




Разработка математических моделей испытательных систем как объектов с сосредоточенными параметрами

Денис О. Абрамов¹ dir@gosniiokht.ru  0000-0002-5692-6019
Татьяна Н. Швецова-Шиловская¹  0000-0002-2434-0267
Денис И. Назаренко¹  0000-0002-4606-8313

¹ Государственный научно-исследовательский институт органической химии и технологии, ш. Энтузиастов, 23, Москва, 111024, Россия

Аннотация. В работе рассмотрена задача построения математической модели для исследования теплового режима испытательной системы на этапе проектирования. Испытательная система в данном исследовании представляется как сложная химико-технологическая система, которая включает в себя большое число элементов, узлов и приборов, характеризующихся разнообразием функциональных и тепловых взаимосвязей. Методом проектирования рассматриваемой системы принят блочно-иерархический метод. Разработана тепловая блок-схема системы, включающая в себя шесть взаимосвязанных блоков: термостат; теплоноситель; теплообменник; аппарат кубической формы; среда в аппарате и окружающая среда. Создана математическая модель для оценки средних температур в системе, которая позволяет рассчитывать интегральные характеристики процессов теплообмена (значения среднеобъемных и среднестатистических температур, средних тепловых потоков) с учетом взаимодействия между всеми блоками системы. Полагалось, что каждый элемент рассматриваемой системы может иметь тепловые связи, как с окружающей средой, так и с другими элементами системы. Принималось, что в элементе может рассеиваться собственная мощность, а также мощность, подводимая для терморегулирования элемента, которая зависит от его температуры. Расчет температурных полей тел и потоков теплоносителей при этом проводился на основе моделей с сосредоточенными параметрами, с допущением о том, что градиенты температуры по всем направлениям отсутствуют. Модель представлена системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Показаны зависимости изменения температуры от времени для двух нестационарных режимов термостатирования системы, состоящей из полого аппарата кубической формы объемом 3 м³, наполненного газом и снабженного теплообменником. Разработанная математическая модель позволяет решать задачи стабилизации температурного режима испытательной системы.

Ключевые слова: испытательная система, тепловые потоки, теплообмен, нестационарный режим, термостатирование, тепловая блок-схема, математическая модель, технологическое оборудование

Development of mathematical models of test systems as objects with lumped parameters

Denis O. Abramov¹ dir@gosniiokht.ru  0000-0002-5692-6019
Tatiana N. Shvetsova-Shilovskaya¹  0000-0002-2434-0267
Denis I. Nazarenko¹  0000-0002-4606-8313

¹ State Research Institute of Organic Chemistry and Technology, Enthusiasts, 23, Moscow, 111024, Russia

Abstract. This paper deals with the problem of constructing a mathematical model for studying the thermal regime of a test system at the design stage. The test system is presented as a complex chemical-technological system, which includes a large number of elements, components and devices, characterized by a variety of functional and thermal relationships. The block-hierarchical method is used for designing the system under consideration. A thermal block diagram of the system has been developed, which includes six interconnected blocks: a thermostat; coolant; heat exchanger; cubic apparatus, medium in apparatus and environment. A mathematical model has been created to estimate the average temperatures in the system, which allows you to calculate the integral characteristics of heat exchange processes (the values average intake temperatures and the values surface average temperatures, average heat fluxes) taking into account the interaction between all blocks of the system. It was assumed that each element of the system under consideration can have thermal connections, both with the environment and with other elements of the system. It was assumed that the element can dissipate its own power, as well as the power supplied for thermal control of the element, which depends on its temperature. The calculation of the temperature fields of bodies and flows of heat carriers was carried out on the basis of models with concentrated parameters, with the assumption that there are no temperature gradients in all directions. The model is represented by a system of ordinary differential equations. The dependences of temperature on time change for two non-stationary modes of a thermostatic system consisting of a hollow device of cubic shape with a volume 3 m³ filled with gas and equipped with a heat exchanger are shown. The developed mathematical model allows solving the problems of temperature stabilization of the test system.

Keywords: test system, flows of heat, heat exchanger, non-stationary model, thermal block diagram, mathematical model, technological equipment

Введение

Химико-технологические системы включают в себя большое число элементов и узлов, в том числе приборы и приборные комплексы, отличающиеся разнообразием функциональных и тепловых связей между ними.

Основным методом проектирования сложных систем является блочно-иерархический, при котором в процессе проектирования система рассматривается последовательно на разных уровнях иерархии с постепенно нарастающей степенью детализации [1].

