

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 3. С. 140–147
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 3, pp. 140–147

Научная статья
УДК 536.2.083
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185060>
EDN: <https://www.elibrary.ru/TUALXE>

Идентификация тепловой проводимости рекуперативного теплообменника

Н.О. Борщев^{1✉}, М.И. Лосев², А.М. Бордачев³

¹Объединенный институт высоких температур (РАН), Москва, Российская Федерация

²Московский физико-технический институт (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

³Национальный исследовательский университет "МЭИ", Москва, Российская Федерация

¹www.moriarty93@mail.ru✉

Аннотация. В данной работе рассмотрен метод определения удельного термического сопротивления многоконтурных теплогидравлических систем, соединенных между собой рекуперативным теплообменником, за счет которого через теплопередающую стенку 2 контура обмениваются тепловой энергией. Данное теплообменное устройство часто используется как элемент теплогидравлических систем термостабилизации тепловыделяющего энергетического оборудования, например, как теплоотвод тепловой энергии с печатных плат с систем обеспечения теплового режима, основанных на использовании гидравлических контуров. Термическое сопротивление ищется как функция от температуры и включает в себя интегральное кондуктивно-конвективное сопротивление и сопротивление через стенку рекуперативного теплообменника. В качестве используемых базисных функций, учитывающих зависимость удельного термического сопротивления от температуры выбраны линейно-непрерывные базисные функции. Задача параметрической идентификации удельной тепловой проводимости решается как задача поиска глобального минимума среднеквадратичного функционала невязки между постановкой задачи, описывающей наиболее близкую картину теплообмена в данной системе и ее упрощенным тепловым имитационным аналогом при допущениях о незначительном тепловом расширении материала конструкции, изотропности теплофизических свойств, незначительном теплообмене с окружающей средой (на границе задаются адиабаты), а также незначительных теплоперетоках тепловой энергии вдоль корпуса устройства. На основе полученных решений поля температур в соответствующих изотермических узлах как функции от времени при начальном задании параметризованного значения теплового удельного сопротивления на первой расчетной итерации идет минимизации целевого среднеквадратичного функционала невязки. В качестве метода безусловной минимизации выбран метод сопряженных градиентов, хорошо зарекомендовавший себя в решении обратных коэффициентных задач теплопроводности, а также позволяющий достичь критерия останова итерационного процесса за минимальное число итераций, накладывающий ограничение на непрерывность исследуемой среднеквадратичной ошибки.

Ключевые слова: рекуперативный теплообменник, метод итерационной регуляризации, метод сопряженных градиентов, метод Рунге–Кутты, метод тепловых балансов, среднеквадратичное отклонение

Для цитирования. Борщев Н.О., Лосев М.И., Бордачев А.М. Идентификация тепловой проводимости рекуперативного теплообменника // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 3. С. 140–147. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185060>

Original article

Identification of climatic conductivity in multi-circuit thermal-hydraulic means of ensuring thermal conditions

N.O. Borshchev¹✉, M.I. Losev², A.M. Bordachev³

¹Joint Institute of High Temperatures, Moscow, Russian Federation

²Moscow Physico-Technical Institute, Moscow, Russian Federation

³National Research University “Moscow Power Engineering Institute”, Moscow, Russian Federation

¹www.moriarty93@mail.ru✉

Abstract. This paper presents a method for determining the specific thermal resistance of multi-loop thermohydraulic systems using the example of a recuperative heat exchanger, which serves as a heat transfer link between two or more pipelines. This heat exchange device is commonly used in thermal stabilization systems for heat-emitting energy equipment, such as heat dissipation from printed circuit boards with thermal regulation systems based on the use of hydraulic loops. This parameter is determined as a function of temperature and includes the integral conductive-convective resistance and the resistance through the wall of the recuperative heat exchanger.

Linear-continuous basis functions, accounting for the dependence of specific thermal resistance on temperature, are chosen as the basis functions. The task of parametric identification of specific thermal conductivity is solved as a problem of finding the global minimum of the root mean square deviation functional between the task setup, which describes the closest heat exchange model in this system, and its simplified thermal simulation model, under assumptions of negligible thermal expansion of the structural material, isotropy of thermal properties, minor heat exchange with the environment (adiabats are specified at the boundary), as well as negligible heat transfer along the casing of the device.

