

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В УСТРОЙСТВАХ С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

к.т.н. Н.П. Попов, А.А. Свидло
(представил д.т.н., проф. Э.Е. Прохач)

На примере двухфазного термосифона предложена схема процессов тепло - и массо - переноса в тепловых трубах, в соответствии с которой преобразована система уравнений, позволяющая проводить расчеты.

Как известно, в тепловых трубах передача теплоты осуществляется в результате замкнутого противоточного движения рабочего тела в виде пара от испарителя к конденсатору и в виде жидкости от конденсатора к испарителю (рис. 1). Подвод теплоты от источника теплоты (ИТ) к рабочему телу в испарителе и отвод теплоты от рабочего тела в приемник теплоты (ПТ) в конденсаторе осуществляется путем теплопередачи через теплопередающие среды в соответствующих зонах.

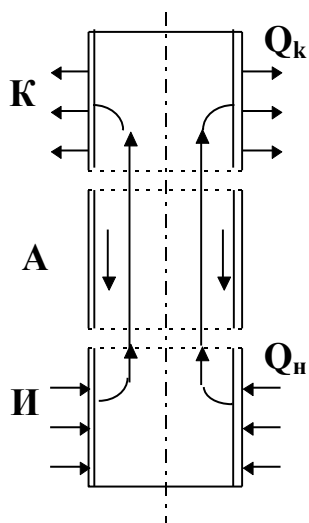


Рисунок 1 - Схема ДТС

того в известных схемах затруднен выбор расчетных параметров в виду их изменений вдоль трубы.

Вопросам теплового расчета устройств с тепловыми трубами посвящено большое количество работ [1 - 4]. В известных работах тепловая схема устройств на основе тепловых труб представляется в виде последовательного или смешанного соединения термических сопротивлений, в число которых включается и тепловая труба. Делались неоднократные попытки определить термическое сопротивление тепловой трубы [2, 3].

Проводимые нами исследования тепловых труб показывают, что такая схема недостаточно полно отражает роль тепловой трубы и тех процессов, которые в ней происходят. Кроме

В настоящей работе предлагается методический подход к расчету параметров и передачи теплоты на примере устройств с использованием двухфазных термосифонов (ДТС). В ДТС возврат рабочего тела от конденсатора к испарителю происходит в виде жидкой пленки, стекающей по внутренней поверхности трубы.

Двухфазный термосифон как теплопередающее устройство (как вообще любую тепловую трубу) можно представить в виде эквивалентной схемы, приведенной на рис. 2. ДТС включает в себя два теплообменника - испаритель (И) и конденсатор (К), связанных общей магистралью (каналом), по которой от испарителя к конденсатору движется пар с расходом \dot{m}_n , а от конденсатора к испарителю - жидкость с расходом $\dot{m}_ж$.

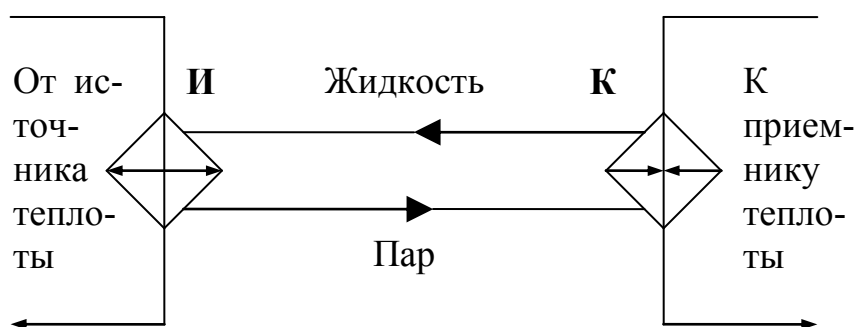


Рисунок 2 - Эквивалентная схема ДТС

На стационарном тепловом режиме $\dot{m}_n = \dot{m}_ж$. В испарителе теплота от источника (грунт, жидкость, атмосферный воздух и т.д.) передается рабочему телу, в результате чего происходит его испарение. В теплообменном аппарате - конденсаторе пар конденсируется, при этом теплота конденсации отводится в приемник теплоты (атмосферный воздух, грунт, вода и т.д.). Перенос теплоты от испарителя к конденсатору осуществляется рабочим телом, циркулирующим по связывающей теплообменные аппараты магистрали. Эквивалентная схема позволяет наглядно представить как процесс передачи теплоты, так и методику расчета системы.

