

В.Н. Буз<sup>1</sup>, К.А. Гончаров<sup>2</sup>, В.А. Антонов<sup>2</sup>

Одесский национальный университет им. И. И. Мечникова, Украина (1)  
НПП «Тепловые агрегаты и системы», г. Химки Московской обл., Россия (2)

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТУРНОЙ ТЕПЛОЙ ТРУБЫ С РЕГУЛЯТОРОМ

### АННОТАЦИЯ

Представлены математические модели нестационарного тепломассопереноса в контурной тепловой трубе. Предложена математическая модель работы клапана-регулятора на байпасной линии. Проведены расчеты и анализ результатов. Показано, что регулирование клапаном-регулятором на байпасной линии обеспечивает существенно лучшее качество термостатирования при отсутствии энергопотребления на регулирование.

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время контурные тепловые трубы (КТТ) активно используются в системах охлаждения бортовой аппаратуры благодаря своей автономности, надежности и большому ресурсу. Обычно перед контурной тепловой трубой ставится задача не просто отвода тепла, а обеспечение необходимого температурного режима при переменных условиях отвода тепла и переменном тепловыделении оборудования. Одним из наиболее простых способов регулирования работы КТТ является установка вспомогательного нагревателя на компенсационной полости, который включается, когда температура становится меньше минимально допустимой. Однако практика показала, что такой способ обеспечивает довольно низкое качество термостатирования. Кроме того, в некоторых режимах энергопотребление дополнительного нагревателя становится неоправданно большим для условий автономной работы.

Альтернативным путем регулирования работы КТТ является использование байпасной паровой линии с клапаном-регулятором. Предварительные испытания показали, что такой способ позволяет существенно повысить качество термостатирования и при этом снизить энергопотребление на регулирование, либо вообще обойтись без него.

Для разработки эффективных конструкций регуляторов необходимо создание математической модели, причем модели нестационарной совместной работы регулятора и КТТ. Это затруднено в связи с тем, что известные модели динамики КТТ обычно весьма несовершенны. Разработке уточненных моделей динамики КТТ как с регулятором, так и без него, посвящена эта работа.

### 1. МОДЕЛЬ КТТ БЕЗ РЕГУЛЯТОРА

Моделирование динамики КТТ даже без учета регулирующих воздействий и байпасных линий на сегодняшний день является достаточно сложной зада-

чей. Существующие модели являются упрощенными и в большинстве случаев не позволяют моделировать регулирование работы КТТ с помощью клапана-регулятора и байпасной линии. Поэтому в качестве первого шага рассмотрим модель динамики КТТ упрощенной схемы (рис.1). Такая КТТ не содержит байпасной линии и регулятора, но при ее моделировании предусмотрена возможность последующего совершенствования модели и учета работы регулятора.

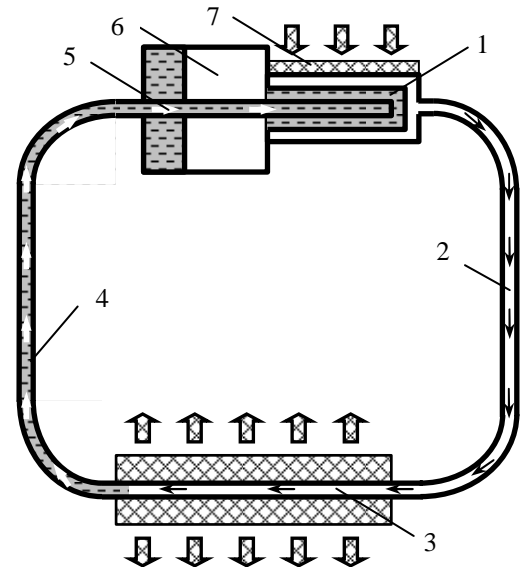


Рис. 1. Упрощенная схема КТТ без байпасной линии: 1 – пористая втулка испарителя; 2 – паропровод; 3 – конденсатор; 4 – конденсатопровод; 5 – участок конденсатопровода внутри резервуара; 6 – резервуар; 7 – термостатируемый объект

Для каждого  $i$ -го элемента контура запишем уравнения энергии для потока теплоносителя и для стенки, а также уравнение сохранения количества движения теплоносителя:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_f i_f) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_f u_f i_f) = \lambda_f \frac{\partial^2 t_f}{\partial z^2} + q_f; \quad (1)$$

$$\rho_w c_w \frac{\partial t_w}{\partial \tau} = \lambda_w \frac{\partial^2 t_w}{\partial z^2} + q_w; \quad (2)$$

$$\frac{\partial p_f}{\partial z} = \frac{\xi}{d} \frac{\rho_f u_f^2}{2} + G \frac{\partial u_f}{\partial z}. \quad (3)$$

