

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТЕРМОСИФОНАХ

В.А. Муңц¹, А.И. Папченко², Е.Ю. Павлюк¹, Д.Р. Даминов¹

¹ Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия,

² ООО «УГМК-Холдинг», г. Екатеринбург, Россия

Работа направлена на изучение переходных процессов в термосифонах. Получены расчетные зависимости для определения основных температурных характеристик объекта регулирования. Для этого были определены термические сопротивления основных элементов термосифона. Предложены уравнения для расчета изменения температуры насыщения в термосифоне в зависимости от конструктивных и режимных параметров теплоутилизатора. Термосифон в данном случае рассматривается как объект регулирования, а изменение расхода газа (или отключение теплоутилизатора) – как входное возмущение. Получены выражения для постоянной времени и коэффициента усиления при ступенчатом увеличении температуры газов. Приведены расчеты изменения температуры насыщения в термосифоне при линейном уменьшении температуры газов. Приведены данные экспериментальных исследований при останове теплоутилизатора, в которых измерялись изменения температуры газов и температуры насыщения в термосифонах. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает удовлетворительное совпадение.

Ключевые слова: термосифон, температура, термическое сопротивление, конвективный газоход, постоянная времени.

Введение

Замкнутые двухфазные термосифоны за последние десятилетия зарекомендовали себя во многих областях промышленности как высокоэффективные, надежные теплопередающие устройства благодаря сочетанию ряда уникальных свойств: простоты изготовления, отсутствия движущихся частей и потребности в перекачивании теплоносителя, возможности создания изотермических условий на больших площадях и значительной теплопередающей способности [1–9].

Настоящая работа выполнена на медеплавильном комбинате «Святогор» г. Красноуральска на установке для утилизации теплоты отходящих газов за отражательной печью № 2. В отражательную печь загружается шихта, внутри печи

поддерживается температура порядка 1500 °С за счет работы газовых горелок. В результате химических реакций выделяются газы с расходом от 75 000 до 94 500 м³/ч. Состав газов: 66,5 % N₂; 6,5 % CO₂; 16 % H₂O; 1,5 % SO₂; 9,5 % O₂. Для снижения потерь теплоты уходящих газов руководством предприятия было принято решение об установке котла-утилизатора за печью.

Проект котла-утилизатора был разработан ОАО «Уралэнергоцветмет», г. Екатеринбург. Теплоутилизатор выполнен с изгибающимся газоходом из-за нехватки места в цехе. Газоход внутри полностью экранирован. В поворотной камере установлен блок термосифонов, который выполняет в большей степени роль заградительного устройства от пыли и шлака, поступающих с газами (рис. 1).

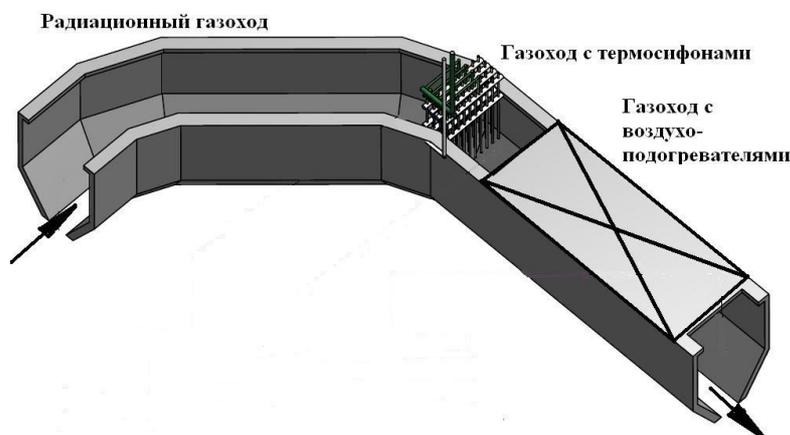


Рис. 1. Схема установки котла утилизатора за печью № 2

Актуальность, научная значимость с кратким обзором

Термосифон представляет собой наглухо заваренную с обеих сторон трубку, на треть заполненную водой. Часть трубки находится в «горячей» области, где ее омывают газы, вследствие чего вода в термосифоне нагревается, закипает и идет в верхнюю «холодную» часть – конденсатор, представляющий собой теплообменник «труба в трубе», роль охладителя в котором играет вода из барабана сепаратора. Термосифон нагревает ее до температуры насыщения, пар идет на производство. Различным аспектам эксплуатации термосифонов был посвящен ряд работ, ранее опубликованных авторами [10–13].

В настоящее время актуальным направлением для исследований, которое лежит в практической плоскости, является изучение кризисов теплопереноса [14–17] в замкнутых двухфазных термосифонах, эксплуатирующихся в различных теплоутилизационных установках на промышленных предприятиях цветной и черной металлургии. Построение математических моделей теплопереноса, основанных на замерах фактических параметров работы термосифонов, позволит повысить точность принятия технических решений на этапе проектирования теплоутилизационных установок, а также надежность их промышленной эксплуатации.