Система уравнений, описывающая теплоперенос от источника теплоты к приемнику имеет следующий вид.

Теплопередача в испарителе

$$Q_u = K_u F_u (T_{uT} - T_s^u), \quad (1)$$

где T_{uT} , T_s^u температура соответственно источника теплоты и насыщенного пара (рис. 3а); F_u - площадь внутренней поверхности испарителя; K_u - коэффициент теплопередачи, равный

$$K_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{uT}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{внутр}^u}}. \quad (2)$$

Коэффициент теплопередачи α_{uT} определяется условиями теплообмена

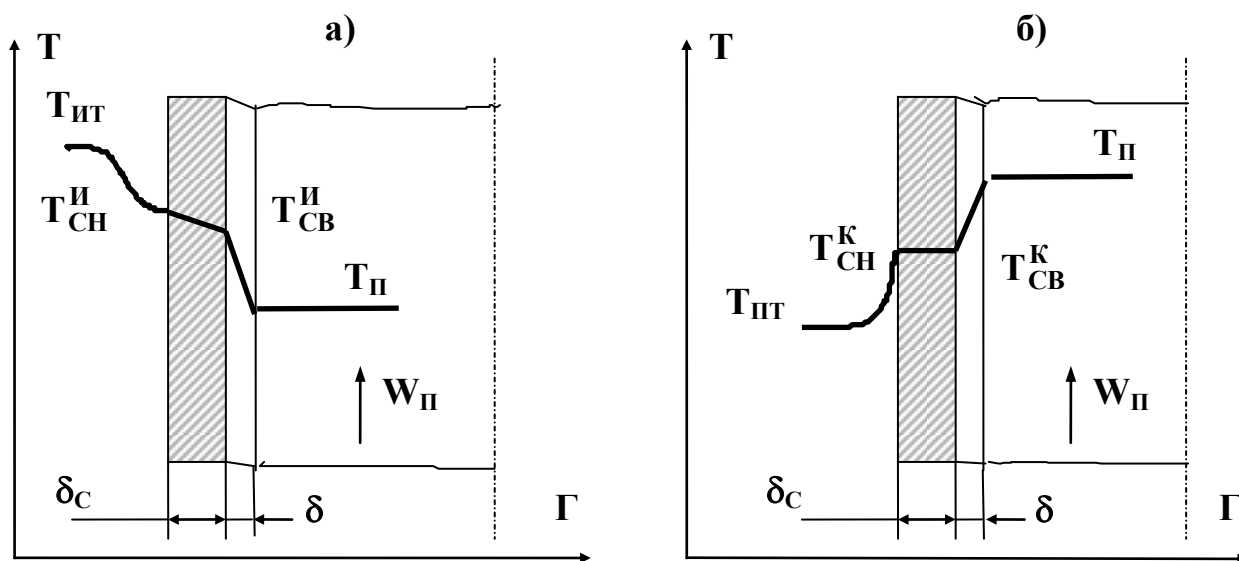


Рисунок 3 - Распределение температуры в теплопередающих средах испарителя (а) и конденсатора (б)

со стороны источника теплоты, а коэффициент теплопередачи $\alpha_{внутр}^u$ - условиями теплообмена между внутренней поверхностью стенки и паром. Отношение толщины δ_c стенки на теплопроводность λ_c представляет собой термическое сопротивление стенок.

В условиях, характерных для испарения жидкой пленки в ДТС [2], коэффициент теплопередачи $\alpha_{внутр}^u$ может быть рассчитан по формуле:

$$\alpha_{внутр}^u = 46Vq_u^{0,7}, \quad (3)$$

где $\mathbf{B} = \lambda_m [\sigma / (g (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{н}}))]^{-0,15} (r\mu_{\text{н}})^{-0,7}$; $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{н}}$ - соответственно плотность жидкости и пара; \mathbf{q}_u - плотность теплового потока в испарителе; σ - поверхностное натяжение жидкости; \mathbf{r} - теплота испарения; $\mu_{\text{н}}$ - динамическая вязкость пара.