Граничные условия для этих уравнений запишем в виде:

при  $z = 0$

$$(i_f)_i = (i_f)_{i-1}, \quad (t_w)_i = (t_w)_{i-1}, \quad (p_f)_i = (p_f)_{i-1}; \quad (4)$$

при  $z = l_i$

$$\left(\frac{\partial i_f}{\partial z}\right)_i = \left(\frac{\partial i_f}{\partial z}\right)_{i+1}, \quad \left(\frac{\partial t_w}{\partial z}\right)_i = \left(\frac{\partial t_w}{\partial z}\right)_{i+1}. \quad (5)$$

Для паропровода при  $z = 0$  принято

$$(p_f)_1 = (p_f)_4 + \Delta p, \quad (6)$$

где  $\Delta p \leq \frac{2\sigma}{R}$  — общий перепад давления в контуре.

Для пористой втулки при  $z = l_i$  принято

$$\left(\frac{\partial t_w}{\partial z}\right)_4 = \left(\frac{\partial t_w}{\partial z}\right)_1 + \frac{Q}{\lambda_{wi}S}. \quad (7)$$

Температуры насыщения теплоносителей в каждом сечении определялись как функции давления по уравнениям, описывающим связь давления и температуры на линии насыщения. Для двухфазного теплоносителя применялась гомогенная модель.

Источниковые слагаемые в уравнениях (1) и (2) определялись следующим образом:

$$q_f = \alpha_{in}(t_w - t_f) b / \omega_f; \quad (8)$$

$$q_w = \left[ \alpha_{ext}(t_{ext} - t_w) b_{ext} - \alpha_{in}(t_w - t_f) b_{in} + q_l \right] / \omega_w. \quad (9)$$

С помощью комбинированного уравнения баланса тепла и массы для резервуара можно определить массу пара теплоносителя в резервуаре в любой момент времени. Плотность пара теплоносителя в резервуаре определялась по соотношению

$$(p_f)_R = \frac{m_{fR}''}{V_R''}, \quad (10)$$

где объем паровой фазы в резервуаре

$$V_R'' = \frac{V_{R\Sigma} \rho' - [(m_f)_0 - (m_f)_\Sigma]}{\rho' - \rho''}, \quad (11)$$

а масса теплоносителя в контуре

$$(m_f)_\Sigma = \sum_0^l \int (\rho_f \omega_f dz)_i + (m')_R + (m'')_R. \quad (12)$$

В ходе решения записанной системы уравнений определялась температура теплоносителя в резервуаре  $t_R$ , при которой плотность пара, вычисленная по уравнению (10), равна плотности насыщенного пара.

Температура объекта термостатирования  $t_7$  в любой момент времени может быть определена из уравнения теплового баланса:

$$Q_7 - C_7 \frac{dt_7}{dt} - \alpha_{ext} S (t_7 - t_{ext}) = k_7 (t_7 - t_1) \quad (13)$$

На рис. 2 представлены результаты расчетов ступенчатого изменения нагрузки (5 Вт и 15 Вт). Как видно, этому изменению при отсутствии каких-либо мер по регулированию соответствует изменение температуры термостатируемого объекта 4,5 градуса, а разность температур между охлаждаемым объектом и окружающей средой меняется от 7 до 2,5 градусов.

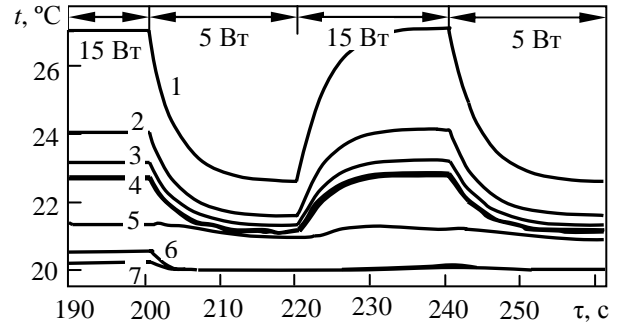


Рис. 2. Изменение во времени температуры в различных точках контура при ступенчатом изменении нагрузки: 1 — объект термостатирования; 2 — стенка испарителя; 3 — насыщение в испарителе; 4 — насыщение в КП; 5 — выход из конденсатора; 6 — объект термостатирования; 7 — выход из конденсатора

Во времени происходит перераспределение расхода теплоносителя и некоторое периодическое затопление и осушение конденсатора.