Постановка задачи

В данной работе сделана попытка рассмотреть работу термосифона как объекта системы автоматического регулирования с определением основных параметров объекта экспериментальным и расчетным путем. Для этого необходимо получить уравнение объекта. В данном случае это уравнение изменения температуры насыщения в термосифоне во времени в зависимости от режимных и конструктивных параметров термосифона.

Рассмотрим работу отдельного термосифона, осуществляющего передачу теплоты между двумя средами: газом с температурой t_r и кипящей водой в барабане котла t_6 (рис. 2).

Теплота от газов с температурой t_r последовательно передается сначала к внешней поверхности испарителя тепловой трубы с t_1 , затем теплопроводностью по стенке к внутренней поверхности, имеющей температуру t_2 . На внутренней поверхности происходит кипение жидкости термосифона, при котором за счет скрытой теплоты парообразования осуществляется передача тепловой энергии кипящей воде с температурой насыщения t_n . В зоне охлаждения теплота от пара за счет его конденсации передается внутренней поверхности трубы участка охлаждения, температура которой t_3 . Затем происходит перенос теплоты к внешней поверхности с t_4 и к нагреваемой среде (кипящей в барабане воде) с температурой t_6 .

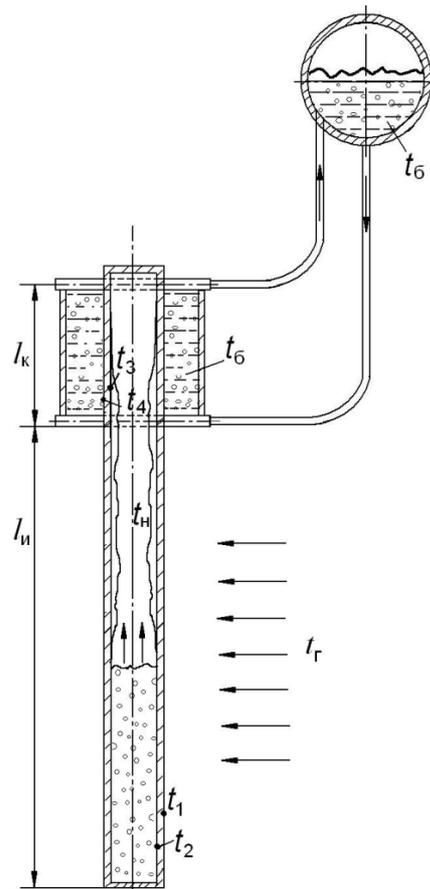


Рис. 2. Схема термосифона: l_n – длина зоны испарения, l_k – длина зоны конденсации

Теоретическая часть

Определим термическое сопротивление каждого элемента в рассмотренной схеме передачи теплоты между двумя средами:

термическое сопротивление теплоотдачи от газов к стенке

$$R_1 = \frac{1}{\pi \alpha_1 l_n d_n}; \quad (1)$$

термическое сопротивление теплопроводности в зоне испарения

$$R_2 = \frac{\delta}{\pi \lambda l_n d_n}; \quad (2)$$

термическое сопротивление при испарении теплоносителя в термосифоне

$$R_3 = \frac{1}{\pi \alpha_n l_n d_{вн}}; \quad (3)$$

термическое сопротивление при конденсации теплоносителя в термосифоне

$$R_4 = \frac{1}{\pi \alpha_k l_k d_{вн}}; \quad (4)$$

термическое сопротивление теплопроводности в зоне конденсации

$$R_5 = \frac{\delta}{\pi \lambda l_k d_n}; \quad (5)$$

термическое сопротивление при теплоотдаче от наружной стенки термосифона к охлаждающему теплоносителю, аналогично (2)

$$R_6 = \frac{1}{\pi \alpha_{\text{н}} l_{\text{к}} d_{\text{н}}} \quad (6)$$

Передаваемый трубой тепловой поток определяется по формуле

$$Q = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{б}}}{R} \quad (7)$$

Суммарное термическое сопротивление находим по формуле

$$R = \sum_{i=1}^6 R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 \quad (8)$$

При анализе и обработке опытных данных автор работы [18] рекомендует учесть, что коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении зависит от плотности теплового потока слабее, чем от температурного напора.

Можно считать, что в термосифонах сравнительно большого диаметра кипение имеет пузырьковый характер. По данным М.А. Михеева [19], для расчета теплоотдачи при пузырьковом кипении воды может быть рекомендована следующая зависимость

$$\alpha_{\text{н}} = \frac{3,4 p_s^{0,18}}{1 - 0,0045 p_s} q^{2/3}, \quad (9)$$

где p_s , бар; q , Вт/м². Данная формула применима в диапазоне давлений от 1 до 200 бар.