Для цитирования

Абрамов Д.О., Швецова-Шиловская Т.Н., Назаренко Д.И. Разработка математических моделей испытательных систем как объектов с сосредоточенными параметрами // Вестник ВГУИТ. 2020. Т. 82. № 2. С. 42–48. doi:10.20914/2310-1202-2020-2-42-48

For citation

Abramov D.O., Shvetsova-Shilovskaya T.N., Nazarenko D.I. Development of mathematical models of test systems as objects with lumped parameters. *Vestnik VGUIT* [Proceedings of VSUET]. 2020. vol. 82. no. 2. pp. 42–48. (in Russian). doi:10.20914/2310-1202-2020-2-42-48

Отличительной особенностью моделирования процессов теплообмена, осуществляемого при проектировании, является необходимость рассмотрения процесса одной и той же физической природы для химико-технологической системы (ХТС) в целом и ее частей. При этом необходимо учитывать тепловые связи между элементами, принадлежащими блокам более высоких уровней иерархии, в которых протекают функциональные процессы различной физической природы [2]. Тепловая модель такой сложной системы, в общем случае, представляет собой комбинацию многочисленных областей сложной конфигурации с источниками и стоками теплоты, в которых движутся потоки теплоносителей (газов или жидкостей).

В общем случае, математическая модель теплового режима объекта записывается в виде системы многомерных нестационарных уравнений теплопроводности для твердых тел

$$c^{*0}_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \nabla (\lambda_i \nabla T_i) + q_{v_i}, i = 1, \dots, I \quad (1)$$

и уравнений энергии для потоков теплоносителей

$$c^{*0}_l \rho_l \left(\frac{\partial T_l}{\partial t} + v \nabla T_l \right) = \nabla (\lambda_l \nabla T_l), i = 1, \dots, L \quad (2)$$

с граничными условиями 1, 2 и 3-го родов либо с условиями сопряжения на границах раздела элементов. В уравнениях (1), (2) использованы следующие обозначения: T_i , T_l – температуры твердых тел и теплоносителей; t – время; c^{*0} – удельная теплоемкость; ρ – плотность; λ – теплопроводность; q_v – объемная плотность теплового потока; v – скорость движения теплоносителя; I, L – число тел и потоков теплоносителей.

Реализация такой полной модели затруднительна даже с применением современной вычислительной техники, что связано с большим объемом исходной информации для построения полной модели. Анализ теплового режима ХТС часто проводится в условиях, когда внутренняя структура подсистем еще детально не определена.

Моделирование теплового режима ХТС проводится поэтапно с постепенным переходом от верхнего уровня иерархии к нижнему, имеющему в своем составе простейшие подсистемы – отдельные элементы, которые невозможно разделить, не нарушив их целостности. Определяются осредненные характеристики температурных полей тел и потоков теплоносителей, при этом ограничиваются анализом только среднеобъемных и среднеповерхностных температур тел, теплоносителей. Расчет температурных полей тел и потоков теплоносителей проводится на основе моделей с сосредоточенными параметрами [7–10].

В основу модели с сосредоточенными параметрами положено допущение о том, что градиенты температуры по всем направлениям отсутствуют [3, 4]. При этом предполагается, что каждый элемент рассматриваемой системы может иметь тепловые связи как с окружающей средой (конвекцией и теплопередачей), так и с другими элементами системы. Принимается, что в элементе может рассеиваться собственная мощность, а также мощность, подводимая для терморегулирования элемента, которая зависит от его температуры.

В общем случае расчет нестационарного теплового режима по моделям с сосредоточенными параметрами сводится к решению систем уравнений теплового баланса с начальными условиями, т. е. к решению задачи Коши для систем обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка.

Рассмотрим модель системы тел и потоков теплоносителей, находящихся во взаимном теплообмене. В исследуемом объекте выделяют области трех видов:

N_T – область твердых тел, температурные поля которых считаются равномерными ($T_i(t), i = 1, \dots, N_T$); $N_{Ж}$ – объемов с протекающими в них жидкими или газообразными теплоносителями, имеющими среднерасходные температуры на входе $T_l^{ex}(t)$ и на выходе $T_l^{ex}(t)$ и осредненную по объему температуру $T_l(t) (l = 1, \dots, N_{Ж})$; N_{CP} – область сред с известными температурами $T_k^{cp}(t), k = 1, \dots, N_{cp}$.

