

## ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ И ТЕРМОСИФОНЫ В СИСТЕМАХ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

**Г. Н. Узоков**

*Каришский инженерно-экономический институт*

**О. С. Комилов, С. З. Фатуллоев**

*Бухарский инженерно-технологический институт*

### ARTICLE INFO.

**Ключевые слова:** тепловые трубы, термосифоны, солнечные излучение, испарения, конденсация, теплопередающие устройство, температура, гравитация, фитиль, аккумуляция.

### Аннотация

В связи с возрастающим дефицитом энергоносителей в настоящее время остро стоит вопрос внедрения современных энергосберегающих технологий и повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, при реализации мероприятий по энергосбережению, преимущество отдается оборудованию с минимальным сроком окупаемость, к которому в первую очередь стоит отнести тепловые трубы и термосифонов. В данной работе рассмотрены характеристики тепловых труб и термосифонов и методы расчета теплоотвода к различным энергоустановкам.

<http://www.gospodarkainnowacje.pl/> © 2023 LWAB.

**Введение.** В последние десятилетие происходят значительные изменения в энергетике жилищно-коммунальном хозяйстве сельском хозяйстве пищевой промышленности архитектуре и строительстве. Основным мировым тенденциями являются существенное сокращение потребления тепловой энергии от источников на углеводородном топливе и снижение ее потерь при транспортировке от генерирующих мощностей к потребителям. Большие перемены имеют место в частности в секторе теплоснабжения горячего водоснабжения кондиционирования помещений. Традиционные источники топлива и энергии активно вытесняются возобновляемыми, одним из которых является солнечное [1].

Эффективность использование энергии является важнейшей проблемой XXI века, требующей активного принятия мер к снижению энергоемкости технологий. Системы теплоснабжения, горячего водоснабжения, кондиционирования помещений в последние десятилетия подвергаются значительным изменениям, взамен традиционных источников топлива и энергии все шире применяются возобновляемые. Сокращается потребление углеводородного топлива снижается потери тепла при его транспортировке от генерирующих мощностей к потребителям, при этом решаются не только экономические проблемы, но и улучшается экологическая обстановка ввиду уменьшения количества вредных веществ выбрасываемых в атмосферу. Источникам энергии могут служить солнечное излучение, воздух, водные бассейны, сточные воды и биоэнергетические источники [2].

Переход на энергосберегающие технологии, диверсификация источников энергии

осуществляются при постоянном обновлении оборудования, в том числе на базе тепловых труб (ТТ) и термосифонов (ТС)- устройств с испарительно –конденсационным циклом. Тепло в них передаётся потоком пара из испарителя в конденсатор в виде скрытой теплоты парообразования (рис1). Конденсат возвращается в испаритель под действием капиллярного давления в пористом фитиле. Тепловые трубы обладают эффективной теплопроводностью до 5000-10000 Вт/(к\*м) и по этому показателю многократно превосходить самые высокопроводные материалы. Они просты в эксплуатации, для работы ТТ и ТС не требуется затрат энергии, технического обслуживания и успешно применяются в строительной индустрии, пищевой промышленности и других отраслях[3].

Тепловая труба-это герметичное теплопередающее устройство, которое работает по замкнутому испарительно конденсационному циклу в тепловой контакте с внешними - источниками тепла. Тепловая энергия воспринимается от источника и затрачивается на испарение теплоносителя заключенного внутри корпуса тепловой трубы. Затем она переносится паром в виде скрытой теплоты испарения и далее, на определенном расстоянии от место испарение в зависимости от тех или иных способов теплосъема, при конденсации пара выделяется в сток. Образовавшийся конденсат возвращается в зону испарение либо под действием капиллярных сил, которые обеспечиваются наличием капиллярной структуры (фитиль) внутри тепловой трубы, либо за счёт действия гравитационных сил (это происходит с термосифоном)

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

По данным работы [4] он характерен для степени заполнения  $\Omega = \left(\frac{V_m}{V_0}\right) * 100 = 3\%$  ( $V_{ж}$  - объем заправленной жидкости;  $V_0$ -общий объем термосифона). Если  $\Omega > 3\%$  избыточный теплоноситель заполняет все сечение испарителя на части его длины, и пар образуется в процессе пузырькового кипения (режим кипение)

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  $L_k$ ) одинаково и рассматривать расположенную между нами транспортную зону длиной  $L_m$  как участок с фазовыми превращениями (теплоизоляция его неидеально), можно получить соотношение для определения количество жидкости  $V_{ж}$ , которое необходимо заправить в термосифон, чтобы передать заданную тепловую мощность  $P$ :

$$V_{ж} = 2,32 \sqrt[3]{Pd^2} \frac{V_{ж}}{\tau_g \rho_m}, \quad (1)$$

где  $L$  и  $d$  – длина и внутренний диаметр термосифона;  $\rho_{ж}$ ,  $v_{ж}$ ,  $\tau_g$  – плотность, кинематическая вязкость и скрытая теплота парообразования жидкости.

