

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 11. С. 491–498
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 11, pp. 491–498

Научная статья
УДК 621.9
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186736>
EDN: <https://www.elibrary.ru/ICWJSA>

Идентификация тепловой проводимости и мощности пульсирующей тепловой трубы

А.Г. Викулов¹, А.А. Судуров²✉

^{1,2}Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

²suduroff2012@yandex.ru✉

Аннотация. Пульсирующая тепловая труба (ПТТ) – это устройство, использующее двухфазное рабочее тело, что сильно затрудняет разработку ее математической модели. Однако, проведя эксперимент, можно по эмпирическим данным восстановить параметры модели, решая обратную задачу. Цель данной работы заключается в идентификации проводимости тепловой трубы, а также тепла, рассеянного на конденсаторе. Установлено, что минимальная невязка и регуляризованное решение, соответствующее минимуму целевого функционала, достигалось на первой итерации, а проводимость трубы не изменяется с ростом тепловой нагрузки, подведенной к испарителю, и составляет примерно 1,7 Вт/К. Также были восстановлены значения тепла, отводимого на конденсаторе.

Ключевые слова: пульсирующие тепловые трубы, обратные задачи, теплообмен в двухфазных потоках, модель с сосредоточенными параметрами, вариационные задачи, обработка экспериментальных данных, температурная невязка, некорректные задачи, математическое моделирование, итерационно-вариационный метод

Финансирование. Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, проект № 23-49-10060

Для цитирования. Викулов А.Г., Судуров А.А. Идентификация тепловой проводимости и мощности пульсирующей тепловой трубы // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 11. С. 491–498. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186736>

Original article

Identification of thermal conductivity and power of a pulsating heat pipe by iterative regularization method

A.G. Vikulov¹, A.A. Sudurov^{2✉}

^{1,2}*Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russian Federation*

²*suduroff2012@yandex.ru✉*

Abstract. A pulsating heat pipe is a device using a two-phase working fluid, which greatly complicates the development of its mathematical model. Capillary-free pulsating heat pipes do not have a capillary limit to the heat they can transfer, since increasing the thermal power also increases the flow velocity of the working fluid and the pulsation frequency, meaning that the tube's conductivity also increases. This kind of PHPs can also operate in microgravity conditions, and therefore are of interest to the space industry. Experiments conducted on PHPs filled with liquid oxygen and hydrogen have also demonstrated their effectiveness in maintaining cryogenic thermal conditions.

By conducting an experiment, it is possible to restore the model parameters using empirical data, by solving inverse problem. The purpose of this work is to identify the conductivity of the heat pipe, as well as the heat dissipated on the condenser, taking into account its real conductivity.

To identify the thermal conductivity of a pulsating heat pipe using the iterative regularization method, it is necessary to calculate the thermal conductivity increment from the solution of a variational problem. The pulsating heat pipe model is a lumped-parameter model consisting of an evaporator and a condenser, interconnected by the thermal resistance of the pipe. We shall assume that in the evaporator a small increase in thermal conductivity causes temperature variation. The measured temperatures of the evaporator and condenser are the initial information for solving inverse problems of heat flow diagnostics in the PHP.

The identified parameters were affected by thermal inertia, expressed as conductivity jumps: when the heater is turned on, the temperature difference between the nodes is small, therefore the conductivity value tends to infinity, and when the heater is turned off, the power drops to zero, thus dropping the conductivity to zero. As a result, it was found that the residual between the model and the data, the regularized solution corresponding to the minimum of the target functional, were achieved at the first iteration, and the conductivity of the pipe does not change with increasing heat load supplied to the evaporator, and is approximately 1,7 W/K.

Keywords: pulsating heat pipes, inverse problems, heat transfer in two-phase flows, lumped parameter model, variational problems, experimental data processing, temperature discrepancy, ill-posed problems, mathematical modeling, iterative-variational method

Funding. This work was supported by the Russian Science Foundation (project code 23-49-10060).