The considered heat exchange problems inside the recuperative device are solved numerically using the thermal balance method (lumped parameter method) with the implicit 4th-order Runge–Kutta scheme. Based on the obtained solutions for temperature fields at corresponding isothermal nodes as a function of time, the initial parameterized value of specific thermal resistance at the first computational iteration undergoes minimization of the target root mean square deviation functional. The method of conjugate gradients, well-established in solving inverse coefficient heat conduction problems, is chosen as the unconditional minimization method. This method also allows for achieving the stopping criterion of the iteration process in the minimal number of iterations, imposing a constraint on the continuity of the investigated root mean square error.

The stopping criterion for the iterative process of identifying the parameterized value of specific thermal resistance is the superposition of errors that contribute to the inaccuracy in the problem setup, namely: the error in the heat exchange problem setup inside the heat exchanger, the error in the numerical method for calculating the temperature field, rounding errors, the error in determining the descent parameter in the conjugate gradient method, and so on.

Keywords: regenerative heat exchanger, iterative regularization method, conjugate gradient method, Runge–Kutta method, thermal balance method, root mean square deviation or mean square deviation

For citation. Borshchev N.O., Losev M.I., Bordachev A.M. Identification of climatic conductivity in multi-circuit thermal-hydraulic means of ensuring thermal conditions. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 3, pp. 140–147. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185060>

1. Введение

При проектировании систем теплового режима (СОТР) все чаще находят применение теплогидравлические системы отвода тепловой энергии от энерговыделяющей аппаратуры [1]. Такие системы бывают на механической или капиллярно-пористой прокачке теплоносителя. В последнее время также широко стали использовать системы с двухфазным теплоносителем, которые за счет скрытой теплоты парообразования могут отводить большее количество тепловой энергии с испарительных теплообменников [2–4].

Анализ теплового состояния СОТР с использованием таких систем осложнен трудностями в виде решения системы теплогидравлических уравнений, что сопряжено с большим количеством расчетного времени, требованиями к уточненной конечно-элементной сетке и т.д.

В данной работе предлагается метод оценки теплового состояния данных систем на основе их имитационных аналогов. В качестве объекта исследования выбран рекуперативный теплообменник, служащий передаточным звеном между контурами, процесс теплообмена через который осуществляется с помощью теплопередающей стенки.

При решении данной задачи теплообменник представляется в виде пакета металлических пластин, между которыми протекают «холодный» и «горячий» теплоносители.

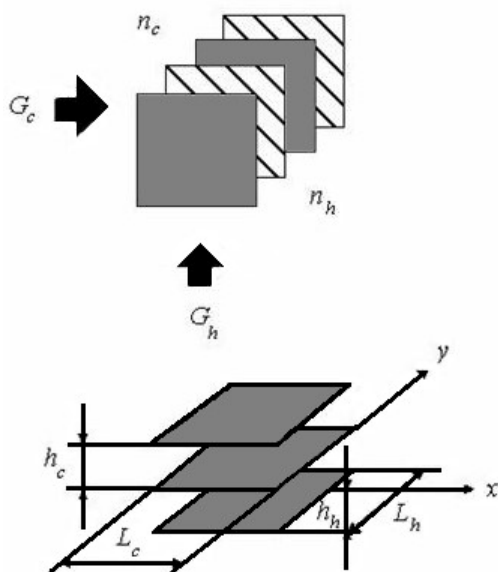


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема пластинчатого теплообменника

На рисунке введены следующие обозначения:
 L_c, L_h – длина холодной и горячей линии, соответственно, м,

h_c, h_h – высота щелевого канала по холодной и по горячей линии, соответственно, м,

$\tilde{G}_c, \tilde{G}_h$ – массовые расходы теплоносителей вблизи поверхности теплообмена, кг/с,

G_r, G_h – массовые расходы теплоносителей по холодной и по горячей линиям, кг/с,

n_c, n_h – число каналов по холодной и по горячей линиям.

2. Тепловая физико-математическая модель рекуперативного теплообменника

Перед составлением тепловой физико-математической модели были сделаны следующие допущения:

1. Температурное поле «холодного» и «горячего» контуров является только функцией от времени;

2. Процесс распространения тепловой энергии носит изотропный характер;

3. Не учитывается тепловое расширение конструкционного материала теплообменника;

4. Расходы теплоносителей постоянны вдоль всех линий тока;

5. Течение теплоносителя происходит только вдоль соответствующей оси ($\tilde{G}_c$ – вдоль ОХ, $\tilde{G}_h$ – вдоль ОУ).

