

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 11. С. 499–506
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 11, pp. 499–506

Научная статья
УДК 536.2.083
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186737>
EDN: <https://www.elibrary.ru/DRERNK>

Разработка системы обеспечения теплового режима химического реактора с использованием аксиальных тепловых труб

Н.О. Борщев^{1✉}, А.В. Кочегарова², М.И. Лосев³

^{1,2}Объединенный институт высоких температур, Москва, Российская Федерация

^{1,2}Московский энергетический институт, Москва, Российская Федерация

³НИЦ «Курчатовский институт» — ПИЯФ, Гатчина, Российская Федерация

³Московский физико-технический институт (национальный исследовательский университет), Долгопрудный, Российская Федерация

¹www.moriarty93@mail.ru✉

Аннотация. Тепловые аксиальные и контурные трубы все чаще находят применение в вопросах обеспечения теплового режима высокоэнергетического оборудования, так как данные устройства обладают очень низким термическим сопротивлением за счет работы на цикле испарение – конденсация. В данной работе представлена система обеспечения теплового режима химического реактора на основе торовой аксиальной тепловой трубы (АТТ) с двумя фитилями. В рамках данной работы предложена физико-математическая модель аксиальной натриевой тепловой трубы, предназначенной для термостатирования химического реактора, в котором протекает эндотермическая реакция. В эксперименте для сопоставления с расчетом: 400 Вт подводились к зоне испарения омическим контактным нагревом, а на противоположной стороне осуществлялась дренажная прокачка азота при 300 К. Сравнение расчетной и экспериментальной температур в местах установки датчика температуры, что расхождение расчетной и измеренной температур в точке установки датчика не превышает 0,5 %.

Ключевые слова: аксиальная тепловая труба, натрий, метод конечных элементов, высокоэнтальпийный тепловой поток, химический реактор, парожидкостная смесь

Финансирование. Работа выполнена при поддержке Минобрнауки (Госзадание № 075-00269-25-00).

Для цитирования. Борщев Н.О., Кочегарова А.В., Лосев М.И. Разработка системы обеспечения теплового режима химического реактора с использованием аксиальных тепловых труб // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 11. С. 499–506. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186737>

Original article

Development of a thermal management system for a chemical reactor utilizing axial heat pipes

N.O. Borshchev^{1✉}, A.V. Kochegarova², M.I. Losev³

^{1,2}*Joint Institute for High Temperatures, Moscow, Russian Federation*

^{1,2}*Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russian Federation*

³*National Research Center “Kurchatov Institute” – Petersburg Nuclear Physics Institute, Gatchina, Russian Federation*

³*Moscow Institute of Physics and Technology (National Research University), Dolgoprudny, Russian Federation*

¹www.moriarty93@mail.ru✉

Abstract. Axial and loop heat pipes are increasingly used for thermal management of high-energy equipment due to their extremely low thermal resistance, achieved through the evaporation-condensation cycle and high capillary-porous pressure. Axial heat pipes are employed in temperature control of nuclear chemical reactors and metallurgical furnaces, and have found extensive application in the nuclear industry and aerospace engineering.

The operating principle of a heat pipe is as follows: heat input causes part of the working fluid saturating the wick to evaporate. Due to the vapor pressure difference between the evaporator and condenser, the vapor is transported to the condenser. The condensation section is connected to a structural element whose temperature is lower than that of the evaporation section. Heat is transferred from the condensing working fluid to the condensation section. From the evaporator section of the heat pipe, heat is transferred to the outer wall of the wick, while part of it is conducted along the heat pipe wall to the condensation section. Evaporation of the working fluid occurs from the wick surface [6–9]. Subsequently, the vapor carries heat to the condensation zone. In the condensation zone, heat is transferred to the wick, and then through the wick and the wall of the heat pipe's condenser section. Finally, heat is rejected to the environment via convective cooling of the condensation zone.

This study presents a thermal management system for a chemical reactor operating on gaseous nitrogen. The reactor is temperature-controlled by a toroidal axial heat pipe equipped with two wicks. A thermal physico-mathematical finite element model of mass transfer within a sodium-based axial heat pipe, which provides thermal control for the chemical reactor, is proposed. The computational results were compared with a thermophysical experiment where 400 W was supplied to the evaporation zone via ohmic contact heating on one side of the heat pipe, while gaseous nitrogen at 300 K was pumped through for drainage cooling on the other side. Cooling of the condensation zone was achieved by supplying air through a ventilation cooling system.