For citation. Vikulov A.G., Sudurov A.A. Identification of thermal conductivity and power of a pulsating heat pipe by iterative regularization method. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 11, pp. 491–498. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186736>

Введение

Пульсирующие тепловые трубы (ПТТ) являются пассивными двухфазными теплоотводящими системами, работающими за счет энергии подводимого тепла и передающими тепловой

поток посредством как явной теплоты, что изменяет температуру рабочего тела, так и скрытой теплоты фазовых переходов. ПТТ могут иметь замкнутый или разомкнутый контур [1].

ПТТ не имеют капиллярного предела тепла, которое могут передать, так как при увеличении

тепловой мощности также возрастает скорость движения потока рабочего тела и частота пульсаций, а это означает, что также растет проводимость трубы. Бескапиллярные ПТТ также могут функционировать в условиях микрографитации, а следовательно, представляют интерес для космической отрасли [2, 3]. Эксперименты, проводимые над ПТТ, заполненных жидким кислородом и водородом, также показали их эффективность для поддержания криогенного теплового режима [4].

Для моделирования пульсирующей тепловой трубы наиболее часто используется метод контрольных объемов, которые выделяются в стенке трубы, жидкой пробке и пленке, паровом пузыре. Пространственная сетка на стенке трубы неподвижна, а в жидкости и паре движется с потоком. Испарение жидкости и конденсация пара в ПТТ происходят через жидкие пленки на внутренней поверхности трубы, поэтому расчет потоков массы при испарении и конденсации непосредственно влияет на точность теплового моделирования ПТТ.

ПТТ состоит из трех частей – испарителя, конденсатора и адиабатической секции, а сама трубка имеет серию витков и частично заполнена рабочей жидкостью. Постоянно формирующиеся пузырьки газа, расширяясь, выталкивают жидкость, и перемещаясь вместе с ней в холодную зону, конденсируются, уменьшаясь в объеме, а затем процесс повторяется.

Для определения параметров модели можно провести эксперимент и на основе выходных данных восстановить теплопроводность трубы при помощи решения обратной задачи идентификации. Итерационным способом восстанавливается проводимость трубы путем добавления приращения к начальному значению характеристики и сведению к минимуму температурной невязки между восстанавливаемой моделью и экспериментальными данными. Измеряемые температуры испарителя и конденсатора являются исходной информацией для решения обратных задач диагностики тепловых потоков в ПТТ.

Схема экспериментальной установки

В эксперименте участвовала ПТТ в горизонтальном положении в поле сил тяжести, а в качестве рабочего тела выступал ацетон.

На зону нагрева были установлены два параллельно подключенных электронагревателя общим сопротивлением 2 Ом, источник тока – лабораторный блок питания GWInstec PSH3610. На зону охлаждения для рассеивания тепла был установлен алюминиевый радиатор с вентилятором.

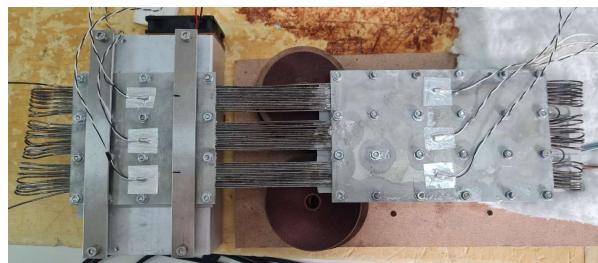


Рис. 1. Испытательный стенд (вид снизу)

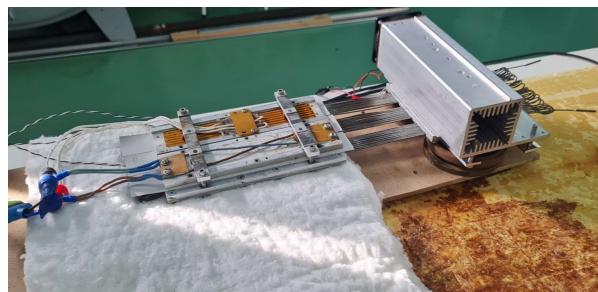


Рис. 2. Испытательный стенд

Было установлено 6 датчиков температуры – на каждую зону по три соответственно (рис. 3). Использованы платиновые термопреобразователи Honeywell HEL705, датчики подключены к измерителю температуры ИРТ-4/16. Датчики опрашивались с частотой один раз каждые 20 секунд.