Теплопередача в конденсаторе:

$$\mathbf{Q}_k = \mathbf{K}_k \mathbf{F}_k (\mathbf{T}_s^k - \mathbf{T}_{\text{нГ}}), \quad (4)$$

где \mathbf{T}_s^k , $\mathbf{T}_{\text{нГ}}$ - температура соответственно насыщенного пара и приемника теплоты, \mathbf{F}_k - площадь внутренней поверхности конденсатора, \mathbf{K}_k - коэффициент теплопередачи, равный

$$\mathbf{K}_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{внутр}}^k} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{\text{нГ}}}}. \quad (5)$$

Коэффициент теплопередачи $\alpha_{\text{нГ}}$ со стороны приемника теплоты определяется по формулам, соответствующим конкретным условиям теплообмена. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{внутр}}^k$ от пара к внутренней стенке конденсатора определяется по выражению [4]

$$\alpha_{\text{внутр}}^k = \mathbf{A} (\mathbf{L}_k \mathbf{q}_u \mathbf{F}_u / \mathbf{F}_k)^{-0,224}, \quad (6)$$

где

$$\mathbf{A} = 0,673 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{ж}} g \rho_{\text{ж}} r}{\nu_{\text{ж}}}} \left(\frac{1}{\tau \rho_{\text{ж}} \nu_{\text{ж}}} \right)^{0,11}; \quad (7)$$

$\nu_{\text{ж}}$ - кинематическая вязкость; \mathbf{L}_k - высота конденсатора.

Перенос теплоты $\mathbf{Q} = \dot{m}_{\text{н}} \mathbf{r}$ в "магистралах" осуществляется движущимся паром в результате циркуляции рабочего тела. Задачей расчета термосифона как магистрали системы передачи теплоты является определение его геометрических и конструктивных параметров, обеспечивающих перенос пара и жидкости и устойчивую работу устройства в заданном диапазоне тепловых нагрузок.

В работе [5] предложена математическая модель процессов в испарителе, в основу которой положена методика расчетов параметров движения в каналах со "вдувом" газа. Исследования показывают, что наибольшее зна-

чение массового расхода пара и скорости пара и наименьшее давление пара имеют место на адиабатном участке испарения и конденсации температура насыщения различается незначительно (0,3 ... 0,05°C) [4]. Поэтому в уравнениях (1) и (4) можно полагать $T_s^k = T_s^u = T_s$.

Движущими силами жидкой пленки являются силы тяжести и трения на границах жидкость - стенка и жидкость - пар. На стенке жидкость удерживается силами поверхностного натяжения. При отсутствии трения между жидкостью и паром массовый расход жидкости в пленке на адиабатном участке термосифона диаметром D равен [6]

$$\dot{m}_ж = \frac{\pi g D (\rho_ж - \rho_n)}{3 \mu_ж} \rho_ж \cong \frac{\pi g D \rho_ж^2 \delta^3}{3 \mu_ж}. \quad (8)$$

Толщина δ зависит от режима ее течения и определяется массовым числом Рейнольдса, по определению равного

$$R_{еж} = \frac{4 \dot{m}_ж}{\mu_ж}. \quad (9)$$

При ламинарном течении жидкости в пленке безразмерная толщина пленки δ^* равна:

$$\delta^* = 0,909 R_{еж}^{1/3}, \quad (10)$$

$$\delta^* = \frac{\delta g^{1/3} (\rho_ж - \rho_n)^{1/3} \rho_ж^{1/3}}{\mu_ж^{2/3}}. \quad (11)$$

При расчете геометрии канала должны быть учтены ограничения, лимитирующие величину тепловой нагрузки, скорости пара, а также вопросы устойчивого режима течения пленки. Должна быть определена степень заполнения термосифона рабочим телом.

Для ДТС существенным является ограничение по тепловой нагрузке, связанное с перегревом пара и, как следствие, с переходом к пузырьковому кипению пленки.

Известно [1], что переход к пузырьковому кипению происходит при перегреве прилегающего к греющей поверхности слоя жидкости на величину

$$\Delta T_{\text{пер}} = \frac{3,06\sigma_{\text{ж}} T_s}{\rho_n r \tilde{\delta}}, \quad (12)$$

где $\tilde{\delta}$ - толщина теплового слоя жидкости. В расчетах $\tilde{\delta}$ выбирают равной среднему диаметру углублений в поверхности стенки $2,5 \cdot 10^{-3}$ см.