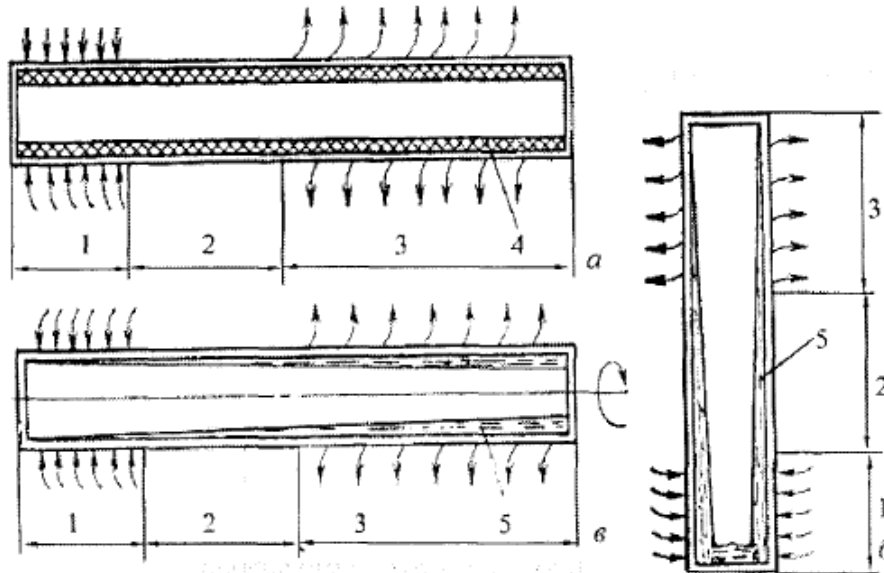
В формуле (1) не учтен объем пара, так как при  $T_n$ , соответствующей термосифоном нетрадиционных энергоустановок, он пренебрежимо мал.

Внутреннее термическое сопротивление  $R_b$  испарительного термосифона определяется по формуле

$$R_b = 0,235 \frac{\sqrt[3]{l \cdot v_m} \cdot \rho_m \left(\frac{1}{l_u} + \frac{1}{l_k}\right)}{\tau_g d^4 \lambda_m}, \quad (2)$$

где  $\lambda_m$  –коэффициент теплопроводности жидкости.

В режиме кипения теплопередающая способность гравитационного термосифона ограничивается кризисными явлениями, проявление которых зависит от его геометрических параметров и от условий передаче тепла к нему. При постоянных удельных тепловых нагрузках ( $q=\text{const}$ ) кризис возникает из-за нарушения устойчивости встречного движения пара и жидкости вдоль оси.



**Рис.1. Схема 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)

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

$$q \cdot F_{\max} = C \cdot We^{-0,17} \cdot (K_p \cdot \frac{\rho_n}{\rho_{ж}})^n \cdot n \sqrt{\rho_n \cdot \sigma \cdot K_{\phi}}, \quad (3)$$

$$\text{где } We = 1/(K_{\phi} l_u)^2, K_p = \frac{\rho_n}{\delta K_{\phi}}, K_{\phi} = \sqrt{g \cdot (\rho_m - \rho_n) / \sigma}$$

$\rho_n$  и  $P_n$  – плотность и давление пара;  $\sigma$ - коэффициент поверхностного натяжения теплоносителя.

Входящие в (3) постоянные коэффициенты  $c$  и  $n$  принимают значения:  $c=0,32$ ,  $n=0,14$  при  $K_p \cdot \rho_n / \rho_{ж} = 1,5 \cdot 10^{-3} \dots 50$  и  $C=0,18$ ,  $n=0$  при  $K_p \cdot \rho_n / \rho_{ж} = 50 \cdot 7 \cdot 10^4$  для снарядного  $C=0,40$ ,  $n=-0,14$  при  $K_p \cdot \rho_n / \rho_{ж} = 16 \dots 50$  и  $C=0,24$ ,  $n=0$  при  $K_p \cdot \rho_n / \rho_{ж} = 50 \dots 9,6 \cdot 10^3$  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  $d < 20$  наблюдается лишь при средней толщине пленки более 0,4 – 0,6 мм.