При конденсации пара на внутренней поверхности термосифона конденсат выпадает в виде сплошной пленки. Средний коэффициент теплоотдачи в ламинарной области течения рассчитывается по формуле Нуссельта [20]

$$\alpha_{\text{к}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{gr \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}} \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (10)$$

где r – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Поскольку значения коэффициентов теплоотдачи как при кипении, так и при испарении зависят от температуры, то после расчета суммарного теплового потока конденсации необходимо уточнить значения всех температур: $t_4 = t_3 = t_{\text{б}} + QR_4$; $t_{\text{н}} = t_4 + QR_3$; $t_1 = t_2 = t_{\text{г}} - QR_4$; $t_{\text{н}} = t_1 - QR_3$. При этом температуры насыщения по второму и четвертому выражениям должны совпадать.

Предварительные расчеты показали, что при увеличении температуры газов от 900 до 1000 °С температура стенки в зоне испарения выросла в среднем на 12,5 °С, в зоне конденсации – на 3 °С, а температура насыщения увеличилась на 12 °С. Соответственно, затраты теплоты в различных зонах составили: на нагрев стали в зоне испарения 237 кДж; на нагрев кипящей воды в зоне испарения 260 кДж; на нагрев стали в зоне конденсации 24,8 кДж. Таким образом, при протекании переходных процессов затраты теплоты на изменение темпе-

ратуры стенки трубы термосифона в зоне конденсации пренебрежимо малы ($\frac{24,8}{237 + 260} \cdot 100 = 5,1\%$)

по сравнению с количеством теплоты, воспринимаемой стенкой трубы термосифона и кипящей водой в зоне испарения.

В первом приближении можно считать, что температура насыщения и температура стенки термосифона в зоне испарения близки. Тогда можно записать в упрощенном виде уравнение для изменения температуры насыщения в термосифоне при изменении температуры газов в котле-утилизаторе

$$(M_{\text{м}} c_{\text{м}} + M_{\text{в}} c_{\text{в}}) \frac{dt_{\text{н}}}{d\tau} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{н}}} - \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{б}}}{R_{\text{к}}} \quad (11)$$

Здесь $R_{\text{н}}$ и $R_{\text{к}}$ – суммы термических сопротивлений в зоне испарения и конденсации; $R_{\text{н}} = R_1 + R_2 + R_3$; $R_{\text{к}} = R_4 + R_5 + R_6$.

Учитывая, что произведение суммарных термических сопротивлений в зоне испарения и конденсации можно представить как произведение соответствующей поверхности и коэффициентов теплопередачи $R_{\text{н}} = k_{\text{н}} F_{\text{н}}$, $R_{\text{к}} = k_{\text{к}} F_{\text{к}}$, уравнение (11) можно представить в виде

$$(M_{\text{м}} c_{\text{м}} + M_{\text{в}} c_{\text{в}}) \frac{dt_{\text{н}}}{d\tau} = k_{\text{н}} F_{\text{н}} (t_{\text{г}} - t_{\text{н}}) - k_{\text{к}} F_{\text{к}} (t_{\text{н}} - t_{\text{б}}) \quad (12)$$

В начальный момент времени, равный $\tau = 0$, в стационарном состоянии температура насыщения находится из условия $dt/d\tau = 0$, откуда определяется начальная температура насыщения

$$t_{\text{н},0} = \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}} t_{\text{г},0} + k_{\text{к}} F_{\text{к}} t_{\text{б}}}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}} \quad (13)$$

Пусть далее температура газов скачком изменится до значения $t_{\text{г}}$, при этом с течением какого-то времени изменится и температура насыщения $t_{\text{к}}$ в термосифоне до конечного значения, равного

$$t_{\text{к}} = \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}} t_{\text{г}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}} t_{\text{б}}}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}} \quad (14)$$

Приведем уравнение изменения температуры насыщения в термосифоне к безразмерному виду. Для этого разделим правую и левую часть уравнения на комплекс, равный $k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}$. При этом уравнение преобразуется к виду

$$\frac{(M_{\text{м}} c_{\text{м}} + M_{\text{в}} c_{\text{в}}) dt_{\text{н}}}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}} d\tau} = \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}}}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}} (t_{\text{г}} - t_{\text{н}}) - \frac{k_{\text{к}} F_{\text{к}}}{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}} (t_{\text{н}} - t_{\text{б}}) \quad (15)$$

Введем безразмерную температуру $\vartheta = t_{\text{н}}/t_{\text{б}}$

и безразмерное время, равное $\sigma = \tau \frac{k_{\text{н}} F_{\text{н}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}}{M_{\text{м}} c_{\text{м}} + M_{\text{в}} c_{\text{в}}}$.

Разделим правую и левую части уравнения на $t_{\text{б}}$ и, подставив безразмерные комплексы, получим

уравнение для изменения безразмерной температуры насыщения в следующем виде

$$\frac{d\vartheta}{d\sigma} = \vartheta_k - \vartheta, \quad (16)$$

где $\vartheta_k = t_k/t_0$.