Зона теплоотвода укрыта теплоизоляцией из керамического войлока толщиной 3 см.

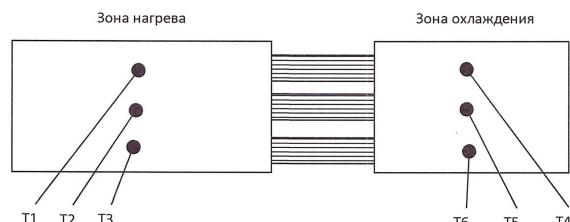


Рис. 3. Схема расположения датчиков температуры

Было проведено два эксперимента с разными тепловыми нагрузками и разной длительностью. В качестве рабочей жидкости использовался ацетон.

Идентификация тепловой проводимости трубы

Рассмотрим задачу идентификации проводимости пульсирующей тепловой трубы (ПТТ), которая изменяется в зависимости от экспериментально измеренных температур испарителя и конденсатора, положения в поле силы тяжести при фиксированном коэффициенте заполнения рабочей жидкости. Испаритель тепловой трубы находится в контакте с электрическим нагревателем, а конденсатор охлаждается водяным теплообменником.

Для идентификации тепловой проводимости пульсирующей тепловой трубы методом итерационной регуляризации необходимо рассчитать приращение тепловой проводимости из решения вариационной задачи [5, 6, 7, 8]. Модель ПТТ – это модель с сосредоточенными параметрами, состоящая из двух узлов: испаритель и конденсатор, связанные между собой тепловым сопротивлением трубы.

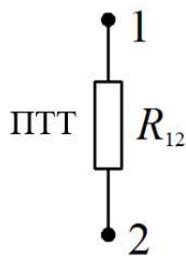


Рис. 4. Модель с сосредоточенными параметрами пульсирующей тепловой трубы: 1 – испаритель ПТТ, 2 – конденсатор ПТТ, R_{12} – тепловое сопротивление КТТ

В качестве дополнительного условия используются температуры точек, измеренные в определенные моменты времени τ_j :

$$T_i^{(0)}(\tau_j) = T_{ij}^{(0)} \quad (i = 1, 2; j = 0, 1, 2, \dots, M), \quad (1)$$

где индекс «1» обозначает испаритель, а индекс «2» – конденсатор.

Так как модель не подробная, для увеличения точности решения обратной задачи, и чтобы ускорить сходимость итерационного процесса, применяется искусственная фильтрация: температура второго узла в первом уравнении и температура первого во втором приняты равными экспериментальным [5]. Тогда на каждом отрезке времени $[\tau_{j-1}, \tau_j]$ записывается следующая математическая модель:

$$\begin{aligned} C_1 \frac{dT_{1j}}{d\tau} &= Q_j + \varepsilon_1 \sigma F_1 \left(T_R^4 - T_{1j}^4 \right) + \\ &+ \alpha_{a,12j} \left(T_{2j}^{(0)} - T_{1j} \right), \\ C_2 \frac{dT_{2j}}{d\tau} &= -Q_j + \varepsilon_2 \sigma F_2 \left(T_R^4 - T_{2j}^4 \right) + \\ &+ \alpha_{a,12j} \left(T_{1j}^{(0)} - T_{2j} \right); \\ j &= 0, 2, \dots, M + 1 \end{aligned} \quad (2)$$

с общим начальным условием

$$T_n(\tau_0) = T_{n0}; \quad n = 1, 2, \quad (3)$$

и условием непрерывности

$$\left. \begin{cases} T_n(\tau_j - 0) = T_n(\tau_j + 0) \\ \tau_0 = \tau_{\min}, \tau_{M+1} = \tau_{\max} \end{cases} \right\} \quad j = 1, \dots, M; \quad n = 1, 2, \quad (4)$$

где Q – подводимая к испарителю и отводимая от конденсатора тепловая мощность, Вт; F_1, F_2 – площади поверхностей испарителя и конденсатора, м^2 ; C_1, C_2 – абсолютные теплоемкости испарителя и конденсатора, Дж/К ; $T_R = 293 \text{ К}$ – радиационная температура воздуха в нормальных условиях; T_1 – средняя температура испарителя, К ; T_2 – средняя температура конденсатора, К ; $\alpha_{a,12}$ – абсолютная проводимость контурной трубы, Вт/К ; M – количество временных точек, в которых рассчитывается искомая функция.