The validation results of the axial heat pipe (AHP) thermal model showed a temperature difference of 8 °C between the evaporation and condensation zones for this design, with a local temperature of 389 °C in the heat input zone. The absolute error in temperature determination at the sensor location between the simulation and experiment did not exceed 0.5%.

Keywords: axial heat pipe, sodium, finite element method, high-enthalpy heat flow, chemical reactor, vapor-liquid mixture

Funding. The article was supported by the Ministry of Science and Higher Education (Russia) (№ 075-00269-25-00).

For citation. Borshchev N.O., Kochegarova A.V., Losev M.I. Development of a thermal management system for a chemical reactor utilizing axial heat pipes. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 11, pp. 499–506. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186737>

1. Введение

Точный контроль температуры (термостатирование) является критически важным параметром для большинства химических процессов, протекающих в реакторах. Неравномерное температурное поле может привести к снижению выхода целевого продукта, ухудшению его качества, возникновению побочных реакций и, в худшем случае, к разгону экзотермических реакций. Традиционные методы термостатирования (рубашки с теплоносителем, змеевики) часто сталкиваются с проблемами неравномерного теплообмена и инерционности. Тепловые аксиальные трубы представляют собой высокоэффективные устройства пассивного теплообмена. Их применение в системах термостатирования реакторов позволяет кардинально решить проблемы неравномерности температуры и повысить энергоэффективность процесса. Устройство представляет собой герметичную трубу (ось которой ориентирована вертикально или под небольшим углом), частично заполненную рабочей жидкостью (фреон, вода, органические теплоносители и т.д.). Принцип работы данной тепловой трубы включает следующие этапы:

1. К зоне испарения тепловой трубы подводится тепло, выделяемой, например при протекании эндотермической реакции. Тепло от реакции вызывает испарение рабочей жидкости внутри тепловой трубы.

2. Далее пар поднимается в верхнюю часть трубы благодаря разности давлений.

3. Верхняя часть трубы, термостатируется за счет конвективного охлаждения, например за счет обдува зоны конденсации потоком воздуха. Пар конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования.

4. Далее сконденсировавшийся теплоноситель стекает обратно в зону испарения под действием силы тяжести и капиллярно – пористого напора.

Преимущества данных устройств в вопросах термостатирования реакторов термостатирования реакторов заключается в:

1. Высокая эффективность теплопередачи: Перенос тепла осуществляется за счет скрытой теплоты парообразования/конденсации, что на порядок эффективнее теплопроводности и конвекции.

2. Изотермичность: испарительная секция термосифона поддерживает практически постоян-

ную температуру по всей своей длине, что обеспечивает равномерный прогрев или охлаждение реакционной зоны.

3. Саморегулирование: скорость теплообмена автоматически адаптируется к тепловой нагрузке: чем интенсивнее нагрев, тем активнее идет испарение и перенос тепла.

4. Пассивность: не требует дополнительных насосов или компрессоров для циркуляции теплоносителя, что повышает надежность и снижает энергопотребление.

Тепловые трубы или термосифоны могут интегрироваться непосредственно в химический реактор или его рубашку для эффективного отвода тепла и повышения изотермичности термостатируемой области, например тепловые аксиальные трубы устанавливаются вертикально внутри корпуса реактора, погружаясь в реакционную массу. Их испарительные секции забирают тепло из зоны реакции, а конденсационные секции выводятся в охлаждающую рубашку или внешний теплообменник, также АТТ может использоваться как термосифонная рубашка: вместо традиционной рубашки с жидким теплоносителем создается полость (зазор между стенками реактора и кожухом), в которой размещаются множественные термосифоны. Это превращает всю рубашку в высокоэффективный изотермический теплообменник. Также возможны случаи подвода тепла от внешнего источника: Конденсационные секции термосифонов помещаются в рубашку, через которую пропускается горячий теплоноситель (пар, термальное масло) или где расположены электрические нагреватели.

2. Постановка задачи теплообмена внутри тепловой трубы

На рисунке 1 представлена принципиальная тепловая схема расчета тепловой аксиальной трубы, которая термостатирует химический реактор.