Интегрируя (16) как $\int_{\vartheta_{н0}}^{\vartheta} \frac{d\vartheta}{\vartheta_k - \vartheta} = \int_0^{\sigma} d\sigma$, получим

решение в следующем виде

$$\vartheta = \vartheta_k - (\vartheta_k - \vartheta_{н0}) \cdot \exp(-\sigma). \quad (17)$$

Экспериментальная часть

Расчеты изменения температуры насыщения в термосифоне были проведены для блока термосифонов, установленных в конвективном газоходе за металлургической печью на предприятии «Святогор» при следующих условиях: диаметр термосифонов 90×6 мм; длина зоны испарения 3,34 м; длина зоны конденсации 1,5 м; начальная температура газа $t_{г,0} = 900$ °С, конечная температура газа $t_{г,к} = 1000$ °С. Результаты расчетов представлены на рис. 3, из которого следует, что при ступенчатом изменении температуры газов продолжительность переходного процесса составляет около 10 мин.

В начальный момент времени температура насыщения равна $t_{н,0}$ и наблюдается равенство подведенного и отведенного количества теплоты:

$$k_{и}F_{и}(t_{г,0} - t_{н,0}) - k_{к}F_{к}(t_{н,0} - t_0) = 0. \quad (18)$$

При резком (ступенчатом) изменении температуры газов от $t_{г,0}$ до $t_{г}$ температура насыщения в термосифоне возрастает от начальной $t_{н}$ до t . Вычитая из (12) выражение (18), получим

$$(M_{м}c_{м} + M_{в}c_{в}) \frac{dt_{н}}{d\tau} = k_{и}F_{и}(t_{г} - t_{н}) - k_{к}F_{к}(t_{н} - t_0) - k_{и}F_{и}(t_{г,0} - t_{н,0}) + k_{к}F_{к}(t_{н,0} - t_0) = k_{и}F_{и}(t_{г} - t_{г,0}) - (k_{и}F_{и} + k_{к}F_{к})(t_{н} - t_{н,0}).$$

Введя традиционно используемые обозначения при описании свойств объектов автоматического регулирования $t_{г} - t_{г,0} = x$ и $t_{н} - t_{н,0} = y$, получим уравнение одноемкостного статического объекта в виде

$$T \frac{dy}{d\tau} + y = K_y x. \quad (19)$$

Здесь постоянная времени представляет собой следующий комплекс, имеющий размерность времени,

$$T = \frac{M_{м}c_{м} + M_{в}c_{в}}{k_{и}F_{и} + k_{к}F_{к}}, \quad (20)$$

а коэффициент усиления равен

$$K_y = \frac{k_{и}F_{и}}{k_{и}F_{и} + k_{к}F_{к}}. \quad (21)$$

Рассчитаем постоянную времени для следующих условий: масса трубы $M_{ст} = 40,74$ кг; масса воды в трубе термосифона $M_{в} = 5,18$ кг; теплоемкость воды $c_{в} = 4,19$ кДж/(кг·К); теплоемкость стали $c_{ст} = 0,46$ кДж/(кг·К); коэффициент теплопередачи от газов к теплоносителю $k_{и} = 50$ Вт/(м²·К); коэффициент теплопередачи от теплоносителя к охладителю $k_{к} = 1000$ Вт/(м²·К); площадь поверхности теплообмена в зоне испарения $F_{и} = 0,87$ м²; площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации $F_{к} = 0,36$ м². При этих условиях постоянная времени составляет 100 с, коэффициент усиления равен 0,1.

На самом деле организовать ступенчатое изменение температуры на промышленной печи практически невозможно из-за инерции самой печи и необходимости соблюдения регламента пуска и останова. На рис. 4 приведены: изменение расхода газа при останове печи, изменение температуры газов на выходе из конвективного газохода (КГ) и соответствующее изменение температур насыщения в термосифонах.

Для получения зависимостей изменения температуры газа со временем была получена аппрок-

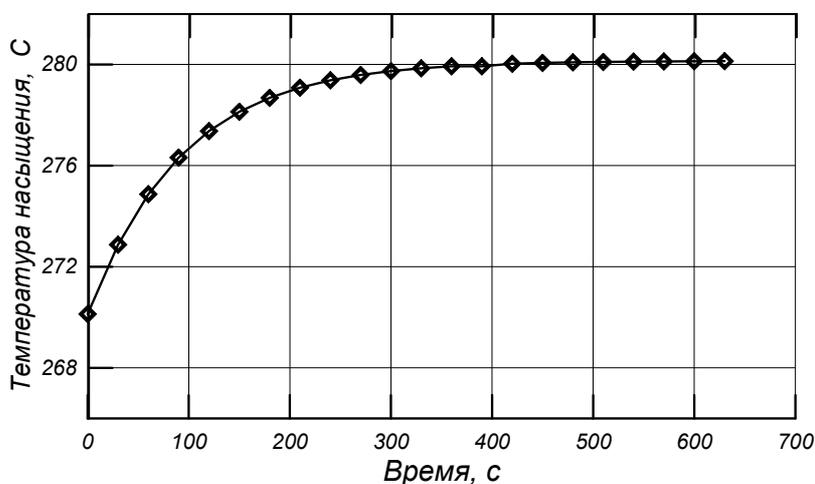


Рис. 3. Изменение температуры насыщения в термосифоне при ступенчатом увеличении температуры газов от 900 до 1000 °С