В твердых телах и в объемах с теплоносителями могут действовать источники теплоты с полными тепловыми потоками q_i^T и $q_l^Ж$ соответственно. Твердые тела находятся в теплообмене друг с другом, а также с теплоносителями и со средами. Тепловые потоки q_{ij}^{T-T} , приходящие к данному телу i от соседних тел, от теплоносителей $q_{il}^{T-Ж}$ и от сред q_{ik}^{T-CP} , можно выразить через разности их средних температур, в виде:

$$\begin{aligned} q_{ij}^{T-T} &= K_{ij}^{T-T} (T_j - T_i) F_{ij}^{T-T}, \\ q_{il}^{T-Ж} &= K_{il}^{T-Ж} (T_l - T_i) F_{il}^{T-Ж}, \\ q_{ik}^{T-CP} &= K_{ik}^{T-CP} (T_k^{CP} - T_i) F_{ik}^{T-CP}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $K_{ij}^{T-T}, K_{il}^{T-Ж}, K_{ik}^{T-CP}$ – коэффициенты теплопередачи между телами i и j , телом i и теплоносителем l , телом i и средой k соответственно, $F_{ij}^{T-T}, F_{il}^{T-Ж}, F_{ik}^{T-CP}$ – площади контакта между телами i и j , телом i и теплоносителем l , телом i и средой k соответственно.

Корректность зависимостей (3) во многом определяется выбором коэффициентов теплопередачи, зависящих от тепловых проводимостей элементов. Способы вычисления конвективных, лучистых и контактных тепловых проводимостей для разных систем рассмотрены в [5, 6].

Поскольку мощность, выделяющаяся в теле i , расходуется на его нагрев и передается окружающим телам ($T-T$), теплоносителям ($T-Ж$) и средам ($T-CP$), то уравнение теплового баланса для твердых тел, теплоносителя и среды имеет вид

$$q_i^T = C_i^T \frac{dT_i}{dt} + \sum_{j=1}^{N_T} K_{ij}^{T-T} (T_i - T_j) F_{ij}^{T-T} + \sum_{l=1}^{N_{Ж}} K_{il}^{T-Ж} (T_i - T_l) F_{il}^{T-Ж} + \sum_{k=1}^{N_{CP}} K_{ik}^{T-CP} (T_i - T_k^{CP}) F_{ik}^{T-CP}, i = 1, \dots, N_T \quad (4)$$

где C_i^T – полная теплоемкость тела i .

Тепловые потоки $K_{il}^{T-Ж} (T_i - T_l) F_{il}^{T-Ж}$, переданные от тела i к теплоносителю в объеме l (площадь контакта $F_{il}^{T-Ж}$), и мощность $q_l^{Ж}$ расходятся на нагрев движущегося теплоносителя. Поэтому уравнения теплового баланса для потоков теплоносителей записываются в виде

$$q_l^{Ж} + \sum_{i=1}^{N_{Ж}} K_{il}^{T-Ж} (T_i - T_l) = C_l^{Ж} \frac{dT_l}{dt} + c_l^{Ж} G_l (T_l^{вх} - T_l^{вх}), \quad (5)$$

$$l = 1, \dots, N_{Ж}$$

где первое слагаемое в правой части соответствует тепловому потоку, идущему на изменение температуры теплоносителя в объеме l с полной теплоемкостью $C_l^{Ж}$, а второе – тепловому потоку, выносимому из объема при прохождении теплоносителя с массовым расходом G_l . Для газов, как правило, первое слагаемое пренебрежимо мало в большинстве систем охлаждения.

Теплоноситель в объеме l может поступать из других объемов ($m = 1, \dots, N_{Ж}, m \neq l$) и из сред с известной температурой ($k = 1, \dots, N_{CP}$), т. е. на входе в l -ый объем может происходить смешение потоков теплоносителей с температурами $T_l^{вх}$ и T_k^{CP} . Тогда температура $T_l^{вх}$ рассчитывается из следующего соотношения:

$$c_l^{Ж} G_l T_l^{вх} = \sum_{m=1}^{N_{Ж}} c_m^{Ж} G_m T_m^{вх} + \sum_{k=1}^{N_{CP}} c_k^{Ж} G_k T_k^{CP}; \quad (6)$$

$$G_l = \sum_{m=1}^{N_{Ж}} G_m + \sum_{k=1}^{N_{CP}} G_k, l = 1, \dots, N_{Ж}$$

Для замыкания системы ($N_T + 2N_{Ж}$) уравнений (4)–(6) с неизвестными температурами T_i ($i = 1, \dots, N_T$), T_l , $T_l^{вх}$, $T_l^{вх}$ ($l = 1, \dots, N_{Ж}$)

следует добавить соотношения, связывающие температуру T_l с температурами $T_l^{вх}$, $T_l^{вх}$. Так, например, в случае замкнутой системы с подключенным к теплообменнику термостатом, мощность которого определяется температурой входящего в него теплоносителя, замыкающим будет уравнение изменения во времени температуры выходящего из термостата потока, вида:

$$T_l = T_l^{вх} \pm \frac{W(T_l^{вх})}{G_l^{Ж} C_l^{Ж}} \quad (7)$$

где W – выходная мощность термостата.