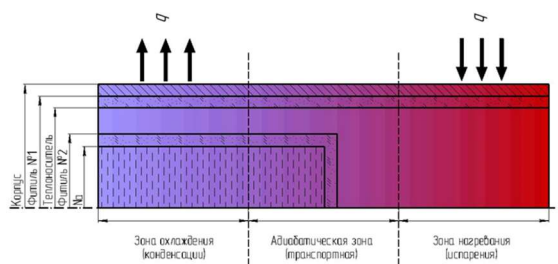


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема аксиальной тепловой трубы в симметричной двумерной постановке на натриевом теплоносителе

По длине тепловой трубы можно выделить испарительный, адиабатический и конденсаторный участки. Испарительный участок АТТ связан с элементом конструкции или оборудования, от которого отводится тепло с термостатируемого оборудования [5]. За счет подводимого теплового потока часть рабочей жидкости, заполняющей фитиль, испаряется.

Таким образом, разность давлений пара между испарителем и конденсатором приводит к перетоку пара в сторону конденсатора. Конденсаторный участок находится в тепловом контакте с более холодным элементом, через который отводится теплота от конденсирующейся рабочей жидкости. Подведенное к испарителю тепло поступает к наружной поверхности фитиля; часть теплового потока дополнительно распространяется вдоль стенки к конденсатору. С поверхности фитиля рабочая жидкость испаряется [6–8], и пар переносит энергию в конденсатор, где тепло отдается фитилю, далее проходя через фитиль и стенку сбрасывается в окружающую среду за счет конвективного охлаждения зоны конденсации.

Теплофизическая постановка задачи теплообмена внутри аксиальной тепловой трубы будет иметь следующий вид:

1. Постановка задачи для стенки корпуса АТТ со стороны окружающей среды [7–9]:

$$\begin{aligned}
 C_w \rho_w \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial \tau} &= \\
 &= \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda(T_w) \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial r} \right] + \\
 &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(T_w) \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial z} \right]; \\
 T_w(r, z, 0) &= T_0; \\
 \lambda(T_w) \frac{\partial T_w(R_{wick}, z, \tau)}{\partial r} &= \\
 &= \lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(R_{wick}, z, \tau)}{\partial r}; \\
 \lambda(T_w) \frac{\partial T_w(0, z, \tau)}{\partial r} &= \begin{cases} \frac{Q}{F}; z \leq l_{evap}; \\ q = 0; l_{evap} \leq z \leq l_{adiabat}; \\ \alpha_w(T_w - T_w(0, z, \tau)); l_{adiabat} \leq z \leq l_{evap}. \end{cases}
 \end{aligned}$$

Постановка задачи для фитиля 1:

$$\begin{aligned}
 C_{wick} \rho \frac{\partial T_{wick}(r, z, \tau)}{\partial \tau} &= \\
 &= \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(r, z, \tau)}{\partial r} \right] + \\
 &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(r, z, \tau)}{\partial z} \right]; \\
 T_{wick}(r, z, 0) &= T_0; \\
 \lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(R_{wick}, z, \tau)}{\partial r} &= \\
 &= \lambda(T_w) \frac{\partial T_w(R_w, z, \tau)}{\partial r} - \nu h_{fg}(T_{Na}) \rho_{Na}(T_{Na}); \\
 \lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(R_{Na}, z, \tau)}{\partial r} &= \\
 &= h_{conv}(T_{Na}(R_{Na}, z, \tau) - T_{wick}(R_{Na}, z, \tau)).
 \end{aligned}$$

Эффективное значение коэффициента теплопроводности фитиля вычисляется по следующей зависимости:

$$\lambda(T_{wick}) = \frac{k_{Na}(T_{wick}) [(k_{Na}(T_{wick}) + k_{solid}(T_{wick})) - (k_{Na}(T_{wick}) + k_{solid}(T_{wick}))]}{(k_{Na}(T_{wick}) + k_{solid}(T_{wick})) + (1 - \varepsilon)(k_{Na}(T_{wick}) - k_{solid}(T_{wick}))}.$$