Гидравлический диаметр щелевого канала для определения числа Рейнольдса рассчитывается по формуле [9]:

$$D = \frac{4f}{F}L, \quad (1)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ,
 f – площадь поперечного сечения потока, м^2 , L – длина канала, м.

Таким образом, для холодной линии:

$$D_c = \frac{4L_c L_h \frac{h_c}{2}}{L_c L_h + h_c L_c} \approx h_c; \quad (2)$$

для горячей линии:

$$D_h \approx 2h_h. \quad (3)$$

По числам Re_c, Re_h выбираются выражения для определения коэффициентов теплоотдачи в каналах теплообменника. Исходные уравнения для теплообменника имеют вид [1]:

холодная линия:

$$C_{fc} \frac{\partial T_c(\tau)}{\partial \tau} = -(C_{pf} \tilde{G})_c \frac{\partial T_c(\tau)}{\partial x} + \alpha_c (T_w(\tau) - T_c(\tau)), T_c(0) = T_0; \quad (4)$$

горячая линия:

$$C_{fh} \frac{\partial T_h(\tau)}{\partial \tau} = -(C_{pf} \tilde{G})_h \frac{\partial T_h(\tau)}{\partial x} + \alpha_h (T_w(\tau) - T_h(\tau)), T_h(0) = T_0; \quad (5)$$

стенка:

$$C_w \frac{\partial T_w(\tau)}{\partial \tau} = \alpha_c (T_w(\tau) - T_c(\tau)) + \alpha_h (T_w(\tau) - T_h(\tau)), T_h(0) = T_0. \quad (6)$$

В рассматриваемой постановке задачи введены следующие обозначения:

$C_{fc} = \left(\frac{h}{2} C_{p\rho}\right)$, $C_{fh} = \left(\frac{h}{2} C_{p\rho}\right)$, $C_w = (C_p \delta)$ – линейные теплоемкости холодного, горячего теплоносителей и стенки.

Погонные массовые расходы определяются выражениями:

$$\tilde{G}_c = \frac{G_c}{n_c}; \quad \tilde{G}_h = \frac{G_h}{n_h};$$

τ – время, с.

В представленной тепловой физико-математической модели введены следующие обозначения:

T_0 – температура в начальный момент времени (температура окружающей среды), К;

C_{pf} – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/кг;

ρ – плотность, кг/м³;

α_c – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к теплопроводящей стенке, Вт/(К×м²);

α_h – коэффициент теплоотдачи от теплопроводящей стенки к холодному теплоносителю, Вт/(К×м²);

x – координата, м;

δ – толщина стенки, м.

3. Метод идентификации имитационной тепловой модели

Для идентификации имитационной тепловой модели рассматриваемого устройства необходимо сперва определить удельную теплопередающую способность или удельное термическое

сопротивление между испарителем и конденсатором. Данный параметр позволит свести исследуемую 3-х узловую тепловую модель к 2-х узловой, имитирующей данный процесс без учета конвективного теплообмена со стенкой конструкции. Представим зависимость этого удельного термического сопротивления как функцию от температуры при аппроксимации линейно-непрерывными базисными функциями в следующем виде:

$$R(T) \approx \sum_{m=1}^M R_m N_m(T),$$

где $N_m(T)$ – кусочно-линейные непрерывные базисные функции, образующие базис в конечномерном подпространстве пространства непрерывных функций $C^0[a, b]$.

$$N_m(T) = \begin{cases} 0, & T < T_{m-1}, \\ \frac{T - T_{m-1}}{T_m - T_{m-1}}, & T_{m-1} \leq T \leq T_m, \\ \frac{T_{m+1} - T}{T_{m+1} - T_m}, & T_{m-1} \leq T \leq T_m, \\ 0, & T > T_m, m = \overline{1, M}. \end{cases}$$

Запишем теперь имитационную тепловую физико-математическую модель рекуперативного устройства [1]:

холодная линия:

$$C_{fc} \frac{\partial T'_c(\tau)}{\partial \tau} = -(C_{pf} \tilde{G})_c \frac{\partial T'_c(\tau)}{\partial x} + \frac{(T_h(\tau) - T'_c(\tau))}{\sum_{m=1}^M R_p N_m(T)}, \quad (7)$$

$$T'_c(0) = T_0;$$

горячая линия:

$$C_{fh} \frac{\partial T'_h(\tau)}{\partial \tau} = -(C_{pf} \tilde{G})_h \frac{\partial T'_h(\tau)}{\partial x} + \frac{(T'_c(\tau) - T_h(\tau))}{\sum_{m=1}^M R_p N_m(T)}. \quad (8)$$

$$T'_h(0) = T_0.$$

Данная система уравнений теплового баланса (6–7), также как и ее прототип решается численным методом Рунге–Кутты 4 порядка точности.