Расчеты показывают, что в случае термостабилизации путем подвода тепла к КП в рассмотренном примере может понадобиться мощность на КП более 2 Вт, что при отводимой КТТ мощности 5 Вт является недопустимо большим значением.

## 2. МОДЕЛЬ КТТ С БАЙПАСНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Схема КТТ с байпасом и клапаном-регулятором представлена на рис. 3. В первом приближении процессами теплообмена в байпасной линии пренебрегаем. Полагаем, что гидравлическое сопротивление байпасного трубопровода мало в сравнении с сопротивлением клапана.

Расход теплоносителя через байпасную линию  $G_8$  определяется, с одной стороны, разностью давлений между паропроводом 2 и резервуаром 6, с другой стороны — коэффициентом гидравлического сопротивления клапана 11 и при пренебрежимой роли сил инерции может быть найден из уравнения

$$p_2 - p_6 = \zeta_{V8} \frac{G_8^2}{2\rho''\omega_8^2} - \frac{G_2^2}{2\rho''\omega_2^2}. \quad (14)$$

В случае КТТ с байпасной линией расчетная модель, представленная в разделе 1, будет содержать следующие отличия:

- 1) расход теплоносителя через паропровод и далее — конденсатор и конденсаторопровод должен быть уменьшен на величину  $G_8$ ;
- 2) потери давления в паропроводе увеличатся на величину местных потерь в клапане-регуляторе, которые приближенно равны

$$\Delta p = \zeta_{V2} \frac{G_2^2}{2\rho''\omega_2^2}; \quad (15)$$

- 3) уравнение баланса тепла и массы резервуара должно учитывать дополнительный приток теплоносителя  $G_8$ . Запишем это уравнение в виде:

$$r \left( \frac{dm_{fR}''}{dt} - G_4 x_4 - G_8 \right) = k_R (t_1 - t_R) + (\alpha_{ext})_R (t_{ext} - t_R) S_R + (\alpha_{in})_R (t_4 - t_R) S_4 - C_R \frac{dt_R}{dt} - G_4 c_4 (t_R - t_4). \quad (16)$$

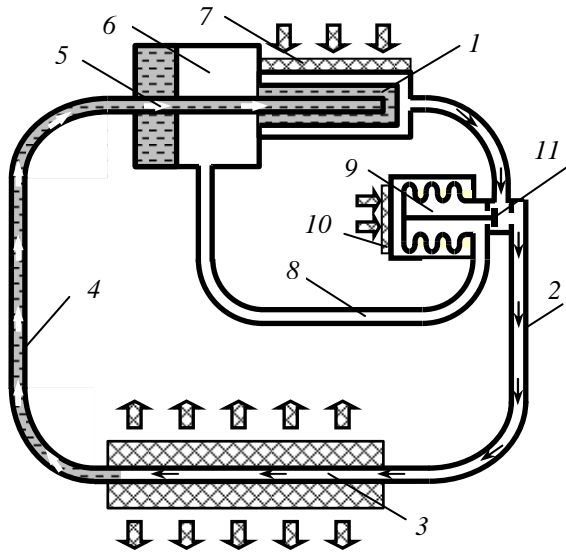


Рис. 3. Схема КТТ с клапаном-регулятором:  
 1 – пористая втулка испарителя; 2 – паропровод; 3 – конденсатор; 4 – конденсаторопровод; 5 – участок конденсаторопровода внутри резервуара; 6 – резервуар; 7 – термостатируемый объект; 8 – байпасная линия; 9 – сильфон; 10 – вспомогательный нагреватель; 11 – клапан

Основная проблема расчета связана с определением коэффициентов гидравлического сопротивления  $\zeta_{V2}$  и  $\zeta_{V8}$  в уравнениях (14) и (15). Значения этих коэффициентов могут изменяться и зависят от положения клапана.