Будем считать, что в испарителе (первый узел) малое приращение тепловой проводимости $\delta\alpha_{a,12}$ является причиной изменения температуры на малую величину $v_{1j} = \delta T_{1j}$ ($j = 1, \dots, M$), удовлетворяющую следующей краевой задаче:

$$\begin{aligned} C_1 \frac{dv_{1j}}{d\tau} &= -4(T_{1j})^3 v_{1j} \varepsilon_1 \sigma F_1 - \alpha_{a,12j} v_{1j} + \\ &+ \delta \alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{1j}) \end{aligned} \quad (5)$$

с начальным условием

$$v_1(\tau_0) = 0 \quad (6)$$

и условием непрерывности

$$\left. \begin{cases} v_1(\tau_j - 0) = v_1(\tau_j + 0), \\ \tau_0 = \tau_{\min}, \tau_{M+1} = \tau_{\max} \end{cases} \right\} \quad (j = 1, 2, \dots, M). \quad (7)$$

Функционал температурной невязки на итерации l запишется как

$$J(\alpha_{a,12} + \delta\alpha_{a,12}) = \sum_{j=1}^M (T_{1j} + v_{1j} - T_{1j}^{(0)})^2, \quad (8)$$

следовательно, вариации температуры $v_{1j}(\tau)$ определяются из следующего выражения:

$$v_{1j} = T_{1j}^{(0)} - T_{1j}. \quad (9)$$

Подставляя вариации температуры из (9) в (5) и учитывая, что $\alpha_{a,12}(\tau_j) = \alpha_{a,12j}$, получаем уравнение для определения $\delta\alpha_{a,12j}$:

$$\begin{aligned} -C_1 \frac{dT_{1j}}{d\tau} &= -4(T_{1j})^3 (T_{1j}^{(0)} - T_{1j}) \varepsilon_1 \sigma F_1 - \\ &- \alpha_{a,12j} (T_{1j}^{(0)} - T_{1j}) + \delta\alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{1j}), \end{aligned} \quad (10)$$

где температуры T_{1j} являются решением краевой задачи (2)–(4) на текущей итерации, а производная $dT_{1j}/d\tau$ выражается из уравнения (2) после его решения относительно температур T_{1j} . Выражая производную $dT_{1j}/d\tau$ из уравнения (2), подставляя ее в полученное уравнение и решая его относительно $\delta\alpha_{a,12}$, получаем следующее выражение приращения тепловой проводимости на каждой итерации:

$$\begin{aligned} \delta\alpha_{a,12j} &= -\frac{1}{(T_{2j}^{(0)} - T_{1j})} \times \\ &\times \left[Q_{1j} + \varepsilon_1 \sigma F_1 (T_R^4 - T_{1j}^4 - 4T_{1j}^3 (T_{1j}^{(0)} - T_{1j})) + \right. \\ &\left. + \alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{1j}^{(0)}) \right]; \\ j &= 0, 1, \dots, M. \end{aligned} \quad (11)$$

Будем считать, что в конденсаторе (второй узел) малое приращение тепловой мощности δQ является причиной изменения температуры на малую величину $v_{2j} = \delta T_{2j}$ ($j = 1, \dots, M$), удовлетворяющую следующей краевой задаче:

$$C_2 \frac{dv_{2j}}{d\tau} = -\delta Q_j - 4T_{2j}^3 v_{2j} \varepsilon_2 \sigma F_2 - \alpha_{a,12j} v_{2j} \quad (12)$$

с начальным условием

$$v_2(\tau_0) = 0 \quad (13)$$

и условием непрерывности

$$\left. \begin{cases} v_2(\tau_j - 0) = v_2(\tau_j + 0), \\ \tau_0 = \tau_{\min}, \tau_{M+1} = \tau_{\max} \end{cases} \right\} (j = 1, 2, \dots, M). \quad (14)$$