Рассмотрим восстановление эффективного термического сопротивления (на основе среднеквадратичного функционала невязки (среднеквадратичной ошибки)) между температурным

полем, полученным при описании процесса теплообмена в рекуперативном теплообменнике и температурным полем, полученным при решении его теплового аналога с эффективным термическим сопротивлением между испарителем и конденсатором:

$$S(R_p) = \frac{1}{2} \int_0^{\tau_{\max}} \sum_{i=1}^M (T(R_p) - \tilde{T}(\bar{\tau}))^2 d\tau. \quad (9)$$

4. Метод сопряженных направлений

В работе используется метод безусловной минимизации функционала $S(R_p)$ с помощью метода сопряженных градиентов, как наиболее точного метода первого порядка точности, позволяющего достичь требуемой сходимости за минимальное число итераций. В то же время, для повышения устойчивости метода при решении задач идентификации, в работе реализован ряд модификаций классического алгоритма. В частности, вычисление градиента целевого функционала производится не численным дифференцированием, а путем решения сопряженной задачи, что обеспечивает более высокую точность и стабильность. Кроме того, выбор шага спуска осуществляется не стандартным образом, а с использованием принципов итерационной регуляризации, позволяющих адаптировать шаг на каждой итерации с учетом поведения функционала.

Последовательный алгоритм метода сопряженных градиентов можно представить в следующем виде [5, 7]:

$$R^{n+1} = R^n + \Delta R^{n+1},$$

где

$$\Delta R^{n+1} = -\beta_n p^{(n)};$$

Направление спуска определяется из:

$$\vec{p}^n = \text{grad}S(R^n) + \beta_n \vec{p}^{n-1};$$

$$\beta_0 = 0,$$

$$p^{(0)} = \text{grad}S(\lambda^{(0)});$$

$$\beta_n = \frac{|\text{grad}S(R^n)|^2}{|\text{grad}S(R^{n-1})|^2};$$

Критерием остановки итерационного процесса является выражение:

$$|\text{grad}S(R^n)| = \sqrt{\left\{ \sum_{m=1}^M \left[\frac{\partial S(R^n)}{\partial R^n} \right]^2 \right\}} \leq \delta_{\text{sum}}, \quad (10)$$

δ_{sum} – погрешность входных данных в выражении (10), вычисленная в той же метрике, что и целевой функционал.

$$\delta_{\text{sum}} = \delta_a + \delta_f + \delta_{\text{окр}},$$

где δ_f – погрешность входных температур, определяемая следующими выражением:

$$\delta_f = \int_0^{\tau_{\max}} \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K \delta_L(\tau) d\tau.$$

Вид градиента целевого функционала примет соответственно вид:

$$\begin{aligned} \text{grad}S(R_p) = \\ = \frac{1}{2} \int_0^{\tau_{\max}} \sum_{i=1}^M (T(R_p) - \tilde{T}(\bar{\tau})) \frac{\partial \tilde{T}(\bar{\tau})}{\partial R_p} d\tau. \end{aligned} \quad (11)$$

5. Поиск компоненты градиента функционала невязки

Одной из задач при использовании градиентных методов оптимизации, является поиск компоненты градиента целевого функционала $\frac{\partial T(R_p)}{\partial R_p}$.

Для этого нужно продифференцировать постановку «прямой» задачи теплообмена по параметризованному значению удельного термического сопротивления [8]. Получим сопряженную постановку задачи к искомой постановке задачи теплообмена внутри рекуперативного теплообменника.