Пусть  $y$  — ось, вдоль которой перемещается клапан  $y_1$  и  $y_2$  — крайние положения, соответствующие полностью закрытому и полностью открытому байпасному клапану. Тогда диапазон изменения положения клапана  $y_1 \leq y \leq y_2$ . Будем полагать, что коэффициент местного сопротивления клапана обратно пропорционален степени открытия клапана, т.е.  $\zeta_8 = \frac{1}{A_1(y - y_1)}$ , где  $A_1$  — числовой коэффициент. С учетом этого из уравнения (14) получим:

$$G_8 = \sqrt{A_1(y - y_1) \left[ (p_2 - p_6) 2\rho'' \omega_8^2 + G_2^2 \frac{\omega_8^2}{\omega_2^2} \right]}. \quad (17)$$

Будем полагать, что давление газа в сильфоне пропорционально абсолютной температуре, а величина перемещения клапана линейно зависит от разности давлений в сильфоне и в контуре. Тогда

$$\frac{A_2}{y} (t_9 + 273) - p_s = \frac{A_3}{S} (y - y_0), \quad (18)$$

где  $y_0$  — координата положения клапана при равенстве давления в сильфоне и в контуре. В случае идеального газа в сильфоне  $A_2 = \frac{mR}{S}$ .

Из последнего уравнения следует

$$y = \frac{1}{2} \left( \frac{p_s S}{A_3} - y_0 \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{p_s S}{A_3} - y_0 \right)^2 + \frac{A_2 S}{A_3} (t_9 + 273)}. \quad (19)$$

Решая уравнения (16), (17), (19) совместно с системой уравнений (1) – (13), можно определить положение клапана, расход теплоносителя в байпасной линии и все характеристики КТТ. Работа клапана-регулятора определяется следующими числовыми характеристиками:  $A_1, A_2, A_3, y_0, y_1, y_2$ . При использовании в сильфоне неконденсирующегося газа и отсутствии подвода тепла к сильфону эти коэффициенты являются постоянными. В случае использования двухфазного вещества и подвода тепла некоторые из них, и в первую очередь  $A_2$ , могут изменяться, меняя параметры регулирования.

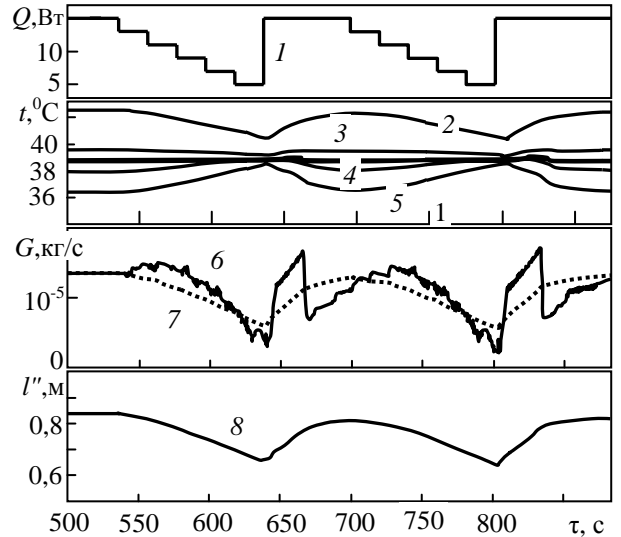


Рис. 4. Изменение во времени параметров КТТ при изменении тепловой нагрузки испарителя (линия 1); 2 – 5 – температура охлаждаемого объекта, испарителя, насыщения в испарителе, насыщения в КП, на выходе из конденсатора; 6 и 7 – массовые расходы пара на выходе из испарителя и жидкости на входе в испаритель; 8 – длина участка конденсации в конденсаторе

На рис. 4 представлены результаты расчета изменения параметров контура при температуре охлаждения 25 °C и при изменении тепловыделения в термостатируемом элементе. Характер изменения нагрузки представлен на верхнем графике рис. 4. Начальное значение нагрузки 15 Вт. Через каждые 20 секунд происходило ступенчатое уменьшение нагрузки на 2 Вт. После достижения 5 Вт производилось повышение нагрузки до 15 Вт. Через одну минуту процесс повторялся. Как видно из результатов, регулятор обеспечивает высокое качество стабилизации температуры насыщения в контуре (линия 4). Вполне приемлемой является и стабилизация корпуса испарителя (линия 3). Однако температура плиты (линия 2), на которой находится тепловыделяющий объект, из-за теплового контакта и теплоемкости изменяется в пределах двух градусов, что является неудовлетворительным. Расход теплоносителя на выходе из испарителя (линия 6) и на входе в КП (линия 7) равны только в установившемся режиме. При изменении нагрузки они могут существенно отличаться, что приводит к заполнению конденсатора жидкостью или его освобождению (линия 8).