При этом для термосифонов с общей длиной  $L=500$  мм кризис теплопереноса соответствует  $d < 10$  мм. При граничном условии  $T=\text{const}$  и  $10\text{мм} < d$  нарушение работы термосифона происходит вследствие образования паровой пленки на поверхности нагрева, а предельный тепловой поток отнесенный к поверхности участка испарения, составит

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

Это формула аппроксимирует опытные данные для воды, этанола, фреона -113 при  $d=10 \dots 20$  мм,  $L_u/d=4,5 \dots 16,5$ ;  $L_k/d=4,5 \dots 25$ ;  $2 \leq d K_{\phi} \leq 60$  и  $\Omega=10 \dots 60\%$ .

Коэффициент  $C=A(l_u/d)^{0,55} \cdot (l_k/d)^{0,44} \Omega^n$  учитывает геометрию термосифона и его заполнения (при  $\Omega \leq 35\%$ ,  $A=0,538$ ,  $n=0,13$  при  $\Omega > 35\%$   $A=3,54$   $n=-0,37$ )

Для нормальной работы термосифонов в режиме кипения теплоноситель должен удовлетворять двум условиям: уровень заполнения испарителя  $\Omega_{и} > 50\%$  и  $V_{ж} \geq \pi d l \delta_{пл}$  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 ее на 2-10 % ниже значения соответствующего заправляемой массе жидкости  $G_m = V_o/V_{кр}$ , 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 длинной зоне в подвода теплоты считается целесообразным минимальная значения  $\Omega$ , обеспечивающее незначительное изменение степени объемного заполнения термосифона жидкой фазой в рабочим диапазоне температур [6,7]:

$$\varepsilon = \frac{v_{ж}(\Omega v_{н} - v_{жогр})}{[v_{жогр}(v_{н} - v_{ж})]}, \quad (5)$$

где  $v_{ж}$  и  $v_{н}$  – удаленный объем жидкости и пара при рабочей температуре;  $v_{ж}$  то же при температуре  $20^\circ\text{C}$ , для которой обычно определяется  $\Omega$ .

Внутреннее термическое сопротивление термосифонов работающих в режиме кипения, определяют по коэффициентам теплоотдачи  $\alpha_u$  и  $\alpha_k$  на участках испарения и конденсации;

$$R_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\alpha_u S_u}} + \frac{1}{\sqrt{\alpha_k S_k}}, \quad (6)$$

при  $q = \text{const}$  рекомендуется определять коэффициент теплоотдачи  $\alpha_u$  по зависимости

$$Nu_u = 1,14 \cdot Ra = 1,14 Ra^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

для области неразвитого кипения (чисел Релея  $3 \cdot 10^5 \leq Ra \leq 3 \cdot 10^7$ ).

Для области развитого кипения число Нуссельта и Рэлея о определяют из формул  $Nu = \alpha_u d / \lambda_{ж}$ ,  $Ra = g d^3 \beta_{ж} \Delta T / \nu_{ж} \cdot a_{ж}$  где  $\beta_{ж}$  и  $a_{ж}$  – коэффициенты объемного расширения и температуропроводности жидкости;  $\Delta T$  – температурный напор.

Теплообмен при кипении воды этанола фреона -113 в термосифонах с  $d = 10 \dots 20$  мм,  $L_u = 0,1 \dots 0,25$  м при  $q = 10^3 \dots 1,5 \cdot 10^5$  Вт/М<sup>2</sup> и граничном условии  $T = \text{const}$  на поверхности нагрева описывается следующими зависимостями:

$$Nu_u = 0,25 \cdot 10^{-6} Re^{2/3} \Pi^{-0,8} (\rho_{п} / \rho_{ж})^{0,21} \Omega^{-0,24} (dK_{\phi})^{1/2} \text{ при } (Re \leq Re_{гр}) \quad (8)$$

$$Nu_u = 3,43 \cdot Re^{0,08} (\rho_{п} / \rho_{ж})^{0,21} \cdot (dK_{\phi})^{0,31} \text{ при } (Re \geq Re_{гр})$$

Соотношение (8) справедливы в области изменения параметров

$$30 \leq Re \leq 10^5; 10^{-7} \leq Re \leq 10^{-8}; 8 \cdot 10^{-4} \leq \rho_{п} / \rho_{ж} \leq 0,2; 3\% \leq \Omega \leq 60\%; 6 \leq dK_{\phi} \leq 13.$$

Здесь  $Nu_u = \frac{\alpha_u}{K_{\phi} \cdot \lambda_{ж}} Re = q / K_{\phi} \cdot \tau \rho_{п} \cdot \nu_{ж}$ ;  $\Pi = \rho_{п} \cdot g / K_{\phi} H_n$ .