Таким образом, модель системы тел и потоков теплоносителей описывается системой ($N_T + N_{Ж}$) обыкновенных дифференциальных уравнений (4), (5) и $2N_{Ж}$ алгебраических уравнений (6) и (7), содержащих искомые температуры T_i , T_l , $T_l^{вх}$, $T_l^{вх}$. Для полной постановки задачи задаются значения температур в начальный момент

$$T_i|_{t=0} = T_{i0}; T_l|_{t=0} = T_{l0} \quad (8)$$

Рассмотрим построение тепловой модели с сосредоточенными параметрами для испытательной системы, включающей в себя полный аппарат кубической формы (блок 4) объемом 3 м³, содержащий поверочную газовую среду (блок 6) и снабженный теплообменником (блок 3), в который подается теплоноситель (блок 2) из термостата (блок 1). Моделью учитывается распространение теплоты в окружающую среду (блок 5). Тепловая схема системы приведена на рисунке 1.

Для математического описания процесса теплообмена между потоком теплоносителя и теплообменным оборудованием, будем считать, что трубная часть аппарата разбивается на N элементов.

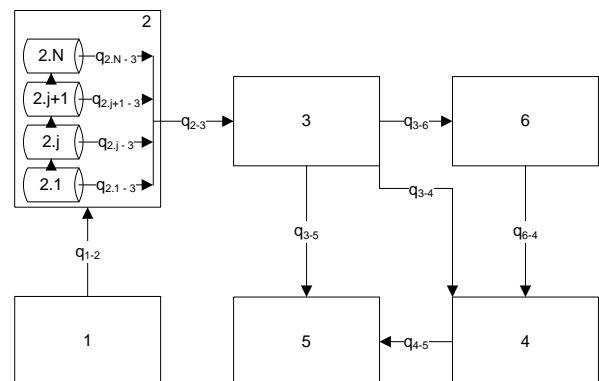


Рисунок 1. Тепловая блок-схема технологической системы, где q – тепловые потоки между элементами системы

Figure 1. The thermal block diagram of the technological system, where q – heat fluxes between the elements of the system

Элементы тепловой схемы связаны следующими потоками: $q_{1-2} = \pm W(T_{2,N}, T_{2,\text{lim}})$ – тепловой поток от термостата, Вт, где W – выходная мощность термостата, $T_{2,\text{lim}}$ – температура термостатирования, К, $T_{2,N}$ – температура теплоносителя на выходе из теплообменника, К; $q_{2-3} = \sum_{i=1}^N q_{2,i}$ – суммарный тепловой поток между элементами теплоносителя и теплообменным оборудованием, Вт; q_{3-4} – тепловой поток между корпусом теплообменного оборудования и корпусом аппарата, Вт; q_{3-5} – тепловой поток между корпусом теплообменного оборудования и окружающей средой, Вт; q_{3-6} – тепловой поток между корпусом теплообменного оборудования и средой в аппарате, Вт; q_{4-5} – тепловой поток между корпусом аппарата и окружающей средой, Вт; q_{6-4} – тепловой поток между средой в аппарате и корпусом аппарата, Вт.

Выражения для оценки тепловых потоков имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{1-2} = \pm W(T_{2,N}, T_{2,\text{lim}}) \\ q_{2-3} = \sum_{i=1}^N q_{2,i-3} = \sum_{i=1}^N F_{2,i} K_{2-3} (T_3 - T_{2,i}) \\ q_{3-4} = K_{3-4} (T_3 - T_4) F_{3-4} \\ q_{3-5} = K_{3-5} (T_3 - T_5) F_{3-5} \\ q_{3-6} = K_{3-6} (T_3 - T_6) F_{3-6} \\ q_{4-5} = K_{4-5} (T_4 - T_5) F_{4-5} \\ q_{6-4} = K_{6-4} (T_6 - T_4) F_{6-4} \\ q_{2,j} = q_{2,j-1} - q_{2,j+1} - q_{2,j-3}, \quad j = \overline{1, N} \\ q_{2,j-1} = G_2 C_2 (T_{2,j-1} - T_{2,j}) \\ q_{2,j+1} = G_2 C_2 (T_{2,j+1} - T_{2,j}) \end{array} \right. \quad (9)$$

где $q_{2,j-1}, q_{2,j}, q_{2,j+1}$ – тепловые потоки между элементами теплоносителя, Вт; $T_3 \div T_6$ – температура соответствующего блока схемы, К; G_2 – расход теплоносителя, кг/с; $C_2 = Cp_2 m_2$ – теплоемкость теплоносителя, Дж/К; $K_{2-3}, K_{3-4}, K_{3-5}, K_{3-6}, K_{4-5}, K_{6-4}$ – коэффициенты теплопередачи между блоками тепловой схемы, Вт/(м²·К); $F_{2-3}, F_{3-4}, F_{3-5}, F_{3-6}, F_{4-5}, F_{6-4}$ – поверхности теплопередачи между блоками тепловой схемы, м².