Функционал температурной невязки на итерации l запишется как

$$J(Q + \delta Q) = \sum_{j=1}^M (T_{1j} + v_{1j} - T_{1j}^{(0)})^2, \quad (15)$$

следовательно, малые приращения температуры $v_{1j}(\tau)$ определяются из следующего выражения:

$$v_{2j} = T_{2j}^{(0)} - T_{2j}. \quad (16)$$

Подставляя приращения температуры из (16) в (12) и учитывая, что $Q(\tau_j) = Q_j$, получаем уравнение для определения δQ :

$$\begin{aligned} -C_2 \frac{dT_{2j}}{d\tau} &= -\delta Q_j - 4T_{2j}^3 (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) \varepsilon_2 \sigma F_2 - \\ &- \alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}), \end{aligned} \quad (17)$$

где температуры T_{2j} являются решением краевой задачи (2)–(4) на текущей итерации, а производная $dT_{2j}/d\tau$ выражается из уравнения (2) после его решения относительно температур T_{2j} . Выражая производную $dT_{2j}/d\tau$ из уравнения (2), подставляя ее в полученное уравнение и решая его относительно δQ , получаем следующее выражение приращения тепловой проводимости на каждой итерации:

$$\begin{aligned} \delta Q_j &= C_2 \frac{dT_{2j}}{d\tau} - 4T_{2j}^3 (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) \varepsilon_2 \sigma F_2 - \\ &- \alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) = -Q_j + \varepsilon_2 \sigma F_2 (T_R^4 - T_{2j}^4) + \\ &+ \alpha_{a,12j} (T_{1j}^{(0)} - T_{2j}) - 4T_{2j}^3 (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) \varepsilon_2 \sigma F_2 - \\ &- \alpha_{a,12j} (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) = -Q_j + \varepsilon_2 \sigma F_2 (T_R^4 - T_{2j}^4) - (18) \\ &- 4T_{2j}^3 (T_{2j}^{(0)} - T_{2j}) \varepsilon_2 \sigma F_2 + \alpha_{a,12j} (T_{1j}^{(0)} - T_{2j}^{(0)}) = \\ &= -Q_j + \varepsilon_2 \sigma F_2 (T_R^4 - 4T_{2j}^3 T_{2j}^{(0)} + 3T_{2j}^4) + \\ &+ \alpha_{a,12j} (T_{1j}^{(0)} - T_{2j}^{(0)}). \\ j &= 0, 1, \dots, M. \end{aligned}$$

Целевая итерация при поиске функций $\alpha_{a,12}(t)$, Q устанавливается по условию достижения минимума функционала-невязки температуры

$$J^{(l)} = \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^M \left(T_{n,j}^{(l)} - T_{n,j}^{(0)} \right)^2. \quad (19)$$

Таблица 1. Спецификации итерационных процессов идентификации тепловой проводимости и потока ПТТ методом итерационной регуляризации

Экспериментальный режим	Количество точек M	Максимальное время t_{M+1} , с	$J^{(m)}$, K^2	Целевая итерация m
1	518	20760	1115	1
2	196	7880	1565	1

В пульсирующей тепловой трубе присутствуют как пульсации температуры, так и ошибки ее измерения в эксперименте. Поскольку исходная математическая модель (2) содержит производные температур испарителя и конденсатора, для регуляризации решения применяется вариационно-итерационный метод, в котором искомые функции на каждой итерации определяются как

$$\begin{aligned} \alpha_{12j}^{(l)} &= \alpha_{12j}^{(l-1)} + \delta\alpha_{12j}^{(l-1)}, \\ Q_j^{(l)} &= Q_j^{(l-1)} + \delta Q_j^{(l-1)}, \end{aligned} \quad (20)$$

$$l = 1, 2, \dots, m; j = 0, 1, \dots, M.$$

Спецификации итерационных процессов показаны в таблице 1. Для обоих массивов данных регуляризованное решение, соответствующее минимуму целевого функционала (19), достигалось на первой итерации (рисунки 8–9). Одновременному восстановлению проводимости и теплового потока предшествовала идентификация предельной тепловой проводимости по максимальному тепловому потоку, который мог бы передаваться тепловой трубой при данных граничных условиях и равному тепловой мощности, приложенной к испарителю.

