

Авиационная и ракетно-космическая техника

УДК 536.2.083

Теоретическо-экспериментальные исследования тепловой проводимости и пределов функционирования аксиальной тепловой трубы на натрии относительно ориентации вектора силы тяжести*

Н.О. Борщев, А.В. Кочегарова

Объединенный институт высоких температур РАН

Theoretical and experimental study of thermal conductivity and operational limits of a sodium axial heat pipe relative to the gravity vector orientation

N.O. Borshchev, A.V. Kochegarova

Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences

Определено влияние ориентации вектора силы тяжести на работоспособность аксиальной тепловой трубы на натрии. Показана зависимость лимитирующих факторов ее функционирования (пределов) — звукового, вязкостного, кипения и капиллярного — от ориентации аксиальной тепловой трубы. Проведено комплексное численное моделирование на основе детализированной двумерной теплогидравлической модели, учитывающей пространственное распределение параметров (температур, давлений и скоростей течения рабочего тела) по длине аксиальной тепловой трубы, что позволило получить распределение предельно допустимой подводимой к испарительной зоне мощности. Установлено, что лимитирующим является звуковой предел, составляющий 450 Вт при длине трубы 350 мм, толщине фитиля 0,5 мм, диаметре парового канала 7 мм и диаметре корпуса 10 мм. Исследование зависимости от угла наклона показало умеренный рост термического сопротивления и снижение осредненной температуры в контуре аксиальной тепловой трубы. По результатам исследования локализовано слабое звено конструкции — паровой канал, производительность которого ограничена звуковым пределом. Полученные результаты определяют целесообразность оптимизации геометрических параметров парового тракта для повышения общей мощности аксиальной тепловой трубы.

EDN: DRHATK, <https://elibrary/drhatk>

* Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Государственное задание № 075-00269-25-00).

Ключевые слова: аксиальная тепловая труба, предел кипения, звуковой предел, вязкостный предел, капиллярный предел

This paper presents an assessment of the influence of gravitational force vector orientation on the performance of a sodium axial heat pipe. The effect of axial heat pipe orientation on its limiting operational factors, such as the sonic limit, viscous limit, boiling limit, and capillary limit, is demonstrated. Comprehensive numerical simulation was carried out based on a detailed two-dimensional thermal-hydraulic model, which takes into account the spatial distribution of parameters along the pipe length, such as temperature, pressure, and velocity fields. This approach also enables the determination of the distribution of the maximum allowable heat input to the evaporator zone of the axial heat pipe. It was established that the limiting factor is the sonic limit, which amounts to 450 W for an axial heat pipe with a length of 350 mm, wick thickness of 0.5 mm, vapor channel diameter of 7 mm, and casing diameter of 10 mm. Investigation of the dependence on the inclination angle showed a moderate increase in thermal resistance and a decrease in the average temperature within the axial heat pipe circuit. Thus, this work has localized a "weak link" in the design—the vapor channel, whose performance is constrained by the sonic limit. The obtained results determine the feasibility of optimizing the geometry of the vapor path to increase the overall power of the axial heat pipe.

EDN: DRHATK, <https://elibrary/drhatk>

Keywords: axial heat pipe, boiling limit, sonic limit, viscous limit, capillary limit

В аэрокосмической отрасли, ядерной энергетике и электронике все чаще применяются двухфазные системы теплового режима [1]. К ним относятся и тепловые трубы, обладающие высокой эффективной теплопроводностью (за счет циклического фазового перехода испарение — конденсация) и высокой капиллярной прокачкой теплоносителя. Для работы в высокотемпературном диапазоне (500...1100 °C) оптимальным выбором являются тепловые трубы со щелочными металлами, в частности с натрием, который сочетает высокую теплоту парообразования и приемлемое давление насыщенного пара.

Однако проектирование таких устройств сопряжено с необходимостью учета взаимосвязанных физических ограничений — эксплуатационных пределов. К ним относятся капиллярный предел, определяемый способностью фитильной структуры обеспечить возврат конденсата, звуковой и вязкостный пределы, связанные с газодинамикой потока пара, а также предел кипения, возникающий при зарождении паровой фазы в порах фитиля [2–6].

Традиционные методы расчета часто оперируют усредненными значениями этих пределов для всей тепловой трубы, что может привести к существенным погрешностям и не позволит выявить локальные зоны потенциального отказа. В частности, значения этих пределов и теплопередающая способность аксиальной тепловой трубы (АТТ) существенно зависят от гид-

ростатического напора, а он — от угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести. В России наибольшую известность по исследованиям теплопередающей способности тепловых труб приобрел Ю.Ф. Майданик [7–11].

Цель работы — создание усовершенствованной модели натриевой АТТ, позволяющей выполнить пространственный анализ эксплуатационных пределов и точно идентифицировать лимитирующий механизм отказа, а также оценить термическое сопротивление АТТ в зависимости от ее ориентации в пространстве.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель, учитывающую распределенные гидродинамические сопротивления потока пара и рабочей жидкости (РЖ), гравитационные эффекты и локальные тепловые потоки;
- провести расчет эксплуатационных пределов (звукового, вязкостного, капиллярного и кипения) как функций координаты вдоль оси АТТ;
- выполнить параметрический анализ модели для заданных геометрических характеристик АТТ и определить итоговую максимальную тепловую мощность и место возникновения отказа;
- сформулировать рекомендации по оптимизации конструкции АТТ на основе полученных данных.