Эффективное значение произведения плотности на удельную теплоемкость фитиля вычисляется по следующей зависимости:

$$\begin{aligned}
 (C(T_{wick}) \rho)_{wick} &= \\
 &= \varepsilon (C(T_{wick}) \rho(T_{wick}))_{Na} + (1 - \varepsilon) (C(T_{wick}) \rho)_{solid}.
 \end{aligned}$$

2. Постановка задачи для теплоносителя:

Уравнение неразрывности для натриевого теплоносителя примет вид:

$$\frac{\partial \rho_{Na}}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_{Na} u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{Na} \omega) = 0.$$

Уравнение движения теплоносителя примет вид:

$$\begin{aligned}
 \rho_{Na}(T_{Na}) \frac{\partial \vec{u}(r, z, \tau)}{\partial \tau} &= \\
 &= -\nabla p(T_{Na}) + \frac{1}{3} \mu(T_{Na}) \nabla (\nabla \vec{u}) + \mu^2(T_{Na}) \vec{u}.
 \end{aligned}$$

Уравнение сохранения энергии примет вид:

$$\rho_{Na}(T_{Na})C_{Na}^p(T_{Na})\frac{\partial T_{Na}(r,z,\tau)}{\partial \tau} = \\ = \nabla k_{Na} \nabla(T_{Na}) + \frac{\partial p(T_{Na})}{\partial \tau} + \mu(T_{Na})\Phi,$$

где

$$\Phi = 2\left[\left(\frac{\partial v}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{v}{r}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial r}\right)^2\right] + \left[\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial r}\right]^2 - \\ - \frac{2}{3}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rv) + \frac{\partial w}{\partial r}\right]^2; \\ u = w.$$

Давление натрия может быть описано формулой Ангуана:

$$\rho_{Na}(T_{Na}) = 10^{\left(5,3 - \frac{3779}{T - 43,4}\right)}.$$

Постановка задачи для фитиля 2:

$$C_{wick2}\rho\frac{\partial T_{wick2}(r,z,\tau)}{\partial \tau} = \\ = \frac{\partial}{\partial r}\left[\lambda(T_{wick2})\frac{\partial T_{wick2}(r,z,\tau)}{\partial r}\right] + \\ + \frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda(T_{wick2})\frac{\partial T_{wick2}(r,z,\tau)}{\partial z}\right]; \\ T_{wick2}(r,z,0) = T_0; \\ \lambda(T_{wick})\frac{\partial T_{wick}(R_{wick2},z,\tau)}{\partial r} = \\ = h_{conv}(T_{Na}(R_{Na},z,\tau) - T_{wick2}(R_{wick2},z,\tau)); \\ \lambda(T_{wick})\frac{\partial T_{wick}(R_{Na},z,\tau)}{\partial r} = \\ = \lambda(T_{w2})\frac{\partial T_{w2}(R_{wall2},z,\tau)}{\partial r}.$$

3. Постановка задачи для стенки корпуса АТТ со стороны химического реактора:

$$C_{w2}\rho_{w2}\frac{\partial T_{w2}(r,z,\tau)}{\partial \tau} = \\ = \frac{\partial}{\partial r}\left[\lambda(T_{w2})\frac{\partial T_{w2}(r,z,\tau)}{\partial r}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda(T_{w2})\frac{\partial T_{w2}(r,z,\tau)}{\partial z}\right]; \\ T_{w2}(r,z,0) = T_0;$$

$$\lambda(T_{w2})\frac{\partial T_{w2}(R_{wick2},z,\tau)}{\partial r} = \\ = \lambda(T_{wick2})\frac{\partial T_{wick2}(R_{wick2},z,\tau)}{\partial r};$$

$$\lambda(T_w)\frac{\partial T_w(0,z,\tau)}{\partial r} = \alpha_{N2}(T_{N2} - T_w(0,z,\tau)).$$

В рассмотренной постановке задачи введены следующие условные обозначения:

C_w, C_{wick} – удельная теплоемкость корпуса АТТ, фитиля и теплоносителя, Дж/(кгК);

ρ_w – плотность корпуса АТТ, кг/м³;

T_w – температура корпуса в точке, К;

r, z – координаты, м;

τ – время, с;

$\lambda_w, \lambda_{wick}$ – теплопроводность корпуса, фитиля, Вт/(мК);

k_{Na}, k_{solid} – коэффициенты теплопроводности жидкого натрия и материала, из которого изготовлен фитиль АТТ, Вт/(мК);

Q – подводимый тепловой поток к зоне испарения, Вт;

$l_{evap}, l_{adiabat}, l_{cond}$ – длины зон испарения, адиабатической и конденсационной зоны соответственно, м;

p – давление натрия, Па;

μ – динамическая вязкость, Па×с;

u, w – скорость в радиальном и продольном направлениях, м/с;

F – площадь подводимого теплового потока к зоне испарения, м²;

ε – пористость капиллярно-пористой структуры фитиля.