Предельные и идентифицированные тепловые проводимости, сопротивления и тепловые потоки показаны на рисунках 10–11. В обоих экспериментах рост тепловой мощности на испарителе не приводит к уменьшению термического сопротивления трубы и увеличению передаваемого теплового потока – температуры испарителя и конденсатора одновременно возрастают, а средняя разность температуры сохраняется.

Экспериментальные данные и результаты идентификации

При начальном приближении тепловой проводимости $\alpha_a^{(0)} = 1 \text{ Вт/К}$, массы испарителя и конденсатора по 0,1 кг а их теплоемкости равны 920 Дж/(кг \times К), были получены следующие результаты (рис. 11–12).

На начальном этапе функционирования трубы наблюдается скачок тепловой проводимости из-за того, что температуры испарителя и конденсатора равны в начальный момент времени:

$$\alpha_{12} = \frac{Q}{T_1 - T_2}. \quad (21)$$

В конце теплового режима 24.10.2024 тепловая мощность на испарителе равна нулю. В момент отключения тепловой мощности проводимость уменьшается до нуля, а затем из-за тепловой инерции и сохраняющейся разности температур испарителя и конденсатора устанавливаются меньшие значения тепловой проводимости и передаваемого теплового потока.

Температурная невязка снизилась до минимума уже с первой итерацией (рис. 7), также были рассчитаны последующие итерации, на которых увеличения невязки не наблюдалось.

На рисунках 10–11 можно наблюдать разницу между восстановленной и предельной теплопроводностью: восстановленная остается постоянной вне зависимости от тепловой нагрузки, в то время как предельная претерпевает изменения при повышении нагрузки.

Тепло, рассеиваемое на охладителе, так же не изменяется при росте тепловой нагрузки Q_1 .



Рис. 5. Результаты эксперимента 21.10.2024

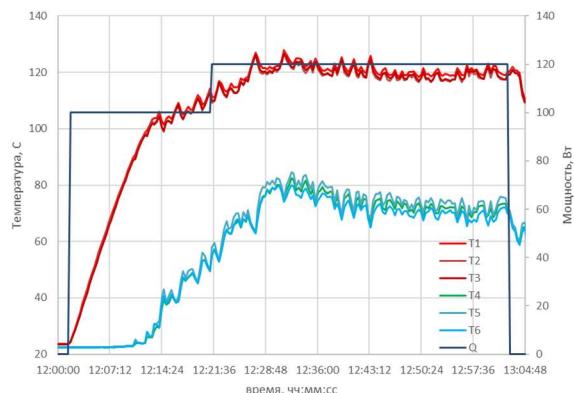
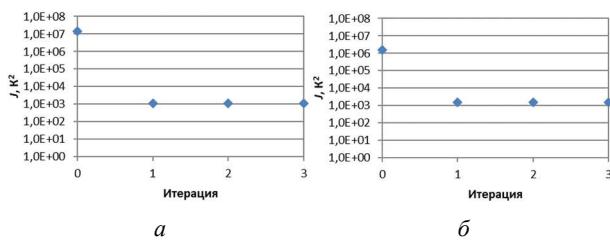
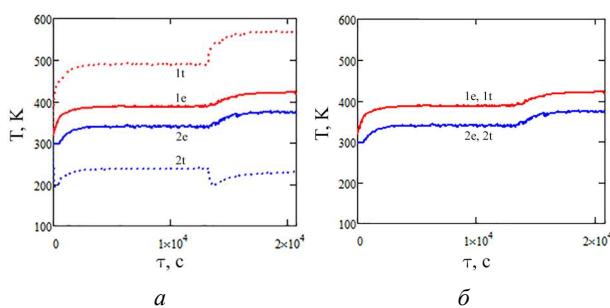
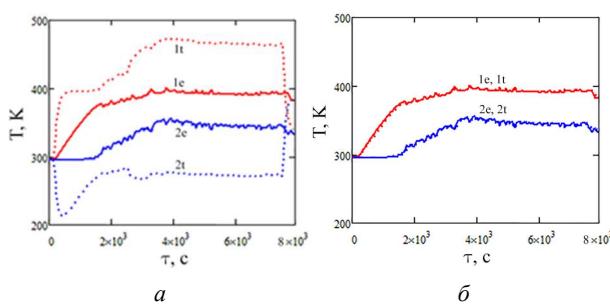
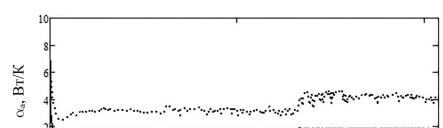
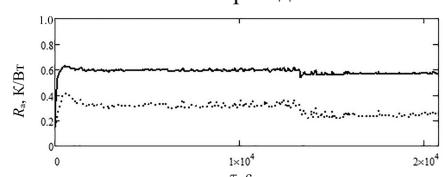
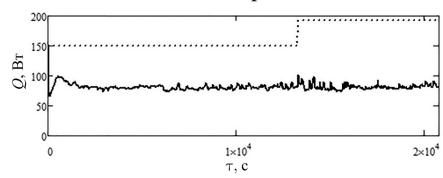
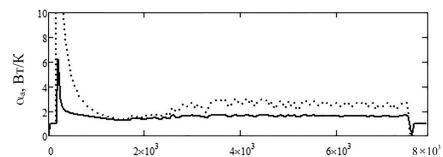
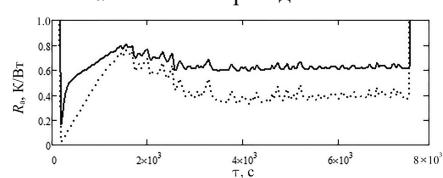
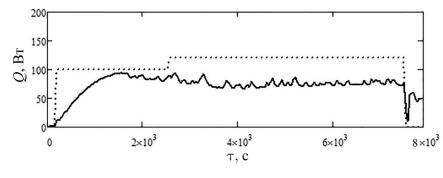