Научная новизна работы заключается в оценке теплопередающей способности разработанной модели АТТ на натриевом теплоносителе относительно вектора силы тяжести, а также в применении подхода пространственной локализации пределов, который позволяет перейти от оценки общей производительности к точному определению критического сечения и механизма разрушения рабочего цикла АТТ.

Постановка задачи теплообмена внутри АТТ.

Схема расчета теплообмена АТТ на натриевом теплоносителе в симметричной двумерной постановке приведена на рис. 1, где q — тепловой поток.

По длине АТТ можно выделить три зоны — испарительную (ИЗ), транспортную (адиабатную — АЗ) и конденсационную (КЗ). Первая из них связана с элементом конструкции, от которого отводится теплота с термостатирующего оборудования [12]. Благодаря подводимому тепловому потоку часть РЖ, заполняющей фитиль, испаряется.

Таким образом, разность давлений пара между ИЗ и КЗ приводит к перетoku пара в сторону КЗ. Последняя находится в тепловом контакте с более холодным элементом, через который отводится теплота от конденсирующейся в процессе конденсации РЖ. Подведенная к ИЗ теплота поступает к наружной поверхности фитиля, а часть теплового потока дополнительно распространяется вдоль стенки к конденсатору. С поверхности фитиля РЖ испаряется [1], и пар переносит энергию в конденсатор, где теплота отдается фитилю, далее, проходя через фитиль и стенку, сбрасывается во внешнюю среду вследствие конвективного охлаждения КЗ.

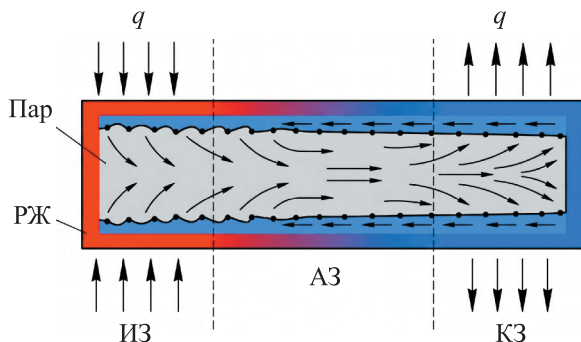


Рис. 1. Схема расчета теплообмена внутри АТТ на натриевом теплоносителе в симметричной двумерной постановке

Процесс теплообмена внутри АТТ описывается следующими выражениями [12]:

- для стенки корпуса АТТ со стороны внешней среды

$$C_w \rho_w \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda(T_w) \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(T_w) \frac{\partial T_w(r, z, \tau)}{\partial z} \right]; T_w(r, z, 0) = T_0;$$

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

$$\lambda(T_w) \frac{\partial T_w(0, z, \tau)}{\partial r} = \begin{cases} Q/F & \text{при } z \leq l_{ev}; \\ 0 & \text{при } l_{ev} \leq z \leq l_{ad}; \\ \alpha_w [T_w - T_w(0, z, \tau)] & \text{при } l_{ad} \leq z \leq l_{ev}; \end{cases}$$

- для фитиля

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

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

$$= \lambda(T_w) \frac{\partial T_w(R_w, z, \tau)}{\partial r} - \nu h_{fg}(T_{Na}) \rho_{Na}(T_{Na});$$

$$\lambda(T_{wick}) \frac{\partial T_{wick}(R_{Na}, z, \tau)}{\partial r} =$$

$$= h_{conv} [T_{Na}(R_{Na}, z, \tau) - T_{wick}(R_{Na}, z, \tau)];$$

- для натриевого теплоносителя:

- уравнение неразрывности

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

- уравнение движения

$$\rho_{Na}(T_{Na}) \frac{\partial \mathbf{u}(r, z, \tau)}{\partial \tau} =$$

$$= -\nabla p(T_{Na}) + \frac{1}{3} \mu(T_{Na}) \nabla(\nabla \mathbf{u}) + \mu^2(T_{Na}) \mathbf{u};$$

- уравнение сохранения энергии

$$\rho_{Na}(T_{Na}) C_{Na}(T_{Na}) \frac{\partial T_{Na}(r, z, \tau)}{\partial \tau} =$$

$$= \nabla k_{Na} \nabla(T_{Na}) + \frac{\partial p(T_{Na})}{\partial \tau} + \mu(T_{Na}) \Phi;$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial r} \right]^2 -$$

