индивидуальных жилых помещений. Схема теплоснабжения жилого дома, почти полностью обеспечиваемого солнечной энергией с помощью устройств на тепловых трубах, показана на рис. 5.

Список литературы

1. Борисенко А. И. Охлаждение промышленных электрических машин / А. И. Борисенко, О. Н. Костиков, А. И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
2. Васильев Л. Л. Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии / Л. Л. Васильев, Л. П. Гранович, Д. К. Хрусталеv. – Минск: Наука и техника, 1988. – 152 с.

THERMAL PIPES IN POWER INSTALLATIONS RENEWED POWER

V. A. MALJARENKO, Dr. Scie. Tech, Pf.
A. M. JAKOVLEV, Dr. Scie. Tech, Pf.

Characteristics of thermal pipes and thermal siphons, methods of calculation of a heat-conducting path in various power installations are considered.

ООО НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЦЕНТР «ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ТЕХНОЛОГИИ»
(ЛИЦЕНЗИЯ НКРЭ АБ № 220781, ЛИЦЕНЗИЯ МИНИСТЕРСТВА
СТРОИТЕЛЬСТВА, АРХИТЕКТУРЫ И ЖИЛИЩНО-
КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА УКРАИНЫ АВ № 313494)

Оказание комплекса услуг в сфере энергетики.

- проведение энергетического аудита;
- разработка и сопровождение энергосберегающих программ;
- внедрение энергосберегающих технологий;
- разработка и обоснование удельных норм расхода энергетических ресурсов;
- составление и согласование энергетического паспорта предприятия;
- поставка электрической энергии по нерегулируемому тарифу;
- проектирование и установка «под ключ» автоматизированных систем контроля учета электрической энергии.
- установка счетчиков дифференцированного (почасового) учета потребления электроэнергии.
- внедрение энергоменеджмента на предприятии и обучение специалистов.

**ПРИГЛАШАЕМ К СОТРУДНИЧЕСТВУ!
Мы реально сэкономим Ваши деньги!**

Наш адрес:

ул. Мироносицкая, 60, Харьков, 61002, Украина, тел. (0572) 703-23-18,
тел./факс +38 (057) 7149-451, E-mail: energotex_2004@mail.ru