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

$$Nu_k = 1,37 \cdot Z^{-0,22} \Omega^{-0,154} (Z < Z_{гр}), \quad (9)$$

$$Nu_k = 0,27 (Z_{гр} \leq Z \leq 2500),$$

$$\text{где } Nu_k = \alpha_k (l_k - l_{в}) / \lambda_{ж}; Z = \lambda_{ж} \Delta T_k (l_k - l_{в}) / \left[ r \cdot (\rho_{ж}^3 \cdot \frac{\nu_{ж}^5}{K_{\phi}^2 \sigma})^{\frac{1}{5}} \right]$$

$$Z_{гр} = 1488 \cdot \Omega^{-0,71} \text{ при } 3\% \leq \Omega \leq 60\%$$

Что соответствует переходу к смешанному режиму течения конденсата.

Зависимости внутреннего термического сопротивление термосифона от его основных характеристик и передаваемой мощности имеют вид [6];

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_e}{R_i} &= 0,089 \psi^{0,358} \exp(-0,007\Omega) q_{\phi}^{-0,76}, & (q_{\phi} < 0,03) \\ \frac{R_e}{R_i} &= 0,538(0,92 + 0,126\psi) \exp(-0,007\Omega) Q_{оп}^{-0,23}, & (Q_{оп} \geq 0,03) \end{aligned} \right\} (10)$$

$$\text{где } q_{\phi} = \frac{7,143 \cdot q}{r \sqrt{\rho_n \cdot \sigma \cdot K_{\phi}}}, R_i = C \cdot \Omega^{0,0615} \cdot d^{-1,6} \left(\frac{d}{l_k}\right)^{0,41}.$$

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).

Они соответствуют относительно содержанию воздуха

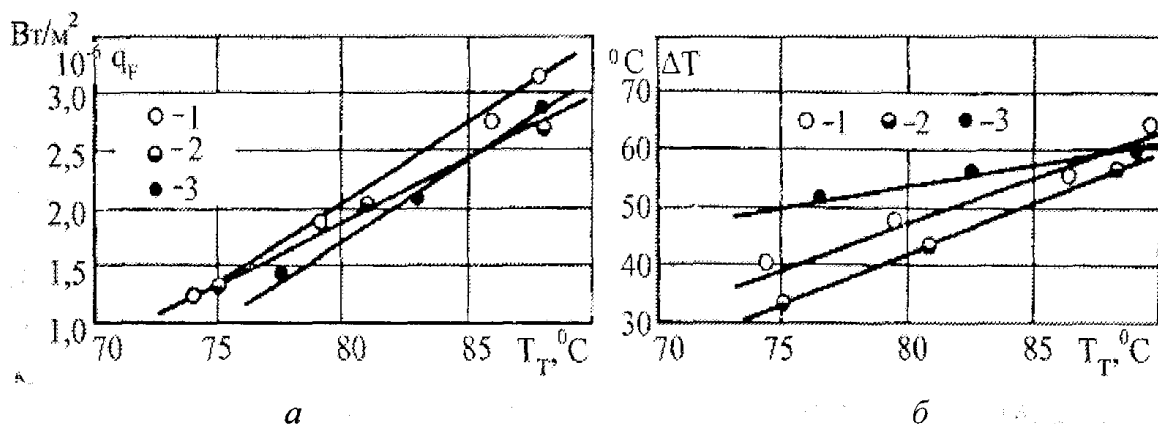
$$\psi = \left\{ \frac{m_e}{[\rho_e (V_0 - V_{ж})]} \right\} 100 = 0,6 \dots \dots 10\% (\rho_e - \text{плотность воздуха})$$

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

Для энергоустановок, ос которых наклонена относительно горизонта, целесообразно применение Г-образных термосифонов. Длинный хвостовик (конденсатор) расположен вдоль оси энергоустановки, а короткий (испаритель) введен в полость теплообмена. 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  $R_b$  фитильных тепловых труб.

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

При тепловом расчете корпусов энергоустановок можно использовать данные [3], представленный на рис. 2.