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

$$u = w,$$

где C_w , C_{wick} и C_{Na} — удельная теплоемкость корпуса АТТ, фитиля и натриевого теплоносителя соответственно, Дж/(кг·К); ρ_w , ρ_{Na} и ρ_{wick} — плотность корпуса АТТ, натриевого теплоносителя и фитиля, кг/м³; T_w , T_{wick} и T_{Na} — температура корпуса АТТ, фитиля и натриевого теплоносителя соответственно, К; r , z — координаты, м; τ — время, с; $\lambda(T_w)$ и $\lambda(T_{wick})$ — теплопроводность корпуса АТТ и фитиля, Вт/(м·К); R_w , R_{wick} и R_{Na} — характерные размеры радиусов корпуса, фитиля и парового канала, м; Q и F — подводимый к ИЗ тепловой поток и его площадь, Вт и м²; l_{ev} , l_{ad} и l_{cond} — длина ИЗ, АЗ и КЗ соответственно, м; α_w — коэффициент теплоотдачи от корпуса во внешнюю среду, Вт/(м²·К); v — скорость испарения, м/с; h_{fg} — скрытая теплота испарения, Дж/кг; h_{conv} — коэффициент теплоотдачи от фитиля к натрию в паровом канале, Вт/(м²·К); u и w — скорость течения парового потока в радиальном и продольном направлении, м/с; μ — динамическая вязкость, Па·с; p — давление натрия,

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

(T — температура насыщения натрия, К), Па; k_{Na} — коэффициент теплопроводности жидкого натрия, Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи для вынужденной конвекции определяется как [14]

$$h = \frac{k}{d} \left(0,3 + \frac{0,62 Re^{0,5} Pr^{0,33}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \right),$$

где k — коэффициент теплопроводности хладагента, Вт/(м·К); d — внешний диаметр корпуса АТТ, м; Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Гидравлические потери в зоне, занятой натриевым теплоносителем, описываются следующим образом [12,13]:

$$\Delta p_{ev} = \begin{cases} 4 \frac{\mu(T_{ev}) w_{\max} l_{ev}}{R_{\pi}^2} \left(1 + 0,61 Re_r + \frac{0,61 Re_r}{3,6 + Re_r} \right) \frac{z^2}{l_{ev}^2} & \text{при } Re < 2300; \\ \frac{8}{\pi^2} \left[\frac{Q^2}{d_{\pi}^4 r^2 \rho_{ev}(T_{ev})} \right] \left(\frac{\pi^2}{4} + f_{\text{тр}} \frac{l_{ev}}{d_{\pi}} \right) & \text{при } Re \geq 2300. \end{cases}$$

Здесь T_{ev} — средняя температура в ИЗ, К; $w_{\max}$ — максимальная скорость парового потока в АЗ,

$$w_{\max} = \frac{Q}{\pi \rho_{ev}(T) r R_{\pi}^2};$$

R_{π} и d_{π} — радиус и диаметр парового канала, м; ρ_{ev} — плотность паров натрия, кг/м³; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения,

$$f_{\text{тр}} = 2 \frac{\pi^2}{Re} + \frac{0,03}{Re^{0,2}};$$

Re_r — радиальное число Рейнольдса,

$$Re_r = \frac{Q}{2\pi \mu_{ev}(T) r l_{ev}};$$

где μ_{ev} — динамическая вязкость паров натрия, Па·с;

Гидравлические потери в КЗ [12]

$$\Delta p_{cond} = 8 \frac{\mu(T_{ev}) w_{\max} l_{cond}}{R_{\pi}^2} \times \left[1 - Re_r^{cond} \left(\frac{7}{9} - \frac{8a}{27} + \frac{23a^2}{405} \right) \left(1 - \frac{z}{l_{cond}} \right)^2 \right],$$

где Re_r^{cond} — радиальное число Рейнольдса в зоне конденсации; a — коэффициент аппроксимации.

Гидравлические потери в АЗ [12,13]

$$\Delta p_{ad} = \begin{cases} 8 \frac{\mu(T_{ev}) w_{\max} z}{R_{\pi}^2} \left(1 + \frac{0,106 Re_r}{18 + 5 Re_r} \frac{1 - e^{-\frac{30z}{Re R_{\pi}}}}{\frac{z}{Re R_{\pi}}} \right) & \text{при } Re < 2300; \\ 0,0107 [\mu_{ev}^{0,25}(T_{ad}) l_{ad} R_{\pi}^{19/4}] \left(\frac{Q}{r} \right)^{7/4} & \text{при } Re \geq 2300, \end{cases}$$

где

$$Re = \frac{2Q}{\pi \mu(T_{ad}) r} = \frac{4 Re_r l_{ad}}{R_{\pi}}.$$

Анализ теплового состояния АТТ на основании экспериментальной тепловой отработки и результатов численного моделирования. Для валидации разработанной физико-математической модели АТТ на натриевом теплоносителе использованы экспериментальные данные [15], полученные при длине АТТ $L = 350$ мм и подведенной к ИЗ теплоте $Q = 315$ Вт. Пористость фитиля принята равной 0,5, эффектив-