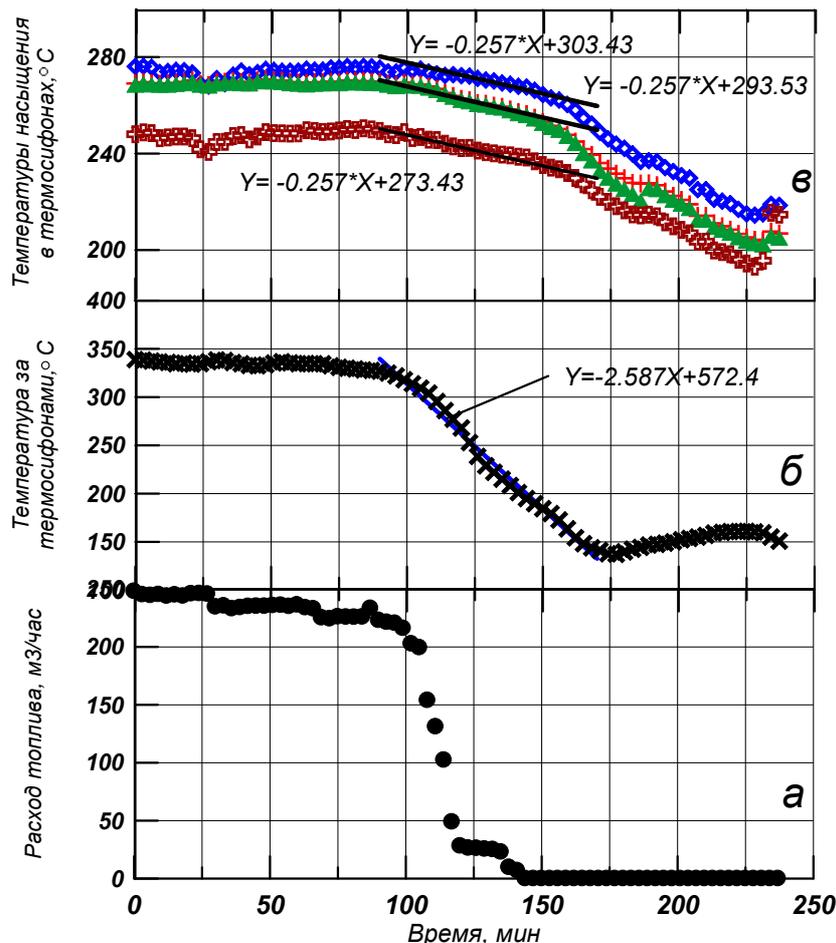


Рис. 4. Изменение расхода топлива (а) и температуры на выходе из КГ (б) и температуры насыщения в различных термосифонах (е) при останове печи

симация на линейном участке изменения температуры газов.

При линейном изменении температуры газов со временем $t_{\Gamma} = t_{\Gamma,0} - a\tau$ уравнение (12) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} (M_M c_M + M_B c_B) \frac{dt_H}{d\tau} &= \\ &= k_H F_H (t_{\Gamma,0} - a\tau - t_H) - k_K F_K (t_H - t_{\delta}). \end{aligned} \quad (22)$$

При $\tau = 0$ начальная температура определится из соотношения (13). Далее температура газов изменяется линейно, уменьшаясь до конечного значения t_K , которое рассчитывается из выражения (14).

Как и ранее, приведем уравнение изменения температуры насыщения в термосифоне к безразмерному виду, для этого разделим правую и левую часть уравнения (22) на комплекс, равный $k_H F_H + k_K F_K$. При этом уравнение преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \frac{(M_M c_M + M_B c_B) dt_H}{k_H F_H + k_K F_K d\tau} &= \\ &= \frac{k_H F_H t_{\Gamma,0} + k_K F_K t_{\delta}}{k_H F_H + k_K F_K} - t_H - \frac{k_H F_H a\tau}{k_H F_H + k_K F_K}. \end{aligned} \quad (23)$$

Как и ранее, введем безразмерную температуру ϑ и безразмерное время σ . После очевидных преобразований получим уравнения для изменения безразмерной температуры насыщения в следующем виде

$$\frac{d\vartheta}{d\sigma} = \vartheta_0 - \vartheta - \varphi\sigma. \quad (24)$$

Здесь $\varphi = \frac{k_H F_H a}{t_{\delta}} \frac{M_M c_M + M_B c_B}{(k_H F_H + k_K F_K)^2}$.