Рис. 6. Результаты эксперимента 24.10.2024

Рис. 7. Распределение значения температурного функционала в зависимости от времени при идентификации тепловой проводимости и теплового потока ППТ: *а* – по данным 21.10.2024, *б* – по данным 24.10.2024Рис. 8. Распределение температуры ППТ в зависимости от времени при восстановлении тепловой проводимости и теплового потока по экспериментальным данным 21.10.2024 г.: *а* – исходные данные на итерации 0, *б* – регуляризованное решение на итерации 1Рис. 9. Распределение температуры ППТ в зависимости от времени при восстановлении тепловой проводимости и теплового потока по экспериментальным данным 21.10.2024 г.: *а* – исходные данные на итерации 0, *б* – регуляризованное решение на итерации 1*а* – тепловая проводимость*б* – тепловое сопротивление*в* – тепловой потокРис. 10. Результаты восстановления тепловой проводимости (сопротивления) и теплового потока по экспериментальным данным 21.10.2024 г. Пунктирные линии обозначают предельные величины, сплошные – идентифицированные. Начальные приближения $\alpha_a^{(0)} = 1 \text{ Вт}/\text{К}$, $Q^{(0)} = Q_1$ – подводимый к испарителю тепловой поток. Массы испарителя и конденсатора $m_1 = m_2 = 0,1 \text{ кг}$, удельная теплоемкость материала испарителя и конденсатора (алюминий) $c_1 = c_2 = 920 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$ *а* – тепловая проводимость*б* – тепловое сопротивление*в* – тепловой потокРис. 11. Результаты восстановления тепловой проводимости (сопротивления) и теплового потока по экспериментальным данным 24.10.2024 г. Пунктирные линии обозначают предельные величины, сплошные – идентифицированные. Начальные приближения $\alpha_a^{(0)} = 1 \text{ Вт}/\text{К}$, $Q^{(0)} = Q_1$ – подводимый к испарителю тепловой поток. Массы испарителя и конденсатора $m_1 = m_2 = 0,1 \text{ кг}$, удельная теплоемкость материала испарителя и конденсатора (алюминий) $c_1 = c_2 = 920 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$

Заключение

1. Используя экспериментальные данные, такие как температура узлов математической модели с сосредоточенными параметрами, а также приближенные параметры системы, можно восстановить значения проводимости пульсирующей тепловой трубы, а также тепла, рассеянного на охладителе, с учетом восстановленной проводимости, итерационно-вариационным методом регуляризации, причем, регуляризованное решение, соответствующее минимуму целевого функционала, достигается уже на первой итерации.