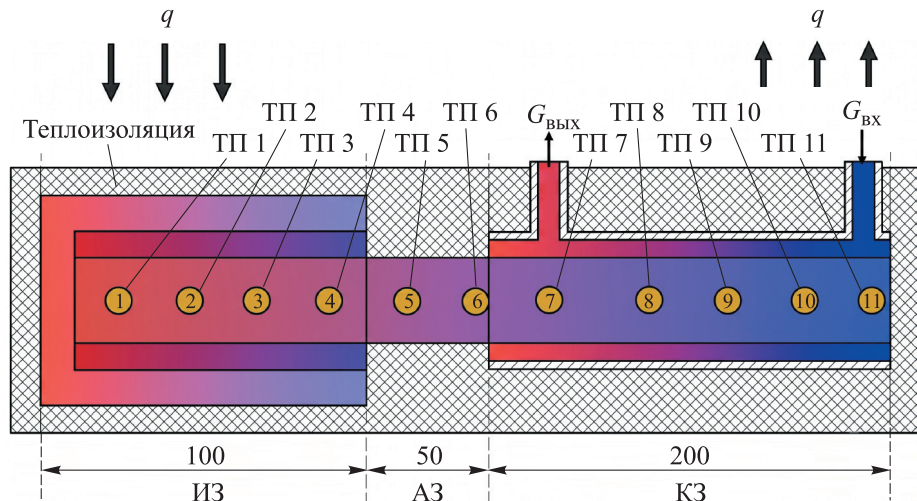


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для исследования теплового сопротивления АТТ

ный радиус поры для спеченных фитилей — 50 мкм, материал из которого изготовлена АТТ — сталь 12Х18Н10Т.

Схема экспериментальной установки для исследования теплового сопротивления АТТ приведена на рис. 2, где ТП₁–ТП₁₁ — термопары; $G_{вх}$ и $G_{вых}$ — расход воды на входе и выходе из рубашки охлаждения.

Система состоит из вакуумной печи с постоянной температурой номинальной мощностью 4,2 кВт, которая оснащена системой контроля температуры для поддержания постоянной температуры печи. Данные о температуре собираются с помощью высокотемпературной термопары типа К в металлической оболочке и многоканального прибора для сбора данных о температуре [15]. Термопары стратегически размещены в трех зонах АТТ. Для обеспечения стабильной охлаждающей среды в КЗ и достижения точного измерения мощности охлаждения экспериментальная установка оснащена воздухоохлаждаемым кожухом, воздушным компрессором, змеевиковым теплообменником и датчиками данных, формируя комплексную систему охлаждения.

Чтобы минимизировать зазор и термическое сопротивление между поверхностью КЗ и воздухоохлаждаемым кожухом, температура в соответствующих точках измерения в КЗ измерялась одновременно.

Распределения температуры по длине корпуса АТТ, полученные путем эксперимента [15] и расчета, при угле наклона АТТ относительно вектора силы тяжести приведены на рис. 3. Там же показаны теоретические распределения температуры вдоль фитиля и зоны, занятой

теплоносителем, в зависимости от угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести для оценки предельно допустимой теплопередающей способности АТТ и ее теплового сопротивления.

Как видно из рис. 3, с повышением угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести происходит сравнительно небольшой рост термического сопротивления АТТ. Это связано с тем, что вдоль парового канала температура выше температуры насыщения, а сконденсировавшийся теплоноситель находится преимущественно в фитиле. Также из-за снижения капиллярного предела фитиля увеличивается длина КЗ и, как следствие, снижается температура теплоносителя в контуре АТТ за счет уменьшения доли паросодержания в системе.

Анализ пределов функционирования АТТ на натрии по результатам экспериментальной тепловой отработки и численного моделирования.

Звуковой предел характеризуется максимальной тепловой подводимой мощностью, при которой скорость потока пара в минимальном сечении парового канала (обычно в выходном сечении ИЗ) достигает местной скорости звука для данной паровой среды, что приводит к возникновению явления гидродинамического запирания. Звуковой предел определяется выражением [1, 6]

$$Q_{son} = F_{ev} \rho_{ev}(T) r_{ev} \left[\frac{\gamma_{ev} R_{Na} T}{2M(\gamma_{ev} + 1)} \right]^{0.5},$$

где F_{ev} — площадь сечения парового канала, м²; r_{ev} — удельная скрытая теплота испарения;