Для решения данного уравнения находят безразмерный комплекс в виде [21]

$$\upsilon(\sigma) = \vartheta_0 + \varphi - \varphi\sigma + C_1 \exp(-\sigma),$$

где постоянная интегрирования находится из начального условия $\sigma = 0, \vartheta = \vartheta_0$. Тогда

$$\upsilon(\sigma) = \vartheta_0 + \varphi [1 - \sigma - \exp(-\sigma)]. \quad (25)$$

На рис. 4 приведено сопоставление расчетов по (25) с экспериментальными данными. Расчеты изменения температуры насыщения в термосифоне проведены во временном интервале от 90 до 160 мин. Возмущение температурой газов начинается с 90-й минуты, а на 150-й минуте температура газов становится ниже температуры кипения воды

в барабане. При этом кипение в термосифоне прекращается и в дальнейшем происходит просто охлаждение термосифона и воды в нем. Как следует из сопоставления линейных аппроксимаций изменения температуры газов (рис. 4б) и изменения температуры насыщения в термосифонах (рис. 4в), тангенс угла наклона линейной аппроксимации переходного процесса для температуры газов составляет 2,57, а для температуры насыщения в термосифоне – 0,257, то есть отличается в 10 раз. Эти данные соответствуют расчетному значению коэффициента усиления, равному 0,1, рассчитанному для параметров существующего термосифона.

Заключение

1. Получены расчетные характеристики (постоянные времени и коэффициент усиления) термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов.

2. На величину постоянной времени основное влияние оказывает массовая теплоемкость металла термосифона и воды в нем, а также произведение коэффициентов теплопередачи и площади поверхности в зоне испарения и конденсации.

3. Результаты исследования показали совпадение экспериментальных данных с расчетными даже при замене линейного возмущения расхода газов ступенчатым.

Список обозначений

c_m и c_v – массовые теплоемкости металла и воды, кДж/(кг·К);

$d_{вн}$ и $d_{н}$ – внутренний и наружный диаметры трубы, м;

$F_{и}$, $F_{к}$ – площади поверхности теплообмена в зонах испарения и конденсации, м²;

$k_{и}$, $k_{к}$ – коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации, Вт/(м²·К);

$l_{к}$, $l_{и}$ – длина зон конденсации и испарения, м;

M_m и M_v – массы металла стенки трубы термосифона в зоне испарения и воды в термосифоне, кг;

r – удельная теплота парообразования, кДж/кг;

$t_{н}$, t_g , t_6 – температуры: насыщения, газов, теплоносителя в барабане котла, °С;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, (определяется из расчета КУ), Вт/(м²·К);

$\alpha_{и}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости (при испарении), Вт/(м²·К);

$\alpha_{к}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации на вертикальной трубе, Вт/(м²·К);

δ – толщина стенки термосифона, м;

λ – коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·К);

τ – время, с.

Литература

1. Термосифоны и их применение в технике / Л.Л. Васильев, А.И. Папченко, Л.П. Гракович,

Л.Л. Васильев мл. // *Тепловые процессы в технике.* – 2015. – Т. 7, № 1. – С. 11–23.

2. Moy, Kai. Study in prolonging the life time of carbon steel-water heat pipe / Moy Kai, Wei Baoming, Zhang Zhongxing // *Труды международного форума по тепловым трубам.* – Минск, 1990.

3. Bricard, A. Ricent advances in heat pipes for heat exchangers / A. Bricard // *Труды международного форума по тепловым трубам.* – Минск, 1990.

4. Васильев, Л.Л. Теплопередающие трубки / Л.Л. Васильев, С.В. Конев // *Наука и техника.* – Минск, 1972. – С. 129–130.

5. Polymer flat loop thermosyphons / L.P. Grakovich, M.I. Rabetsky, L.L. Vasiliev et al. // *Polymer flat loop thermosyphons.* – 2013. – 11th International Heat Pipe Symposium (11 IHPS), June 9th – 12th, Beijing (China).

6. Vasiliev, L.L. Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals and practical applications / L.L. Vasiliev, L.L. Vasiliev Jr. // *16th International Heat Pipes Conference (16th IHPC), Lyon, France, May 20–24, 2012.*

7. Vasiliev L.L., Morgun V.A., Rabetsky M.I. Patent US, no. 4554966, 26.11.1985.

8. Vasiliev, L.L. Heat transfer in mini channels with micro/nano particles deposited on a heat-loaded wall / L.L. Vasiliev, A.S. Zhuravlyov, A.V. Shapovalov // *Journal of Enhanced Heat Transfer.* – 2012. – Vol. 19, no. 1. – pp. 13–24. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.2011003350

9. Large-surface-area BN nanosheets and their utilization in polymeric composites with improved thermal and dielectric properties / Xuebin Wang, Amir Pakdel, Jun Zhang et al. // *Nanoscale Research Letters.* – 2012. – 7:662. DOI: 10.1186/1556-276X-7-662

10. Муңц, В.А. Моделирование процесса конденсации водяного пара из парогазовой смеси в полости термосифона / В.А. Муңц, А.И. Папченко / *Энергетик.* – 2014. – № 8. – С. 45–47.