При работе контура могут возникать теплогидравлические автоколебания. Для рассмотренного примера после однократного снижения температуры охлаждения от 0 до  $-5$  °С. Наблюдался установившийся колебательный процесс с периодом колебаний порядка 100 секунд. Эти колебания приводят и к изменению температуры термостатируемой плиты в пределах  $\pm 0.2$  °С.

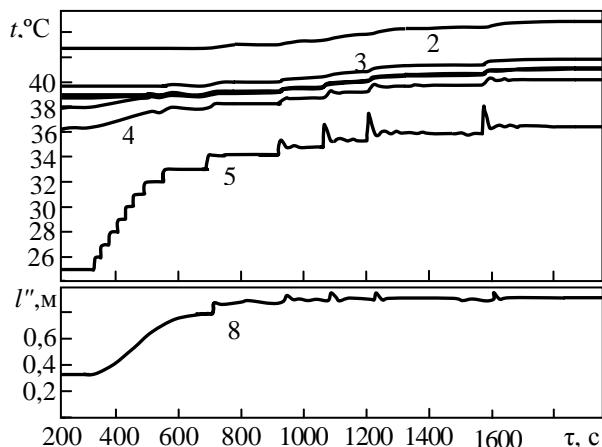


Рис.5. Изменение во времени параметров КТТ при изменении температуры охлаждающей среды (обозначение линий см. рис. 4)

Расчеты показали, что при уменьшении температуры охлаждения на 1 градус каждые 10 секунд благодаря регулятору температура плиты практически не изменяется, в то время, как температура охлаждения уменьшалась более чем на 30 градусов. При ступенчатом повышении температуры на 1 градус (рис. 5) наблюдаются обратные явления, которые имеют особенности. При температуре охлаждения более 34 °С (и настройке регулятора на поддержание 42 °С) происходит качественное изменение происходящих явлений. При низких температурах охлаждения регулирование КТТ производилось изменением положения клапана регулятора. При высоких температурах клапан обычно закрыт, а саморегулирование обеспечивается изменением величины переохлаждения жидкости на выходе из конденсатора. Если при низких температурах происходит монотонное открытие конденсатора (линия 8 рис. 5), то при высоких в момент изменения температуры происходит резкое быстро восстанавливающееся изменение длины участка конденсации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная модель динамики КТТ дает физически обоснованные результаты расчетов и согласуется с результатами испытаний.

Установка байпасной линии и клапана регулятора в КТТ позволяют существенно повысить

качество термостатирования по сравнению с традиционными методами, при этом затраты энергии на регулирование отсутствуют.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $A_3$  – коэффициент жесткости сильфона;
  - $b$  – периметр поверхности теплообмена, м;
  - $C$  – полная теплоемкость;
  - $c$  – удельная теплоемкость;
  - $d$  – диаметр;
  - $G$  – массовый расход теплоносителя;
  - $i$  – удельная энтальпия;
  - $k$  – коэффициент теплопередачи;
  - $m$  – масса;
  - $p$  – давление;
  - $R$  – газовая постоянная; радиус пор;
  - $r$  – удельная теплота парообразования;
  - $S$  – площадь;
  - $Q$  – тепловой поток;
  - $q$  – удельный тепловой поток;
  - $q_l$  – линейная плотность теплового потока;
  - $t$  – температура;
  - $u$  – скорость;
  - $V$  – объем;
  - $x$  – массовое расходное паросодержание;
  - $z$  – координата вдоль контура;
  - $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;
  - $\lambda$  – теплопроводность;
  - $\rho$  – плотность;
  - $\tau$  – время;
  - $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;
  - $\sigma$  – поверхностное натяжение;
  - $\omega$  – площадь поперечного сечения.
- Индексы:
- $ext$  – внешний;
  - $f$  – теплоноситель;
  - $i$  – порядковый номер участка (1 – испаритель, 2 – паропровод, 3 – конденсатор, 4 – конденсаторопровод);
  - $in$  – внутренний;
  - $w$  – стенка;
  - ' – параметры жидкости;
  - " – параметры пара;
  - R – резервуар;
  - $s$  – параметры насыщения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Goncharov K.A., Kochetkov A.Yu., Buz V.N.** Development of loop heat pipe with pressure regulator // Heat Pipe, Heat Pumps, Refrigerators. Proceedings of the VI Minsk Int. Seminar. Belarus, 2005. P. 167—172.
2. **Buz V., Goncharov K.** Modeling of LHP Performances by Means of Specialized EASY Package Program. // Heat Pipe Technology Application. Proceedings of the 12th Int. Heat Pipe Conference. Moscow, 2002. P. 182—187.