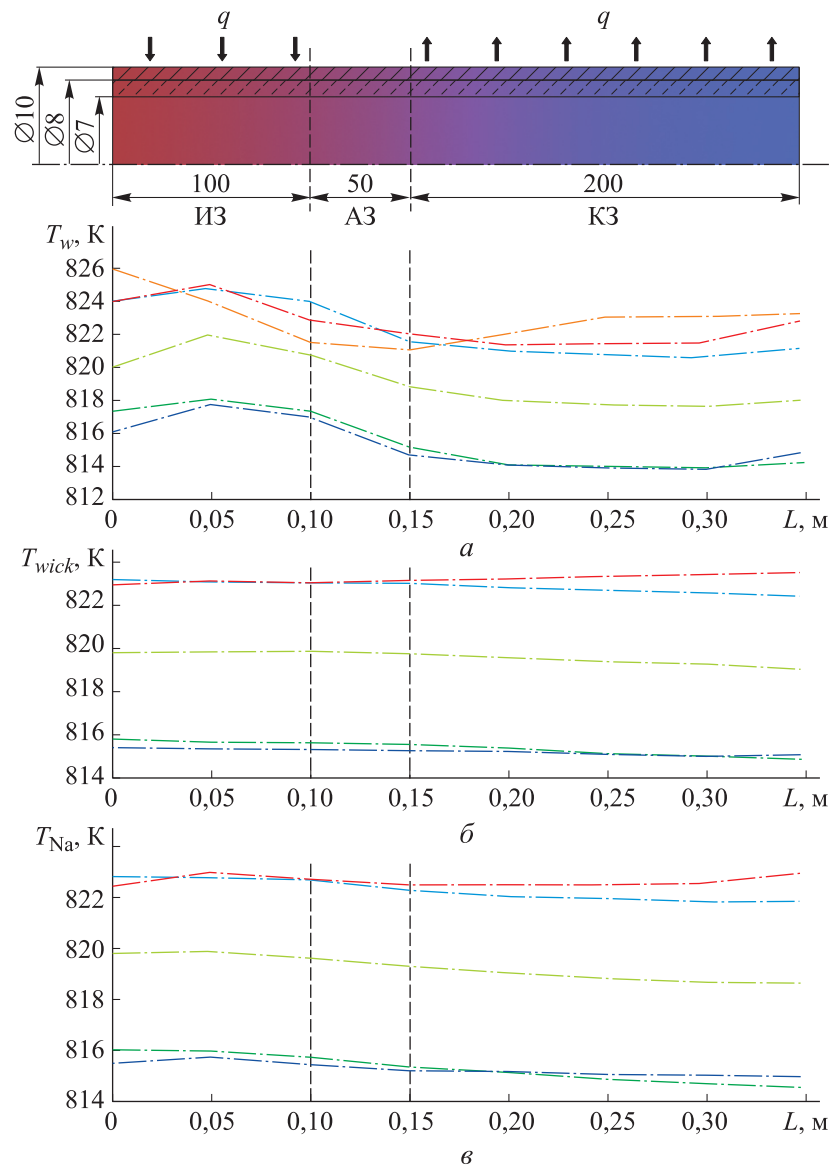


Рис. 3. Распределения температур вдоль стенки корпуса АТТ T_w (а), фитиля T_{wick} (б) и зоны, занятой теплоносителем, T_{Na} (в), полученные путем эксперимента (—) и расчета, при угле наклона АТТ относительно вектора силы тяжести $\varphi = 0$ (---), 45 (— · —), 90 (—), 135 (— · · —) и 180° (— · — · —)

γ_{ev} — показатель адиабаты пара, Дж/(кг·К);
 R_{Na} — газовая постоянная натрия; M — молярная масса натрия, моль.

Вязкостный предел — предельное значение теплового потока, при котором вязкость пара становится настолько высокой, что препятствует его движению внутри парового канала. Аналитическое выражение для расчета вязкостного предела имеет вид [1, 6]

$$Q_{vis} = \frac{\pi r_v^4 r_{ev} \rho_{ev}(T) \Delta p(T, z)}{12 \mu_{ev}(T) L_{eff}},$$

где $\Delta p(T, z)$ — гидравлические потери вдоль парового канала АТТ, Па; L_{eff} — эффективная длина АТТ, м,

$$L_{eff} = 0,5(l_{ev} + l_{cond}) + l_{ad}.$$

Предел кипения — тепловой поток, при котором образуются неконденсируемые паровые пузыри, блокирующие капиллярный возврат РЖ, определяется выражением [6]

$$Q_{boil} = \frac{2\pi z k_{wick}(T) T \sigma(T)}{r_{ev} \rho_{ev}(T) \ln(r_2/r_1)} \left[\frac{1}{r_b(T)} - \frac{1}{r_c} \right].$$

Здесь k_{wick} — теплопроводность смоченного фитиля; $\sigma(T)$ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; r_2 и r_1 — внешний и внутренний радиусы фитиля, м; r_c — радиус пор капиллярной структуры фитиля, для спеченных пористых фитилей, обычно принимаемый равным

30...50 мкм; r_b — критический радиус зародышеобразования, при котором происходит образование предельно допустимого размера капель пара в фитиле АТТ, что может привести к пересыханию капиллярно-пористой структуры,

$$r_b = \frac{2\sigma(T)T_{nas}(p)}{r_{ev}\rho_{ev}(T)[T - T_{nas}(p)]},$$

где $T_{nas}(p)$ — температура насыщения пара в функции давления, К.