Коэффициент теплоотдачи для расчета теплового отводимого потока от зоны конденсации для вынужденной конвекции вычисляется по зависимости [10]:

$$h = \frac{k}{d} \left(0,3 + \frac{0,62 Re^{0,5} Pr^{0,33}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{0,25}\right)} \left(1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right)^{\frac{4}{5}}\right),$$

где

d – внешний диаметр корпуса АТТ, м;

k – коэффициент теплопроводности хладагента, Вт/(мК);

Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля.

Коэффициент теплоотдачи для расчета теплового удельного потока со стороны химического реактора вычисляется по зависимости [10]:

$$\alpha_{N_2} = \begin{cases} 3,66 \frac{k_{Na}}{d_{wall2}}; \\ 0,027 \frac{k_{Na}}{d_{wall2}} Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall2}} \right)^{0,14}; \end{cases}$$

где

d – внешний диаметр реактора, м;

k – коэффициент теплопроводности N_2 , Вт/(мК);

μ_{wall2} – динамическая вязкость азота около стенки, Па·с.

3. Результаты моделирования тепловой физико-математической модели аксиальной тепловой трубы на натрии

Сравнение разработанной физико-математической модели аксиальной тепловой трубы на натрии выполнена по данным тепловых испытаний химического реактора с дренажной продувкой газообразным азотом. На рисунке 2 показано распределение температуры в области установки датчика, расположенного на высоте 0,4 м со стороны дренажной прокачки. Геометрия и параметры: длина тепловой трубы (ТТ) – 500 мм; испарительная и конденсационная зоны – по 100 мм; внешний диаметр – 32 мм; толщина корпуса – 2 мм; два фитиля толщиной по 1 мм; пористость – 0,3. Тепло подводилось через внешний корпус со стороны испарителя (400 Вт). Конденсационная зона охлаждалась воздухом с расходом 0,3 л/с.

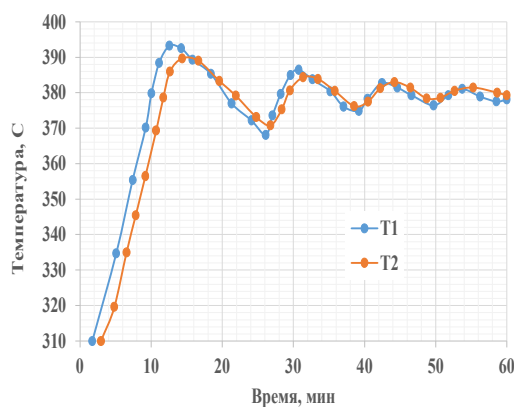


Рис. 2. Результаты экспериментальной тепловой отработки химического реактора, термостатируемого торовой аксиальной тепловой трубой с двумя фитилями: T1 – температура левой стенки реактора, T2 – температура правой стенки реактора

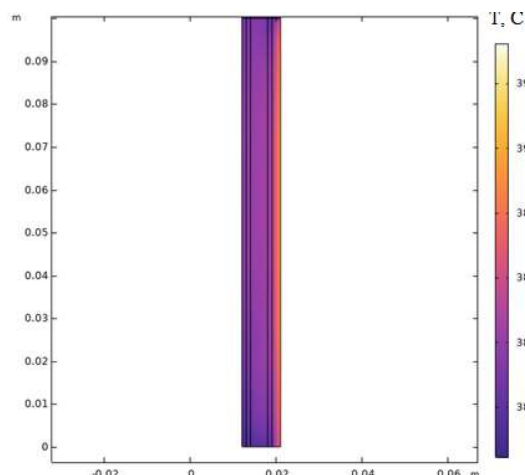


Рис. 3. Распределение температурного поля по испарительной зоне тепловой трубы в разрезе по результатам теплогидравлического моделирования АТТ в двумерной постановке