11. Муңц, В.А. Результаты проведения промышленного эксперимента по измерению рабочих параметров термосифонов котла-утилизатора / В.А. Муңц, А.И. Папченко // *Промышленная теплотехника.* – Киев. – 2014. – Т. 36, № 3. – С. 83–87.

12. Муңц, В.А. Предельные теплопередающие способности термосифонов теплоутилизационных установок печей цветной металлургии / В.А. Муңц, А.И. Папченко // *XXXIII Всероссийская конференция по проблемам науки и технологий, 4–6 июня 2013, г. Миасс.* – Миасс, 2013.

13. Пат. 127458 Российская Федерация. Устройство для измерения температуры / Авторы, заявители и патентообладатели: В.А. Муңц, А.И. Папченко, И.Н. Папченко. – № 2012149120/28, заявл. 19.11.2012, опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12.

14. Безродный, М.К. Интенсивность теплообмена на участке кипения испарительных термосифонов / М.К. Безродный, Д.В. Алексеенко // *Теплоэнергетика.* – 1977. – № 7. – С. 83–85.

15. Безродный, М.К. Кризисы теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах: дис. ... д-ра техн. наук / М.К. Безродный. – Киев, 1983. – 109 с.

16. Ильин, В.А. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик и устойчивости высоко нагруженных тепловых труб для перспективных систем аварийного расхолаживания реакторных установок: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Ильин. – СПб., 2011. – 121 с.

17. Лабунцов, Д.А. О влиянии конвективного переноса тепла и сил инерции на теплообмен при ламинарном течении конденсатной пленки / Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1956. – № 12. – С. 47–50.

18. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 660 с.

19. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

20. Heat transfer: Textbook for high schools / V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel – 4th ed., revised and enlarged. – М.: Energoizdat, 1981. – 416 p.

21. Справочник по математике для научных работников и инженеров: определения, теоремы, формулы / Г.А. Корн, Т.М. Корн; пер. со 2-го амер. перераб. изд. И. Г. Арамановича [и др.]; под общ. ред. И.Г. Арамановича. – Изд. 5-е. – М.: Наука, 1984. – 832 с.

Муниц Владимир Александрович, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; v.a.munts@urfu.ru.

Папченков Анатолий Игоревич, ООО «УГМК-Холдинг», служба директора по энергетике, начальник управления энергоэффективности и энергоаудита; a.papchenkov@ugmk.com.

Павлюк Елена Юрьевна, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; palenka00@mail.ru.

Даминов Данил Римович, студент, кафедра «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; daminov-danil@mail.ru.

Поступила в редакцию 30 марта 2017 г.

DOI: 10.14529/power170401

TRANSIENT PROCESSES AT THERMOSYPHONS

V.A. Munts¹, v.a.munts@urfu.ru,
A.I. Papchenkov², a.papchenkov@ugmk.com,
E.Yu. Pavliuk¹, palenka00@mail.ru,
D.R. Daminov¹, daminov-danil@mail.ru

¹ Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation,

² LLC “UGMK-Holding”, Ekaterinburg, Russian Federation

The work is aimed at studying of transient processes in thermosyphons. The calculated dependences for determining the basic temperature characteristics of the controlled object are obtained. For this purpose, the thermal resistances of main elements in a thermosyphon have been wrote and calculated. The equations for calculating the change in saturation temperature in a thermosyphon are proposed. These changing strongly depends on the design and operating parameters of the heat exchanger. In this case a thermosyphon is considered as an object of regulation. Gases flow rate changing (or heat exchanger switch off) is considered as an inlet distribution. The time constant expressions and the gain factor with a stepwise increase in the temperature of the gases are

obtained. The calculations of the change in the saturation temperature in a thermosyphon with a linear decrease in the temperature of gases are shown. The data of experimental studies are given when the heat exchanger is stopped. For these investigations the changes in the temperature of gases and the saturation temperature in thermosyphons were held. A conducted comparison of the calculated and experimental data shows a good agreement.

Keywords: thermosyphon, temperature, thermal resistance, flue gases pipe, time constant.