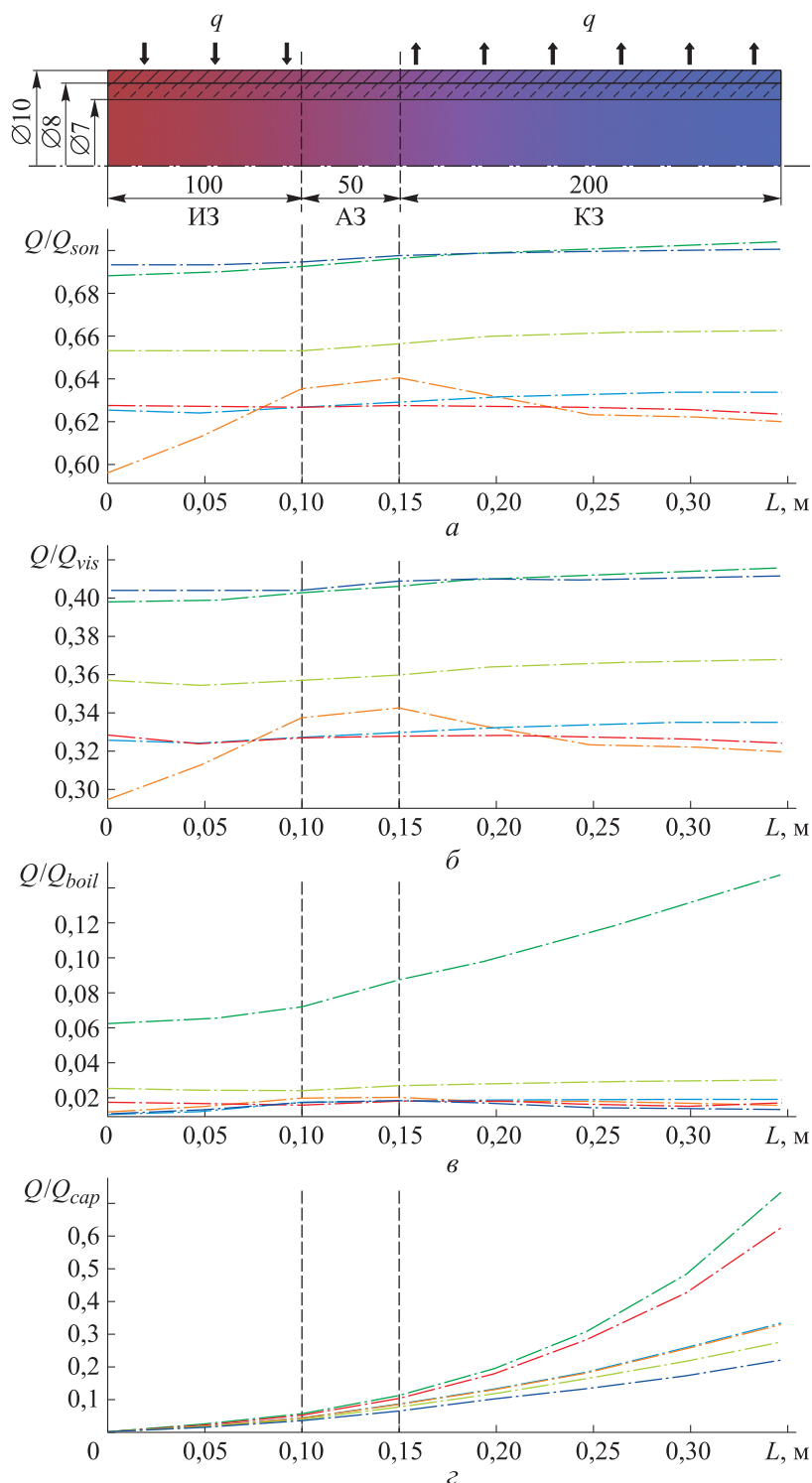


Рис. 4. Распределения пределов функционирования АТТ Q/Q_{son} (а), Q/Q_{vis} (б), Q/Q_{boil} (в), Q/Q_{cap} (г) по длине АТТ L , полученные путем эксперимента (---) и расчета, при угле наклона АТТ относительно вектора силы тяжести $\varphi = 0$ (---), 45 (---), 90 (---), 135 (---) и 180° (---)

Капиллярный предел показывает, насколько хватит капиллярных сил фитиля для преодоления сопротивления потоку РЖ и пара в зоне, занятой теплоносителем, и фитиле, а также гравитационного давления в зависимости от ориентации АТТ:

$$Q_{cap} = \frac{\pi A l_{wick} r_{ev}}{\mu_l(T) L_{eff}} \left[\frac{2\sigma(T)}{r_{ef}} + \rho_l g l_{wick} \sin \varphi - \Delta p_v \right],$$

где μ_l — динамическая вязкость жидкого натрия, Па·с; Δp_{grav} — перепад давления под действием гравитационного поля; Па; l_{wick} — длина фитиля, м; A — площадь поперечного сечения, м²; g — ускорение свободного падения, м/с²; Δp_v — перепад давления в паровом канале, Па.

Распределения безразмерных пределов функционирования АТТ (отношений подведенной к ИЗ теплоте $Q = 315$ Вт к пределам) — звукового Q/Q_{son} , вязкостного Q/Q_{vis} , кипения Q/Q_{boil} , капиллярного Q/Q_{cap} — по длине АТТ, полученные путем эксперимента [15] и расчета, при различных значениях угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести φ показаны на рис. 4. Видно, что лимитирующим является звуковой предел при угле $\varphi = 180^\circ$, что соответствует предельной подводимой мощности 450 Вт, при которой АТТ остается работоспособной.

Зависимости полного термического сопротивления АТТ и температур теплоносителя в ИЗ и КЗ от угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести приведены на рис. 5.