2. Предельная проводимость трубы, рассчитанная с учетом предположения о том, что вся мощность передается на охладитель, отличается от идентифицированной, так как при идентификации проводимости учитываются производные температуры по времени, что позволяет неявно учесть потери мощности.

3. На идентифицируемые параметры так же повлияла тепловая инерция, выраженная в виде скачков проводимости: при включении нагревателя разница температур между узлами еще мала, следовательно значение проводимости стремится к бесконечности, а при отключении нагревателя мощность падает до нуля, вследствие чего проводимость кратковременно падает.

Список источников

1. Hisateru Akachi. *Structure of a Heat Pipe*. Patent number: 4,921,041. 01.05.1990
2. Slobodeniu M., Bertossi R., Ayel V. et al. Effect of non-condensable gases on the flat plate pulsating heat pipe under various gravity conditions // Joint 20th IHPC and 14th IHPS (7–10 September 2021. Gelendzhik, Russia).
3. Wilson C.A., Drolen B., Taft B. et al. Advanced structurally embedded thermal spreader II (ASETS-II) oscillating heat pipe flight experiment and database // Joint 21st IHPC and 15th IHPS (5–8 February 2023. Melbourne, Australia).
4. Sun X., Han D., Li S. et al. Modelling of hydrogen filled pulsating heat pipes considering Taylor bubble generation // Joint 19th IHPC and 13th IHPS (10–14 June 2018. Pisa, Italy).
5. Викулов А.Г., Ненарокомов А.В. Вариационный метод идентификации тепловых математических моделей с сосредоточенными параметрами // Термические процессы в технике. 2016. № 5. С. 214–226.
6. Тихонов А.Н., Арсенин В.Я. Методы решения некорректных задач. М.: Наука, 1979. 285 с.
7. Алифанов О.М. Обратные задачи теплообмена. М.: Машиностроение, 1988. 280 с.
8. Cattani L., Bozzoli F., Mangini D. et al. An original look into pulsating heat pipes: inverse heat conduction approach for assessing the thermal behavior // Joint 19th IHPC and 13th IHPS (10–14 June 2018. Pisa, Italy) p. 1–11.
9. Hisateru Akachi. *Structure of a Heat Pipe*. Patent number: 4,921,041. 01.05.1990.
10. Slobodeniu M., Bertossi R., Ayel V. et al. Effect of non-condensable gases on the flat plate pulsating heat pipe under various gravity conditions. *Joint 20th IHPC and 14th IHPS (September 07–10, 2021, Gelendzhik, Russia)*
11. Wilson CA, Drolen B, Taft B et al. Advanced structurally embedded thermal spreader II (ASETS-II) oscillating heat pipe flight experiment and database. *Joint 21st IHPC and 15th IHPS (5–8 February 2023. Melbourne, Australia)*.
12. Sun X, Han D, Li S et al. Modelling of hydrogen filled pulsating heat pipes considering Taylor bubble generation. *Joint 19th IHPC and 13th IHPS (10–14 June 2018. Pisa, Italy)*.
13. Vikulov AG, Nenarokomov AV. *Thermal processes in engineering*. 2016;(5):214–226. (In Russ.).
14. Tikhonov AN, Arsenin VYa. *Methods of Solving ill-posed problems*. Moscow: Nauka; 1979. 285 p. (In Russ.).
15. Alifanov OM. *Inverse problems of heat transfer*. Moscow: Mashinostroenie; 1988; 285 p. (In Russ.).
16. Cattani L, Bozzoli F, Mangini D et al. An original look into pulsating heat pipes: inverse heat conduction approach for assessing the thermal behavior. *Joint 19th IHPC and 13th IHPS (10–14 June 2018. Pisa, Italy)* p. 1–11.

References