References

1. Vasil'ev L.L., Papchenkov A.I., Grakovich L.P., Vasil'ev L.L. Jr. [Thermosyphons and Their Use in Engineering]. *Teplovye protsessy v tekhnike* [Thermal Processes in Engineering], 2015, vol. 7, no. 1, pp. 11–23. (in Russ.)
2. Moy Kai, Wei Baoming, Zhang Zhongxing. Study in Prolonging the Life Time of Carbon Steel-Water Heat Pipe. *Proceedings of the International Heat Pipe Forum*, Minsk, 1990.
3. Bricard A. Ricent Advances in Heat Pipes for Heat Exchangers. *Proceedings of the International Heat Pipe Forum*, Minsk, 1990.
4. Vasil'ev L.L., S.V. Konev. Heat Transfer Tubes. *Nauka i tekhnika* [Science and Technology], Minsk, 1972, pp. 129–130. (in Russ.)
5. Grakovich L.P., Rabetsky M.I., Vasiliev L.L., Vasiliev L.L. Jr., Bogdanovich S.P., Pesetskii S.S. Polymer Flat Loop Thermosyphons. *11th International Heat Pipe Symposium (11 IHPS)*, 2013, June 9th – 12th, Beijing (China).
6. Vasiliev L.L., Vasiliev L.L. Jr. Horizontal Vapordynamic Thermosyphons, Fundamentals and Practical Applications. *16th International Heat Pipes Conference (16th IHPC)*, Lyon, France, May 20–24, 2012.
7. Vasiliev L.L., Morgun V.A. Rabetsky M.I. Patent US, no. 4554966, 26.11.1985.
8. Vasiliev L.L., Zhuravlyov A.S., Shapovalov A.V. Heat Transfer in Mini Channels with Micro/Nano Particles Deposited on a Heat-Loaded Wall. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2012, vol. 19, no. 1, pp. 13–24. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.2011003350
9. Xuebin Wang, Amir Pakdel, Jun Zhang, Qunhong Weng, Tianyou Zhai, Chunyi Zhi, Dmitri Golberg, Yoshio Bando, Large-Surface-Area BN Nanosheets and Their Utilization in Polymeric Composites with Improved Thermal and Dielectric Properties, *Nanoscale Research Letters*, 2012, 7:662. DOI: 10.1186/1556-276X-7-662
10. Munts V.A., Papchenkov A.I. [Modeling of the Process of Condensation of Water Vapor from the Vapor-gas Mixture in the Thermosyphon Cavity]. *Energetik*, 2014, no. 8, pp. 45–47. (in Russ.)
11. Munts V.A., Papchenkov A.I. [The Results of an Industrial Experiment to Measure the Operating Parameters of Thermosyphons of a Recovery Boiler]. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Industrial Heat Engineering], 2014, vol. 36, no. 3, pp. 83–87. (in Russ.)
12. Munts V.A., Papchenkov A.I. [Ultimate Heat Transfer Capacities of Thermosyphons of Heat Recovery Units of Non-ferrous Metallurgy Furnaces]. *XXXIII Vserossiyskaya konferentsiya po problemam nauki i tekhnologii* [XXXIII All-Russian Conference on Problems of Science and Technology], 2013.
13. Munts V.A., Papchenkov A.I., Papchenkov I.N. *Ustroystvo dlya izmereniya temperatury* [Temperature Measuring Device]. Patent RF, no. 127458, 2013.
14. Bezrodnyy M.K., Alekseenko D.V. [The Intensity of Heat Exchange in the bBoiling Region of Evaporative Thermosyphons]. *Teploenergetika* [Heat Power Engineering], 1977, no. 7, pp. 83–85. (in Russ.)
15. Bezrodnyy M.K. *Krizisy teploperenosy v zamknytykh dvukhfaznykh termosifonakh: dis. na soiskanie uchenoy stepeni doktora tekhnicheskikh nauk* [Heat Transfer Crises in Closed Biphase Thermosyphons. Doct. sci. diss.]. Kiev, 1983. 109 p.
16. Il'in V.A. *Ekspperimental'noe issledovanie teplogidravlicheskikh kharakteristik i ustoychivosti vysoko nagruzhennykh teplovykh trub dlya perspektivnykh sistem avariynogo raskholazhivaniya reaktornykh ustanovok: dis. na soiskanie uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk* [Experimental Study of Thermal-hydraulic Characteristics and Stability of High-loaded Heat Pipes for Advanced Systems of Emergency Cooling of Reactor Plants. Cand. sci. diss.]. St. Petersburg, 2011. 121 p.
17. Labuntsov D.A. [On the Effect of Convective Heat Transfer and Inertial Forces on Heat Transfer during the Laminar Flow of a Condensate Film]. *Teploenergetika* [Heat Power Engineering], 1956, no. 12, pp. 47–50. (in Russ.)
18. Kutateladze S.S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of the Theory of Heat Transfer], Novosibirsk, Nauka Publ., 1970. 660 p.
19. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of Heat Transfer], Moscow, Energiya Publ., 1977. 344 p.

20. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Heat Transfer: Textbook for High Schools. 4th ed., revised and enlarged, Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 416 p.

21. Korn G.A., Korn T.M. *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov: opredeleniya, teoremy, formuly* [A Handbook of Mathematics for Scientists and Engineers: Definitions, Theorems, Formulas]. 5th ed. Moscow, Nauka Publ., 1984. 832 p.

Received 30 March 2017

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Переходные процессы в термосифонах / В.А. Муңц, А.И. Папченков, Е.Ю. Павлюк, Д.Р. Даминов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2017. – Т. 17, № 4. – С. 5–13. DOI: 10.14529/power170401

FOR CITATION

Munts V.A., Papchenkov A.I., Pavliuk E.Yu., Daminov D.R. Transient Processes at Thermosyphons. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2017, vol. 17, no. 4, pp. 5–13. (in Russ.) DOI: 10.14529/power170401