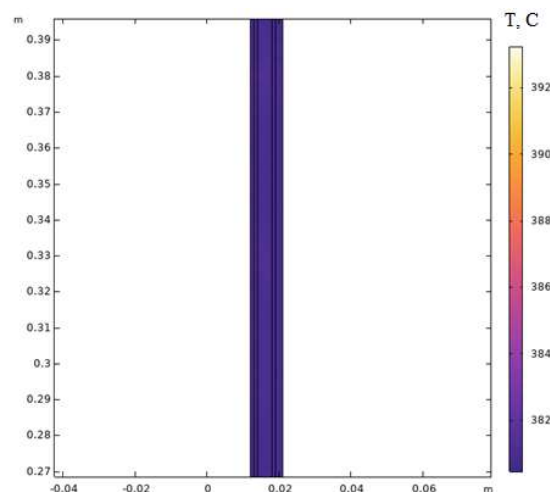


Рис. 4. Распределение температурного поля по адиабатической зоне тепловой трубы в разрезе по результатам теплогидравлического моделирования АТТ в двумерной постановке

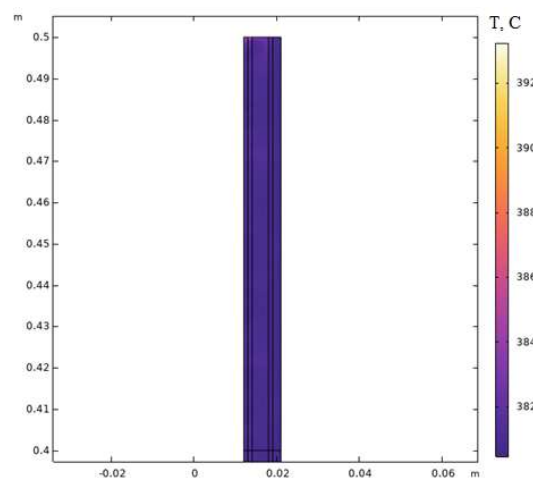


Рис. 5. Распределение температурного поля по конденсационной зоне тепловой трубы в разрезе по результатам теплогидравлического моделирования АТТ в двумерной постановке

На рисунке 6 показано распределение температурного поля по длине двух корпусов, двух фитилей и зоне, занятой теплоносителем вдоль длины.

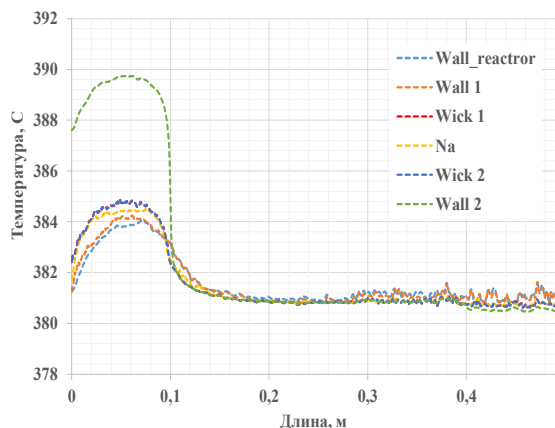


Рис. 6. Результаты моделирования теплового режима аксиальной тепловой труб, термостатирующей химический реактор: Wall_reactor – температура внутренней стенки реактора, Wall 1 – температура внешней стенки реактора, Wick 1 – температура внутренней стенки фитиля 1, Na – температура теплоносителя (Na), Wick 2 – температура внутренней стенки фитиля 2, Wall 2 – температура внешней стенки корпуса АТТ

Как видно из рисунка 6, при теплоподводе 400 Вт продольный температурный градиент вдоль внешнего корпуса составляет около 7 °C, что указывает на высокую теплопередающую способность устройства. При сравнении результатов моделирования с экспериментом в квазистационарном режиме (в зоне расположения датчика на высоте 0,4 м со стороны дренажной прокачки азота) показало локальное расхождение не более 0,5 % (≈ 2 °C).