Учитывая, что толщина пленки жидкости в ДТС не велика, в оценочных расчетах можно принять в уравнении для теплового потока в пленке разность температур, равной $\Delta T_{\text{пер}}$. Тогда предельная по перегреву жидкости плотность теплового потока в испарителе будет равна

$$q_{\text{пер}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{\delta} \Delta T_{\text{пер}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{\delta} \frac{3,06\sigma_{\text{ж}} T_s}{\rho_n r \tilde{\delta}}. \quad (13)$$

В условиях встречного движения жидкости и пара устойчивое состояние пленки в термосифоне, особенно на адиабатном его участке, определяется процессами взаимодействия фаз на границе их раздела. Необходимы поиски критерия устойчивости для условий ДТС. При отсутствии такого критерия устойчивость пленки может быть оценена по рекомендациям, изложенным в работе [6].

Указанные рекомендации по выбору геометрических размеров термосифона с учетом ограничений по перегреву жидкости и устойчивости течения пленки позволяют обеспечить требуемый режим течения фаз, перенос теплоты от испарителя к конденсатору и возврат жидкости в заданном диапазоне тепловой нагрузки. При этих условиях термическое сопротивление системы передачи теплоты будет определяться термическими сопротивлениями теплообменников: испарителя и конденсатора.

Из равенства тепловых потоков $Q_u = Q_k$ следует, что

$$K_u F_u \Delta T_u = K_k F_k \Delta T_k, \quad (14)$$

то есть при неизвестных температурных напорах соотношение площадей теплообмена испарителя и конденсатора определяется соотношением их коэффициентов теплопередачи

$$\bar{F} = \frac{F_u}{F_k} = \frac{K_k}{K_u} \frac{\Delta T_k}{\Delta T_u}. \quad (15)$$

Для спроектированного термосифона существует некоторое, вполне определенное расчетное значение \bar{F}_p , которое соответствует равенству (15). Увеличение площади F_k сверх расчетного ее значения не может привести к существенному росту теплового потока, поскольку он ограничен испарителем. Уменьшение F_k однозначно приводит к снижению теплового потока в целом. Характер зависимости плотности теплового потока q_{u1} , рассчитанного по условиям испарителя, от относительной площади \bar{F} приведен на рис. 4.

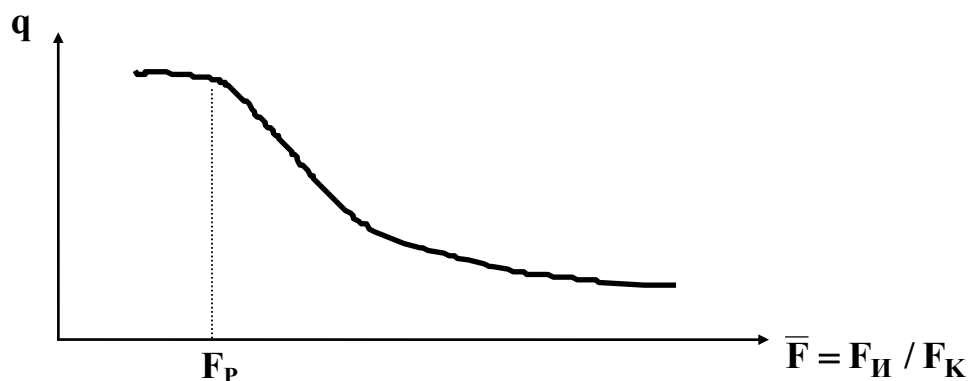


Рисунок 4 - Зависимость плотности теплового потока от относительной площади $\bar{F} = F_{И} / F_{К}$

Подобная зависимость была получена в экспериментах, приведенных авторами работы [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы. - М.: Энергия, 1979. - 272 с.
2. Семена М.Г., Киселев Ю.Ф. Исследование теплообмена в зоне теплоотвода двухфазных термосифонов при малых степенях заполнения // ИФЖ. - 1978. - Т.35, № 4, - С. 600 - 605
3. Свидло А.А., Филиппов Э.Б., Черепенников Г.Б. Система охлаждения хладоносителя с помощью термосифона. // Холодильная техника. - 1979. - № 6, - С. 35 - 38.
4. Оносовский В.В., Соколов В.В., Бучко Н.А., Образцов Ю.Ю. Исследование термосвай, заполненных легкокипящей жидкостью. // Холодильная техника. - 1971. - №12, - С. 21 - 26.
5. Попов Н.П., Свидло А.А. Математическая модель процесса течения пара в испарителе двухфазного термосифона. // Сб.научн.тр. Информаци-

онные системы, вып.1(9). - Харьков : НАНУ, ПАНИ, ХВУ, 1998. - С. 116 - 123.

6. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. - М.: Мир, 1972. - 440 с.