**Рис.2. Тепловые трубы и термосифоны в системах утилизации солнечной энергии.**

Зависимость плотности теплового потока в поперечном сечении (а) и перепад а температуры между испарителем и конденсатором (б) от температуры транспортного участка горизонтального Г – образного термосифона, заполненного водой на 50%, при углах наклона

испарителя к горизонту  $0^0$  (1),  $45^0$  (2),  $90^0$  (3).

Одним из основных возобновляемых источников энергии является солнечное излучение, которое может быть использовано для получения тепла и холода либо прямого преобразования в электрическую энергию. 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 процесс теплообмена протекает гораздо интенсивнее, чем в конвективных системах. В солнечных установках тепловые трубы могут использоваться как приемники солнечного излучения, на пример при подаче, тепла к аккумулятору или потребителю.

*Рассмотрим некоторые варианты применения тепловых труб, для использования тепла других источников.*

С помощью ТТ можно так же утилизировать низкопотенциальную энергию грунта, биомассы, водных бассейнов и использовать ее для обогрева жилых и хозяйственных помещений. Дополнительные возможности появляются при создании комбинированного оборудования, в котором в единую систему объединены тепловые насосы и ТТ. Так, может быть организован обогрев теплицы, вертикально погруженные в грунт на глубину 10-15 м ТТ передают его тепло испарителям тепловых насосов, а горизонтально расположенные ТТ принимают тепло от конденсаторов тепловых насосов и обогревают воздух и грунт внутри теплицы. Согласно расчетам при температуре окружающей среды от  $0^0\text{C}$  и выше использование такой комбинированной системы экономически более выгодно, чем обогрев с помощью других энергетических установок. Аналогичным образом может быть организовано теплоснабжение индивидуального жилого дома: тепло извлеченное из грунта с помощью ТТ, и удовлетворения потребности в горячей воде для бытовых нужд.

## **Заключение**

Активизация усилий в области освоения возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов является актуальной задачей. Теплопередающие устройств на основе ТТ и ТС позволяют эффективно утилизировать тепло возобновляемых источников энергии (солнце, биомассы, грунт), а также безвозвратно теряемое при использовании различных технологических процессов. При этом улучшается экологическая обстановка.

Тепловые трубы (ТТ) находят широкое применение в радиотехнике, электронике, оптико-технической промышленности и точном приборостроении для охлаждения, термостатирования и терморегулирования аппаратуры, в утилизации сбросной теплоты, для эффективной передачи теплоты в возобновляемых источниках энергии; в химической, легкой и пищевой промышленности соответствующих технологических процессов; в промышленности стройматериалов, для отопительных систем кондиционирования воздуха жилых, общественных и промышленных зданий; в медицинской технике для нагрева и охлаждения крови, участков ткани, в криотерапии и т.д.

## **Литература**

1. Использование возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов с помощью тепловых труб. Л.Л.Васильев и др. Энергоэффективносив.-2016. N11. С. 28-31.
2. Васильев Л.Л. Утилизация возобновляемых вторичных энергоресурсов с помощью тепловых труб и термосифонов. Энергетика и ТЭК. -2017. -Т. 167. N2.-С. 20-22.
3. Heat pipe based systems-advances and applications. H.Johara. 11 Energy.-2017. – vol.128. –P. 729-754.

4. Безбахэ И.В. исследование работы термосифонов при обработке дисперсных и вязких жидких сред. Probleme Energeticii Regionale. -2019. -Т. 9. N1. С. 79-80.
5. Дан П.Д Рей Д.А. 'Тепловые трубы', перевод с английского: М: Энергия, 1979. 272С.
6. Ю.Ф. Майданик, Р.Г. Суданов. Контурные тепловые трубы- высокоэффективные теплопередающие устройства для систем терморегулирования.//Иновации,2003.№5. С.83-85.
7. В.Г.Пастухов. Экспериментальное исследование медь-водяной контурной тепловой трубы с дополнительными источниками. Тепловые процессы в технике , 2019.т.11. С. 482-490.

*Узоков Гулом Норбоевич - Қарши муҳандислик-иқтисодиёт институти Илмий ишлар ва инновациялар бўйича проректор т.ф.д., проф. тел: +998 90 876 05 45*

*Комилов Очил Сунхонович - Бухоро муҳандислик –технология институти “Физика” кафедраси доцентни т.ф.н. тел: +998 90 710 95 77*

*Фатуллоев Сардор Зокирович - Бухоро муҳандислик –технология институти “Энергоаудит” кафедраси докторанти. тел: +998 97 798 02 20*