Коэффициенты теплопередачи рассчитываются по следующим выражениям:

$$K_{2-3} = \frac{1}{(1/\alpha_{ж}) + r_{2-3}}; \quad K_{3-4} = \frac{1}{r_{3-4}}; \quad K_{3-5} = \frac{1}{r_{3-5}};$$

$$K_{3-6} = \frac{1}{(1/\alpha_{CP}) + r_{3-6}}; \quad K_{4-5} = \frac{1}{(1/\alpha_{CP}) + r_{4-5}};$$

$$K_{6-4} = \frac{1}{(1/\alpha_{CP}) + r_{6-4}},$$

где $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке в трубном пространстве, Вт/(м²·К); α_{CP} – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке с замкнутым объемом, Вт/(м²·К), r – термическое сопротивление стенки между элементами тепловой схемы, м²·К/Вт.

Величина коэффициента теплоотдачи от газа к стенке в замкнутом объеме рассчитывается по уравнению:

$$\alpha_{CP} = 9,74 + 0,07 \cdot \Delta T \quad (10)$$

где ΔT – разность температур стенки и газа, °С.

Величина коэффициента теплоотдачи жидкости оценивается по соотношению:

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (11)$$

где Nu – критерий Нуссельта, λ – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К), l – характерный размер, м.

Величина критерия Нуссельта оценивается в соответствии с рекомендациями в зависимости от условий движения теплоносителя в трубном пространстве теплообменного оборудования.

Уравнение теплового баланса для данной схемы имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_2 \frac{dT_{2,j}}{dt} = q_{2,j-1} - q_{2,j+1} - q_{2,j-3}, \quad j = \overline{1, N} \\ C_3 \frac{dT_3}{dt} = q_{2-3} - q_{3-4} - q_{3-5} - q_{3-6} \\ C_6 \frac{dT_6}{dt} = q_{3-6} - q_{6-4} \\ C_4 \frac{dT_4}{dt} = q_{3-4} + q_{6-4} - q_{4-5} \\ C_5 \frac{dT_5}{dt} = 0 \\ T_{2,1}(t) = T(t)_{2,N} \pm \frac{W(T_{2,N}, T_{2,\text{lim}})}{G_2 C_2} \quad (\text{при } t > 0) \end{array} \right. \quad (12)$$

Начальные условия

$$T_{2,1..N}|_{t=0} = T_{2,0}; \quad T_3|_{t=0} = T_{3,0}; \quad T_6|_{t=0} = T_{6,0};$$

$$T_4|_{t=0} = T_{4,0}; \quad T_5|_{t=0} = T_{5,0}$$

где $C_i = Cp_i m_i, i = 2..6$ – теплоемкости блоков тепловой схемы, Дж/К; $W(T_{2,N}, T_{2,\text{lim}})$ – мощность термостата по нагреву или охлаждению, Вт;

T_{20} – температура теплоносителя на входе в теплообменное оборудование в начальный момент времени, К.

Для решения системы дифференциальных уравнений первого порядка (2), которые в общем виде представляется выражением

$$\frac{dT}{dt} = f(t, T); \quad 0 \leq t \leq t_{\text{кон.}} \quad (13)$$

с заданными начальными, использовался методом Рунге-Кутты.

При численном решении данной задачи область непрерывного изменения аргумента $0 \leq t \leq t_{\text{кон.}}$ заменяется дискретным множеством $\{t_j\}_{j=1}^J$, называемым временной сеткой. В случае равномерной сетки шаг по времени постоянен: $\Delta t = t_{j+1} - t_j = \text{const}$ и $t_j = j\Delta t$, $j = 1, \dots, J$. Вместо задачи определения непрерывной функции $T(t)$ решается задача определения дискретного множества значения функции $T_j = T(t_j)$ в узлах сетки.

Схема Рунге-Кутта строится на основе аппроксимации следующего вырождения на отрезке $[t_j, t_{j+1}]$:

$$T_{j+1} - T_j = \int_{t_j}^{t_{j+1}} f(t, T(t)) dt \quad (14)$$

В схеме Рунге-Кутта второго порядка точности интеграл рассчитывается на основе значения функции f в точках t_j и t_{j+1} , а приближенное значение

$$u_{j+1} - u_j = [f(t_j, u_j) + f(t_{j+1}, u^{(1)})] \Delta t / 2, \quad (15)$$

где $u^{(1)} = u_j + \Delta t \times f(t_j, u_j)$.