4. Заключение

В работе представлены результаты моделирования и сравнения теплогидравлической модели аксиальной тепловой трубы на натриевом теплоносителе. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных, полученных при тепловой отработке химического реактора с дренажной продувкой газообразным азотом, показало:

1. При теплоподводе 400 Вт разность температур между зонами испарения и конденсации составила ~ 7 °C;

2. В точке установки датчика температуры на высоте 0,4 м погрешность валидации между расчетной и экспериментальной температурами реактора составило ~ 2 °C ($\leq 0,5\%$), что говорит

об адекватности расчетной двумерной модели АТТ с распределенными параметрами.

Список источников

1. Cao Y. et al. A Review of Cooling Technologies for High-Speed Rotating Electrical Machines // *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 154. pp. 420–437.
2. Reay D., Kew P., McGlen R. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. 6th ed. Butterworth-Heinemann. 2014. 510 p.
3. Jang J.H., Faghri, A., Chang W.S. Analysis of the Transient Compressible Vapor Flow in Heat Pipes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991. Vol. 34. № 8. pp. 2029–2037.
4. Song F., Ewing D., Ching C.Y. Effect of Condenser Geometry on the Performance of a Rotating Heat Pipe // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2004. Vol. 18. № 3. pp. 394–400.
5. Lin L., Faghri A. Heat Transfer in a High-Temperature Rotating Heat Pipe // *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications*. 1997. Vol. 32. № 2. pp. 175–191.
6. Nouri-Borujerdi A., Laein P. Experimental Study of a Rotating Heat Pipe Using Water and Sodium as Working Fluids // *Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 51. pp. 1665–1672.
7. Vasiliev L.L. *Heat Pipes in Modern Heat Exchangers* // *Applied Thermal Engineering*, 2005. Vol. 25. pp. 1–19.
8. Pan R., Zhang K., Wang W. et al. Heat transfer characteristics analysis of heat pipe based on comsol // *Annals of Nuclear Energy*. 2024. Vol. 204.
9. Su Z., Kuang Y., Li Z. et al. Experimental study on 100 hour-term performance of high-temperature sodium heat pipes // *Annals of Nuclear Energy*. 2024. Vol. 209.
10. Зайцева В.В., Кича М.А., Маловик Д.С. и др. Экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи рядов трубчатых электронагревателей в средствах нагрева воздушной среды // *Вестник МАНЭБ*. 2021. Т. 26. № 3. С. 54–61.
11. Борщев Н.О., Лосев М.И. Идентификация комплекса теплофизических характеристик высокоэнтальпийной терморазлагающейся теплозащиты при джоулевым контактом нагреве в условиях высокого вакуума // *Инженерно-физический журнал*. 2025. Т. 98. № 3. С. 731–741.

References

1. Cao Y et al. A Review of Cooling Technologies for High-Speed Rotating Electrical Machines. *Applied Thermal Engineering*. 2019;154:420–437.
2. Reay D, Kew P, McGlen R. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. (eds.). Butterworth-Heinemann. 2014. 510 p.
3. Jang JH, Faghri A, Chang WS. Analysis of the Transient Compressible Vapor Flow in Heat Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991;34(8):2029–2037.
4. Song F, Ewing D, Ching CY. Effect of Condenser Geometry on the Performance of a Rotating Heat Pipe.

- Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2004; 18(3):394–400.
5. Lin L, Faghri A. Heat Transfer in a High-Temperature Rotating Heat Pipe. *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications*. 1997;32(2):175–191.
6. Nouri-Borujerdi A., Laein P. Experimental Study of a Rotating Heat Pipe Using Water and Sodium as Working Fluids. *Heat and Mass Transfer*. 2015;51:1665–1672.
7. Vasiliev LL. Heat Pipes in Modern Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2005;25:1–19.
8. Pan R, Zhang K, Wang W et al. Heat transfer characteristics analysis of heat pipe based on comsol. *Annals of Nuclear Energy*. 2024;204.
9. Su Z, Kuang Y, Li Z et al. Experimental study on 100 hour-term performance of high-temperature sodium heat pipes. *Annals of Nuclear Energy*. 2024;209.
10. Zaitseva VV, Kicha MA, Malovik DS et al. *Experimental data on the heat transfer coefficients of rows of tubular electric heaters in air heating devices*. Vestnik MANEB. 2021;26(3):54–61.
11. Borshchev NO, Losev MI. Identification of the complex thermophysical characteristics of high-enthalpy thermally decomposable thermal protection during Joule contact heating in a high vacuum environment. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*. 2025;98(3):731–741.