Запишем теперь сопряженную систему для имитационной тепловой модели рекуперативного устройства для поиска компоненты градиента целевого функционала невязки:

холодная линия:

$$\begin{aligned} C_{fc} \frac{\partial^2 T'_c(\tau)}{\partial \tau \partial R_p} = -(C_{pf} \tilde{G})_c \frac{\partial^2 T'_c(\tau)}{\partial x \partial R_p} + \\ + \left(\frac{\partial T'_h(\tau)}{\partial R_p} - \frac{\partial T'_c(\tau)}{\partial R_p} \right) / \sum_{m=1}^M R_p N_m(T) - \\ - (T'_h(\tau) - T'_c(\tau)) / \sum_{m=1}^M (R_p)^2 N_m(T), \\ T'_c(0) = 0; \end{aligned}$$

горячая линия:

$$C_{fh} \frac{\partial T'_h(\tau)}{\partial \tau} = -(C_{pf} \tilde{G})_h \frac{\partial T_h(\tau)}{\partial x} + \left(\frac{\partial T'_c(\tau)}{\partial R_p} - \frac{\partial T'_h(\tau)}{\partial R_p} \right) / \sum_{m=1}^M R_p N_m(T) - (T'_c(\tau) - T'_h(\tau)) / \sum_{m=1}^M (R_p)^2 N_m(T),$$

$$T'_c(0) = 0.$$

Данная сопряженная система по поиску компонент градиента целевого среднеквадратичного функционала невязки решается так же численно, как и постановка «прямой» задачи теплообмена при уже известных температурах на текущих временных слоях, полученных из решения тепловой модели для исходной постановки задачи.

6. Выбор шага спуска в методе сопряженных направлений

В классических схемах итерационной регуляризации, основанных на градиентных методах, шаг спуска β может определяться аналитически или эвристически для стабилизации сходимости. В данной работе предложена модификация этого подхода, заключающаяся в использовании выражения (12) для определения оптимального шага $\alpha_{cn}(N)$, позволяющего достичь наилучшего уменьшения функционала на каждом шаге. Такой подход является развитием известных методов [9, 10] и адаптирован для применения в задачах идентификации с параметрически заданной функцией сопротивления, аппроксимируемой базисными функциями. Суть данного метода в том, что необходимо отыскать параметр алгоритма, обеспечивающий минимум целевого функционала невязки на каждой итерации. Это позволяет учитывать нелинейность зависимости температуры от сопротивления и тем самым повышать точность восстановления параметров. Для этого запишем выражение целевого функционала на следующей итерации [9, 10]:

$$S(R_p + \Delta R_p) = \frac{1}{2} \int_0^{\tau_{\max}} \sum_{i=1}^M [T_s(R_p) - \alpha_{cn}(R_p) \times \times (T_s(R_p) - \tilde{T}(\bar{\tau})) \frac{\partial T_s(R_p)}{\partial R_p} - \tilde{T}(\bar{\tau})] d\tau. \quad (12)$$

Для отыскания оптимумов шагов спуска нужно продифференцировать по двум шагам спуска данную вариацию и приравнять к нулю, откуда можно получить аналитическое выражение для оптимума шага. Таким образом, получим:

$$\alpha_{cn}(N) = \int_0^{\tau_{\max}} \sum_{m=1}^M \frac{1}{\frac{\partial T_s(R_p)}{\partial R_p}} d\tau.$$

Таким образом можно сформировать следующую последовательность действий для определения эффективного термического сопротивления для многомагистральных систем обеспечения теплового режима (СОТР):

1. Задание начального приближения для коэффициента термического сопротивления в имитационной упрощенной тепловой модели системы, учитывающей его зависимость от температуры;

2. Решение «прямой» задачи теплообмена внутри конструкции методом тепловых балансов при задании начально-граничных условий расчета (тепловые подводимые мощности и температура в начальный момент времени), моделируя условия штатной эксплуатации конструкции;

3. Составление среднеквадратичного функционала невязки между температурами, полученными при решении «реальной» тепловой физико-математической модели системы и температурами, полученными при решении ее упрощенного теплового аналога;

4. Решение двух сопряженных задач по поиску компонент градиента целевого функционала невязки, полученных путем дифференцирования упрощенной постановки задачи теплообмена;

5. Вычисление шага спуска в методе сопряженных направлений на основе метода итерационной регуляризации;

6. Получение следующего итерированного приближения параметризованного коэффициента термического сопротивления;

7. Проверка критерия останова итерационного процесса. В случае его выполнения, параметризованные величины считаются искомыми, иначе необходимо повторно выполнить пункты 1–6.