Схема Рунге-Кутта позволяет определить искомое значение сеточной функции u_{j+1} на основе известного значения u_j и является явной схемой. Явная схема Рунге-Кутта устойчива для рассматриваемых систем.

На рисунках 2, 3 представлены зависимости изменения температуры от времени в нестационарном режиме термостатирования пюлого аппарата кубической формы; температуры теплоносителя на входе и выходе, температуры корпуса теплообменников, температуры газа в камере, температуры корпуса аппарата.

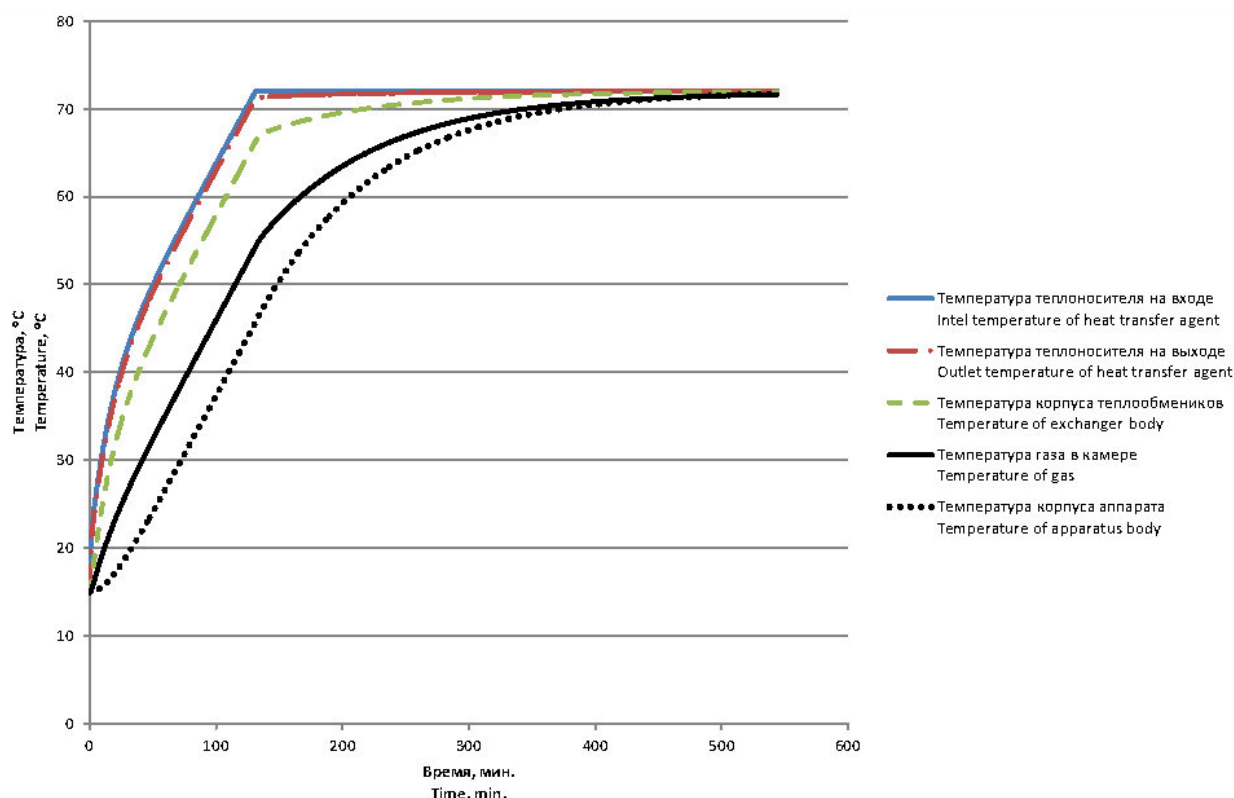


Рисунок 2. Зависимость изменения температуры от времени в нестационарном режиме термостатирования при нагреве аппарата

Figure 2. The dependence of temperature changes on time in unsteady thermostating mode when the apparatus is heated