Как видно из рисунка, с увеличением угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести φ тепловое сопротивление АТТ R_{ATT}

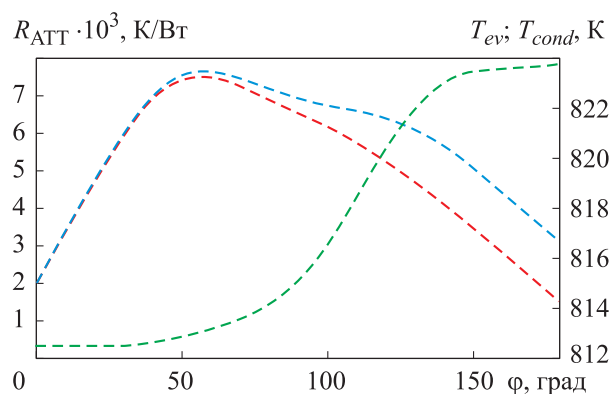


Рис. 5. Зависимости полного термического сопротивления АТТ R_{ATT} (—), температур теплоносителя в ИЗ T_{ev} (—) и КЗ T_{cond} (—) от угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести φ

растет, а температура в системе падает, что связано с уменьшением доли паросодержания вследствие снижения капиллярного предела фитиля АТТ.

Выводы

1. Проведено комплексное численное исследование высокотемпературной натриевой АТТ с целью оценки ее эксплуатационных характеристик в зависимости от ее ориентации относительно вектора силы тяжести.

2. Разработана детализированная двумерная теплогидравлическая физико-математическая модель АТТ. Модель прошла валидацию путем сопоставления полученных с ее помощью результатов расчета с данными работы [15] по исследованию термического сопротивления горизонтальной АТТ длиной 350 мм при подводе теплоты 315 Вт к ИЗ длиной 100 мм.

3. На основе валидированной модели выполнен анализ эксплуатационных пределов функционирования АТТ. Расчетным путем установлено, что для исследуемой конфигурации лимитирующим является звуковой предел, определяющий максимальную тепловую мощность АТТ на уровне 450 Вт. Полученный результат указывает на то, что слабым звеном конструкции являются геометрические параметры парового канала, не позволяющие реализовать более высокую производительность фитильной системы.

4. Исследовано влияние ориентации АТТ на ее термическое сопротивление и температурный профиль. Показано, что с ростом угла наклона АТТ относительно вектора силы тяжести происходит сравнительно небольшое увеличение термического сопротивления, сопровождаемое снижением осредненной температуры в контуре. Эта зависимость имеет нелинейный характер, что корректно описано моделью и обусловлено изменением вклада гравитационной составляющей в баланс давлений.

5. Основным практическим результатом работы является локализация слабого звена конструкции — ограничения, связанного с пропускной способностью парового канала. Это задает четкое и обоснованное направление для дальнейшей оптимизации конструкции АТТ в обеспечении увеличения ее теплопередающей способности и повышения изотермичности.

Литература

- [1] Ферсхтер А.Л., Соловьев С.Л. Высокотемпературные тепловые трубы с щелочными металлами. *Промышленная теплотехника*, 1990, т. 12, № 4, с. 45–52.
- [2] Lee S., Kang S., Kim Y. et al. Thermal design framework of heat pipe heat exchanger for efficient waste heat recovery. *Energy*, 2025, vol. 318, art. 134731, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.134731>
- [3] Faghri A. Advances and challenges in micro/miniature heat pipes. *Annu. Rev. Heat Transfer*, 2003, vol. 12, pp. 1–25, doi: <https://doi.org/10.1615/AnnualRevHeatTransfer.v12.30>
- [4] Yun M., Hsu W.T., Shim D.I. et al. Design and fabrication of heat pipes using additive manufacturing for thermal management. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 236, art. 121561, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121561>
- [5] Reay D., Kew P., McGlen R. *Heat pipes*. Butterworth-Heinemann, 2013. 288 p.
- [6] Zhang Z., Chai X., Wang C. et al. Numerical investigation on startup characteristics of high temperature heat pipe for nuclear reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 2021, vol. 378, art. 111180, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111180>
- [7] Vershinin S.V., Maydanik Y.F. Hysteresis phenomena in loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 5–6, pp. 962–968, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.08.016>
- [8] Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Low-noise cooling system for pc on the base of loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 5–6, pp. 894–901, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09.003>
- [9] Maydanik Yu.F. Loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2005, vol. 25, no. 5–6, pp. 635–657, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.07.010>
- [10] Maydanik Y.F., Vershinin S.V. Development and tests of ammonia miniature loop heat pipes with cylindrical evaporators. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 11–12, pp. 2297–2301, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.11.016>
- [11] Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Active coolers based on copper-water LHPs for desktop PC. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 14–15, pp. 3140–3143, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.016>
- [12] Jang J.H., Faghri A., Chang W.S. Analysis of the one-dimensional transient compressible vapor flow in heat pipes. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1991, vol. 34, no. 8, pp. 2029–2037, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90214-Y](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90214-Y)
- [13] Борщев Н.О., Антонов В.А. Теплогидравлическая модель двухфазно-го контура с компенсационной полостью. *Тепловые процессы в технике*, 2022, т. 14, № 4, с. 167–177, doi: <https://doi.org/10.34759/tpt-2022-14-4-167-177>
- [14] Wang C., Wu Q., Fang Z. et al. Developments and prospects in temperature control technique of loop heat pipe for spacecraft. *Front. Heat Mass Transf.*, 2025, vol. 23, no. 4, pp. 1261–1280, doi: <https://doi.org/10.32604/fhmt.2025.066473>
- [15] Pan R., Zhang K., Wang W. et al. Heat transfer characteristics analysis of heat pipe based on COMSOL. *Ann. Nucl. Energy*, 2024, vol. 204, art. 110549, doi: <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2024.110549>