7. Анализ вычислительных свойств метода

Для анализа вычислительных свойств разработанного метода проведен расчет описанной ранее 3-х узловой модели рекуперативного теплообменника, имитирующий проведение числен-

ного эксперимента. Температура на входе со стороны горячего теплоносителя 306 К, и 284 К для холодного теплоносителя. В качестве теплоносителя был выбран воздух, сам рекуператор выполнен из алюминия с толщиной стенки в 5 мм. Массовые расходы для горячей и холодной линий составляли 0,01 кг/с. Температура в начальный момент времени 293 К. Результаты расчета представлены на рисунке 2.

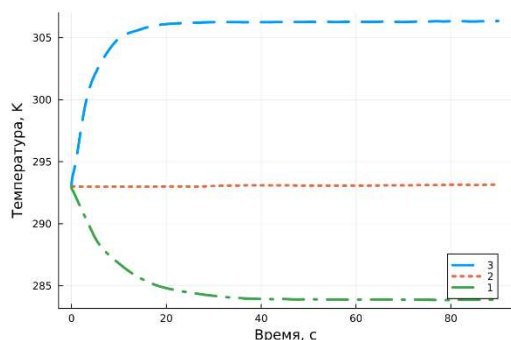


Рис. 2. Результаты расчета температур рекуперативного теплообменника (1 – температура горячего контура, К; 2 – температура теплопроводящей стенки, К; 3 – температура холодного контура, К)

Как видно из анализа графических температурно-временных зависимостей выход на стационарный режим для искомой постановки задачи теплообмена внутри рекуперативного теплообменника ожидается к 40 секундам, температурный режим теплопередающей стенки устройства остается без изменений из-за почти симметричной динамической картины изменения температур двух магистралей.

Результаты по определению температур в 2-х узловой имитационной тепловой физико-математической модели рекуперативного теплообменника представлены на рисунке 3 для последней расчетной итерации.

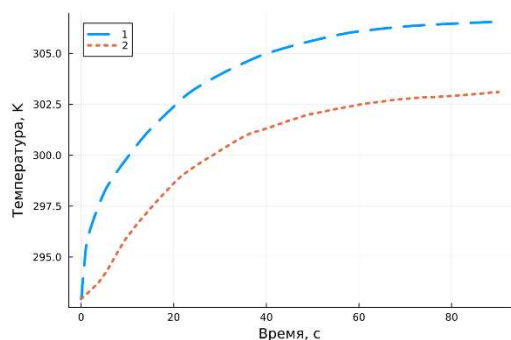


Рис. 3. Результаты расчета температур имитационной тепловой модели рекуперативного теплообменника (1 – температура горячего контура, К; 2 – температура холодного контура, К)

Из рисунка 3 видно, что температурный режим имитационной тепловой модели ожидается к 60 секунде, однако сходимость температурных полей при выходе на стационарный режим не превышает 0,5 К для «горячей» линии магистрали.

Полученное эффективное термическое сопротивление тепловой имитационной модели рекуперативного теплообменника представлено на рисунке 4.

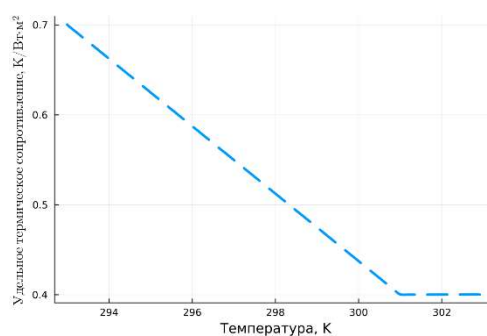


Рис. 4. Значение эффективного термического сопротивления как функции от температуры имитационной тепловой модели рекуперативного теплообменника

Как видно из рисунка 4, термическое сопротивление лежит в пределах от 0,4 до 0,7 К/(Вт×м²). Адекватность полученного результата подтверждается минимизацией среднеквадратичного отклонения в зависимости от номера итерации (рисунок 4).

8. Выводы

1. Разработан метод оценки температурного состояния СОТР, основанной на теплогидравлических магистралях, с помощью численного моделирования имитационных тепловых моделей данных систем, путем определения теплопередающей способности между испарителем и конденсатором с помощью параметрической идентификации на примере рекуперативного теплообменника. Данный параметр искался как функция от температуры методом итерационной регуляризации.