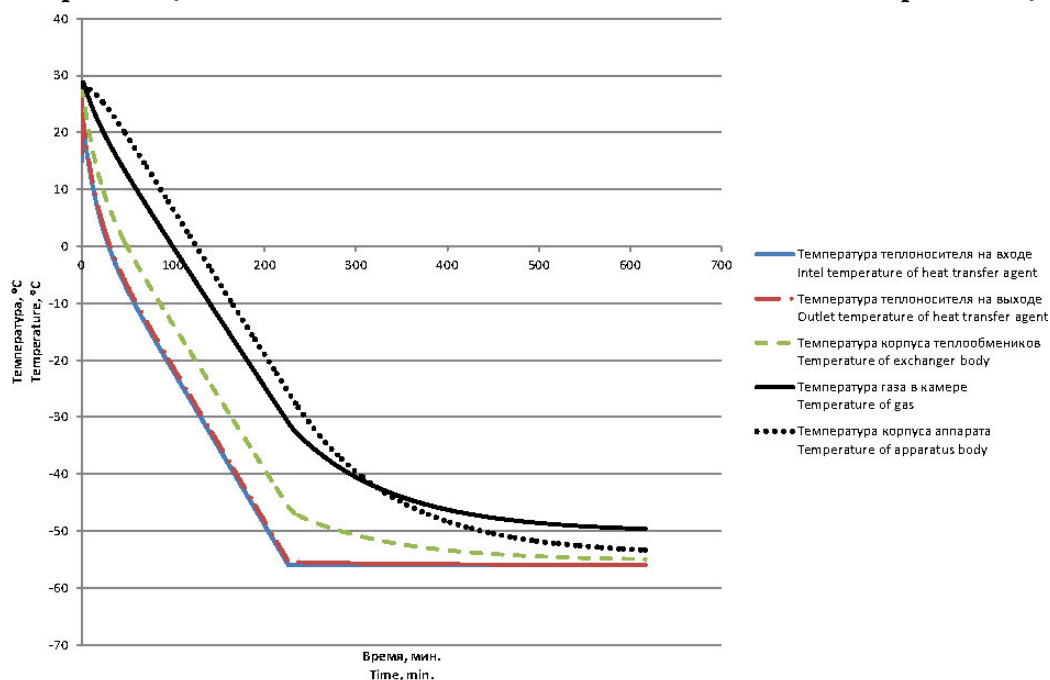


Рисунок 3. Зависимость изменения температуры от времени в нестационарном режиме термостатирования при охлаждении аппарата

Figure 3. Dependence of temperature change on time in unsteady temperature control mode when the device is cooling

Закключение

На основе метода поэтапного моделирования разработана математическая модель с сосредоточенными параметрами, позволяющая оценить средние температуры в системе тел и потоков теплоносителей, находящихся во взаимном теплообмене в технологической системе на этапе проектирования. Математическая модель, представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений, для решения которой использован явный метод Рунге-Кутты.

Получены зависимости изменения температуры от времени для двух нестационарных режимов термостатирования полого аппарата кубической формы, снабженного теплообменником, в который подается теплоноситель. В результате исследования получено, что время выхода на режим термостатирования при охлаждении до минус 70 °С – 680 мин; при нагревании до 50 °С – 550 мин. Результаты математического моделирования были использованы при разработке конструкторской документации на технологическое оборудование испытательной системы.

Литература

- 1 Dobre T.G., Marcano J.G.S. Chemical engineering: Modeling, simulation and similitude. John Wiley & Sons, 2007.
- 2 Vasil'ev E.N. Calculation and optimization of thermoelectric cooling modes of thermally loaded elements // Technical Physics. 2017. V. 62. № 1. P. 90-96.
- 3 Yang W., Chen Z. Investigation of the thermal-elastic problem in cracked semi-infinite FGM under thermal shock using hyperbolic heat conduction theory // Journal of Thermal Stresses. 2019. V. 42. № 8. P. 993-1010.
- 4 Zhumagulov M., Yerkalina M., Sadykova S. Mathematical modeling of heat transfer processes in a layer of moving coked particles // Petroleum & Coal. 2020. V. 62. № 2.
- 5 Foteinopoulos P., Papacharalampopoulos A., Stavropoulos P. On thermal modeling of Additive Manufacturing processes // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. 2018. V. 20. P. 66-83.
- 6 Debbarma M., Sudhakar K., Baredar P. Thermal modeling, exergy analysis, performance of BIPV and BIPVT: a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. V. 73. P. 1276-1288.
- 7 Maluk C., Bisby L., Krajcovic M., Torero J.L. A heat-transfer rate inducing system (H-TRIS) test method // Fire Safety Journal. 2019. V. 105. P. 307-319.
- 8 Wang Z., Wang F., Liu J., Ma Z. et al. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system // Energy Conversion and Management. 2017. V. 153. P. 603-615.
- 9 D'Alessandro V., Binci L., Montelpare S., Ricci R. On the development of OpenFOAM solvers based on explicit and implicit high-order Runge-Kutta schemes for incompressible flows with heat transfer // Computer Physics Communications. 2018. V. 222. P. 14-30.
- 10 Baghban A., Kahani M., Nazari M.A., Ahmadi M.H. et al. Sensitivity analysis and application of machine learning methods to predict the heat transfer performance of CNT/water nanofluid flows through coils // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. V. 128. P. 825-835.