References

- [1] Ferskhter A.L., Solovyev S.L. High-temperature heat pipes with alkali metals. *Promyshlennaya teplotekhnika*, 1990, vol. 12, no. 4, pp. 45–52. (In Russ).
- [2] Lee S., Kang S., Kim Y. et al. Thermal design framework of heat pipe heat exchanger for efficient waste heat recovery. *Energy*, 2025, vol. 318, art. 134731, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.134731>
- [3] Faghri A. Advances and challenges in micro/miniature heat pipes. *Annu. Rev. Heat Transfer*, 2003, vol. 12, pp. 1–25, doi: <https://doi.org/10.1615/AnnualRevHeatTransfer.v12.30>
- [4] Yun M., Hsu W.T., Shim D.I. et al. Design and fabrication of heat pipes using additive manufacturing for thermal management. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 236, art. 121561, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121561>
- [5] Reay D., Kew P., McGlen R. *Heat pipes*. Butterworth-Heinemann, 2013. 288 p.

- [6] Zhang Z., Chai X., Wang C. et al. Numerical investigation on startup characteristics of high temperature heat pipe for nuclear reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 2021, vol. 378, art. 111180, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111180>
- [7] Vershinin S.V., Maydanik Y.F. Hysteresis phenomena in loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 5–6, pp. 962–968, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.08.016>
- [8] Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Low-noise cooling system for pc on the base of loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 5–6, pp. 894–901, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09.003>
- [9] Maydanik Yu.F. Loop heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, 2005, vol. 25, no. 5–6, pp. 635–657, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.07.010>
- [10] Maydanik Y.F., Vershinin S.V. Development and tests of ammonia miniature loop heat pipes with cylindrical evaporators. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 11–12, pp. 2297–2301, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.11.016>
- [11] Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Active coolers based on copper-water LHPs for desktop PC. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 14–15, pp. 3140–3143, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.016>
- [12] Jang J.H., Faghri A., Chang W.S. Analysis of the one-dimensional transient compressible vapor flow in heat pipes. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1991, vol. 34, no. 8, pp. 2029–2037, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90214-Y](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90214-Y)
- [13] Borshchev N.O., Antonov V.A. Thermal-hydraulic model of a two-phase circuit with a compensation cavity. *Teplovye protsessy v tekhnike* [Thermal Processes in Engineering], 2022, vol. 14, no. 4, pp. 167–177, doi: <https://doi.org/10.34759/tpt-2022-14-4-167-177> (in Russ.).
- [14] Wang C., Wu Q., Fang Z. et al. Developments and prospects in temperature control technique of loop heat pipe for spacecraft. *Front. Heat Mass Transf.*, 2025, vol. 23, no. 4, pp. 1261–1280, doi: <https://doi.org/10.32604/fhmt.2025.066473>
- [15] Pan R., Zhang K., Wang W. et al. Heat transfer characteristics analysis of heat pipe based on COMSOL. *Ann. Nucl. Energy*, 2024, vol. 204, art. 110549, doi: <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2024.110549>

Статья поступила в редакцию 16.02.2026

Информация об авторах

БОРЩЕВ Никита Олегович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник. Объединенный институт высоких температур РАН (125412, Москва, Российская Федерация, ул. Ижорская, д. 13, стр. 2, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

КОЧЕГАРОВА Анастасия Владимировна — лаборант. Объединенный институт высоких температур РАН (125412, Москва, Российская Федерация, ул. Ижорская, д. 13, стр. 2, e-mail: a-kochegarova@mail.ru).

Information about the authors

BORSHCHEV Nikita Olegovich — Candidate of Science (Eng.), Researcher. Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 13, Block 2, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

KOCHEGAROVA Anastasia Vladimirovna — Assistant. Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 13, Block 2, e-mail: a-kochegarova@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Борщев Н.О., Кочегарова А.В. Теоретическо-экспериментальные исследования тепловой проводимости и пределов функционирования аксиальной тепловой трубы на натрии относительно ориентации вектора силы тяжести. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 8, с. 138–147.

Please cite this article in English as:

Borshchev N.O., Kochegarova A.V. Theoretical and experimental study of thermal conductivity and operational limits of a sodium axial heat pipe relative to the gravity vector orientation. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 8, pp. 138–147.