2. Результаты показали, что при на температурном интервале от 293 К до 303 К значение эффективного коэффициента термического сопротивления будет лежать в пределах 0,7–0,4 К/(Вт×м²).

3. Данный метод определения тепловой проводимости таких теплообменных устройств является принципиально новым. Алгоритм может

быть использован и для более широкого температурного диапазона температур для определения эффективной тепловой проводимости элементов контурных теплогидравлических конструкций в обеспечении уточненных тепловых физико-математических моделей СОТР.

Список источников

1. Залетаев В.М., Капинос Ю.В., Сургучев О.В. Расчет теплообмена космического аппарата. М.: Машиностроение, 1979. С. 54–58.
2. Крейн С.Г., Прозоровская О.И. Аналитические полу-группы и некорректные задачи для эволюционных уравнений // Доклады Академии наук СССР. 1960. Т. 133. № 2. С. 277–280.
3. Басистов Ю.А., Яновский Ю.Г. Некорректные задачи в механике (реологии) вязкоупругих сред и их регуляризация // Механика композиционных материалов и конструкций. 2010. Т. 16. № 1. С. 117–143.
4. Бакушинский А.Б., Кокурин М.Ю., Кокурин М.М. Прямые и обратные теоремы для итерационных методов решения нерегулярных операторных уравнений и разностных методов решения некорректных задач Коши // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2020. Т. 60. № 6. С. 939–962.
5. Фанов В.В., Мартынов М.Б., Карчаев Х.Ж. Летательные аппараты НПО им. С.А. Лавочкина (к 80-летию предприятия) // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2017. № 2/36. С. 5–16.
6. Блох А.Г., Журавлев Ю.А., Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением. М.: Энергоатомиздат, 1991. С. 36–38.
7. Тулин Д.В., Финченко В.С. Теоретико-экспериментальные методы проектирования систем обеспечения теплового режима космических аппаратов. М.: МАИ-Принт, 2014. Т. 3. С. 1320–1437.
8. Цаплин С.В., Болычев С.А., Романов А.Е. Теплообмен в космосе. Самара: Издательство Самарского университета, 2013. С. 53–55.
9. Алифанов О.М., Артюхин Е.А., Румянцев С.В. Экстремальные методы решения некорректных задач. М.: Наука, 1988. 288 с.
10. Алифанов О.М. Обратные задачи теплообмена. М.: Машиностроение, 1988. 280 с.

References

1. Zaletaev VM, Kapinos YuV, Surguchev OV. *Calculation of spacecraft heat transfer*. Moscow: Mashinostroenie; 1979. p. 54–58. (In Russ.).
2. Krein SG, Prozorovskaya OI. Analytical semigroups and ill-posed problems for evolutionary equations. *Doklady Akademii nauk SSSR*. 1960;133(2):277–280. (In Russ.).
3. Basistov YuA, Yanovskii YuG. Incorrect problems in mechanics (rheology) of viscoelastic media and their regularization. *Mekhanika kompozitsionnykh materialov i konstruktssii*. 2010;16(1):117–143. (In Russ.).
4. Bakushinskii AB, Kokurin MYu, Kokurin MM. Direct and inverse theorems for iterative methods for solving irregular operator equations and difference methods for solving ill-posed Cauchy problems. *Zhurnal vychislitel'noi matematiki i matematicheskoi fiziki*. 2020;60(6): 939–962. (In Russ.).
5. Fanov VV, Martynov MB, Karchaev KhZh. Aircraft of S.A. Lavochkin NPO. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*. 2017;(2/36):5–16. (In Russ.).
6. Blokh AG, Zhuravlev YuA, Ryzhkov LN. *Heat exchange by radiation*. Moscow: Energoatomizdat. 1991. (In Russ.).
7. Tulin DV, Finchenko VS. *Theoretical and experimental methods of designing systems for ensuring the thermal regime of spacecraft*. Moscow: MAI-PRINT; 2014, V. 3, pp. 1320–1437. (In Russ.).
8. Tsaplin SV, Bolychev SA, Romanov AE. Heat exchange in space. Samara University. 2013:53–55. (In Russ.).
9. Alifanov OM, Artyukhin EA, Rummyantsev SV. Extreme methods for solving incorrect problems. Moscow: Nauka; 1988. 288 p. (In Russ.).
10. Alifanov O.M. Inverse heat exchange problems. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 280 p. (In Russ.).