References

- 1 Dobre T.G., Marcano J.G.S. Chemical engineering: Modeling, simulation and similitude. John Wiley & Sons, 2007.
- 2 Vasil'ev E.N. Calculation and optimization of thermoelectric cooling modes of thermally loaded elements. Technical Physics. 2017. vol. 62. no. 1. pp. 90-96.
- 3 Yang W., Chen Z. Investigation of the thermal-elastic problem in cracked semi-infinite FGM under thermal shock using hyperbolic heat conduction theory. Journal of Thermal Stresses. 2019. vol. 42. no. 8. pp. 993-1010.
- 4 Zhumagulov M., Yerkalina M., Sadykova S. Mathematical modeling of heat transfer processes in a layer of moving coked particles. Petroleum & Coal. 2020. vol. 62. no. 2.
- 5 Foteinopoulos P., Papacharalampopoulos A., Stavropoulos P. On thermal modeling of Additive Manufacturing processes. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. 2018. vol. 20. pp. 66-83.
- 6 Debbarma M., Sudhakar K., Baredar P. Thermal modeling, exergy analysis, performance of BIPV and BIPVT: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. vol. 73. pp. 1276-1288.
- 7 Maluk C., Bisby L., Krajcovic M., Torero J.L. A heat-transfer rate inducing system (H-TRIS) test method. Fire Safety Journal. 2019. vol. 105. pp. 307-319.
- 8 Wang Z., Wang F., Liu J., Ma Z. et al. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system. Energy Conversion and Management. 2017. vol. 153. pp. 603-615.
- 9 D'Alessandro V., Binci L., Montelpare S., Ricci R. On the development of OpenFOAM solvers based on explicit and implicit high-order Runge–Kutta schemes for incompressible flows with heat transfer. Computer Physics Communications. 2018. vol. 222. pp. 14-30.
- 10 Baghban A., Kahani M., Nazari M.A., Ahmadi M.H. et al. Sensitivity analysis and application of machine learning methods to predict the heat transfer performance of CNT/water nanofluid flows through coils. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. vol. 128. pp. 825-835.

Сведения об авторах

Денис О. Абрамов ведущий инженер, Государственный научно-исследовательский институт органической химии и технологии, ш. Энтузиастов, 23, Москва, 111024, Россия
dir@gosniokht.ru

<https://orcid.org/0000-0002-5692-6019>

Татьяна Н. Швецова-Шиловская д.т.н., профессор, начальник отделения, Государственный научно-исследовательский институт органической химии и технологии, ш. Энтузиастов, 23, Москва, 111024, Россия

<https://orcid.org/0000-0002-2434-0267>

Денис И. Назаренко к.т.н., ведущий научный сотрудник, Государственный научно-исследовательский институт органической химии и технологии, ш. Энтузиастов, 23, Москва, 111024, Россия

<https://orcid.org/0000-0002-4606-8313>

Вклад авторов

Денис О. Абрамов обзор литературных источников по исследуемой проблеме, выполнил расчёты, написал рукопись

Татьяна Н. Швецова-Шиловская консультация в ходе исследования, корректировала рукопись до подачи в редакцию и несёт ответственность за плагиат

Денис И. Назаренко консультация в ходе исследования

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Information about authors

Denis O. Abramov lead engineer, State Research Institute of Organic Chemistry and Technology, Enthusiasts, 23, Moscow, 111024, Russia, dir@gosniokht.ru

<https://orcid.org/0000-0002-5692-6019>

Tatiana N. Shvetsova-Shilovskaya Dr. Sci. (Engin.), professor, State Research Institute of Organic Chemistry and Technology, Enthusiasts, 23, Moscow, 111024, Russia,

<https://orcid.org/0000-0002-2434-0267>

Denis I. Nazarenko Cand. Sci. (Engin.), leading researcher, State Research Institute of Organic Chemistry and Technology, Enthusiasts, 23, Moscow, 111024, Russia,

<https://orcid.org/0000-0002-4606-8313>

Contribution

Denis O. Abramov review of the literature on an investigated problem, performed computations, wrote the manuscript

Tatiana N. Shvetsova-Shilovskaya consultation during the study, correct manuscript before filing in editing and is responsible for plagiarism

Denis I. Nazarenko consultation during the study

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Поступила 20/04/2020	После редакции 29/04/2020	Принята в печать 07/05/2020
Received 20/04/2020	Accepted in revised 29/04/2020	Accepted 07/05/2020