

03

Интенсификация теплопередачи в двухфазных системах с капиллярными насосами

© В.М. Кисеев, О.В. Сажин

Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина,
Институт естественных наук и математики,
620000 Екатеринбург, Россия
e-mail: oleg.sazhin@urfu.ru

Поступило в Редакцию 24 июля 2021 г.

В окончательной редакции 20 августа 2021 г.

Принято к публикации 2 сентября 2021 г.

Перенос теплоты в двухфазных контурах с капиллярным транспортом теплоносителя осуществляется переносом массы циркулирующего теплоносителя в виде жидкости и пара, поэтому гидродинамика фаз в таких системах определяет их теплопередающую способность (тепловой поток или произведение теплового потока на длину теплопереноса). Проанализировано влияние структурных, гидравлических и теплофизических свойств капиллярных структур, используемых в качестве капиллярных насосов в двухфазных системах терморегулирования (или контурных тепловых трубах), на их теплопередающую способность. Определены методы увеличения теплопередающей способности контурных тепловых труб за счет применения анизотропных капиллярных структур с уменьшением размеров пор в направлении зоны парообразования. Рассмотрены условия работоспособности контурных тепловых труб и метод аналитического расчета температурного поля в анизотропных капиллярных структурах с использованием модели псевдоконвекции. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: тепло-массообмен, контурная тепловая труба, капиллярная структура.

DOI: 10.21883/JTF.2022.01.51847.221-21

Введение

Одной из основных проблем современной теплофизики является проблема эффективной передачи тепловой энергии и обеспечения тепловых режимов различных систем и оборудования. Для решения этой проблемы часто используется фазовый переход жидкость–пар и связанный с этим процессом теплообмен, который занимает особое место среди физических явлений в природе. В этой связи повышенный интерес и широкое распространение получили оригинальные теплопередающие устройства — тепловые трубы (ТТ), в которых используется принцип испарительного охлаждения, а перенос теплоты происходит в результате циркуляции теплоносителя по замкнутому двухфазному контуру с капиллярным механизмом возврата теплоносителя в зону испарения [1–10]. Интерес к ТТ вызван как возможностями их эффективного применения в технике, так и принципами интенсификации теплообмена при фазовых переходах, реализованных в капиллярных структурах (КС) тепловых труб. Причем ТТ часто выступают либо как альтернатива аналогичным системам с прокачкой теплоносителя механическими насосами, либо как их дополнение.

Среди большого разнообразия тепловых труб специальное место занимают контурные тепловые трубы (КТТ) [11], разработанные в России в начале 70-х годов XX в. и представляющие собой двухфазный контур с локально размещенным внутри (в зоне теплоподвода) ка-

пиллярным насосом (насосами). Теплопередающая способность таких КТТ во многом определяется правильно организованной анизотропией порового пространства КС. С другой стороны, термическое сопротивление КТТ определяется не только интенсивностью теплоотдачи в зонах испарения и конденсации, но и крутизной линии насыщения теплоносителя dP/dT , которая связывает внешнее гидравлическое сопротивление контура с разностью температур между впитывающей и испаряющей поверхностями КС.

Эта разность температур (движущий температурный напор — ДТН) является необходимым вкладом в термическое сопротивление КТТ, и роль ее заметно возрастает при малоинтенсивном подводе тепла, характерном при терморегулировании некоторых объектов в космических аппаратах. Естественное стремление снизить ДТН приводит к выбору теплоносителя с высоким значением dP/dT , а оно максимально в критической точке, где с другой стороны стремится к нулю поверхностное натяжение теплоносителя и исчезает движущая сила — капиллярное давление. Налицо противоречие, которое может быть разрешено при использовании мелкопористых капиллярных структур (МКС) с размерами пор менее $5\ \mu\text{m}$.

Целью настоящей работы является анализ путей увеличения теплопередающей способности (ТПС) и снижения термического сопротивления (ТС) КТТ. Рассматриваются некоторые оптимальные модели гидравлической и тепловой проводимости МКС непосредственно для

практических условий эксплуатации КТТ; приводятся методы оптимизации и экспериментальные данные.

Обозначения

S — площадь, поперечное сечение, $[m^2]$; d, D — диаметр, $[m]$; g — ускорение свободного падения, $[m/s^2]$; H — превышение испарителя над конденсатором, $[m]$; h_{lv} — скрытая теплота фазового превращения, $[J/kg]$; c — удельная теплоемкость, $[J/kg/K]$; \dot{m} — массовый расход, $[kg/s]$; K — проницаемость, $[m^2]$; K_0 — коэффициент; L, l — длина, $[m]$; a — температуропроводность, $[m^2/c]$; P — давление, $[Pa]$; Q — тепловой поток, тепловая нагрузка, $[W]$; r — радиус пор, $[m]$ (или $[\mu m]$); радиус в цилиндрической системе координат, $[m]$; x — координата в декартовой системе координат, $[m]$; Re — число Рейнольдса; T — температура, $[K]$; t — время, $[s]$.

Греческие символы

$\alpha \leq 1$ — коэффициент анизотропии капиллярной структуры; $\beta \leq 1$ — фактор использования капиллярного потенциала (отношение эффективного радиуса поры к радиусу кривизны мениска); ε — псевдоконвективный член; δ — толщина, $[m]$; $\varphi(r)$ — интегральная функция распределения пор по размерам; η — динамическая вязкость, $[Pa \cdot s]$; Pb — полная пористость капиллярной структуры; $\Pi(r)$ — пористость как функция размеров пор капиллярной структуры; ρ — плотность, $[kg/m^3]$; σ — коэффициент поверхностного натяжения, $[N/m]$; ξ — коэффициент сужения поперечного сечения в зоне парообразования; ψ — коэффициент извилистости пор; λ — коэффициент теплопроводности, $[W/m/K]$.

Индексы

КС — капиллярная структура; КН — капиллярный насос; КП — компенсационная полость; КТТ — контурная тепловая труба (Loop Heat Pipe — LHP); eff — эффективный (или эквивалентный); ev — испаритель; ex — внешний; in — внутренний; g — гидростатический; inp — ввод; l — жидкость; lp — большие поры ($r_{lp} > r_{eff}$); men — мениск; v — пар; vg — пароотводные каналы; vc — пар в конденсаторе.

1. Конструктивные особенности КТТ

Основным элементом КТТ является испаритель или капиллярный насос (КН), от свойств которого в существенной мере зависят свойства КТТ. Некоторые конструктивные варианты КН приведены на рис. 1. При этом компенсационная полость (КП) (гидроаккумулятор) может быть расположена как внутри КН, так и вне его. Это определяется режимом пассивного или активного терморегулирования. Кроме того, в зависимости от его размеров и в отсутствии гравитации он может быть снабжен крупнопористой капиллярной структурой

(КС), которая при любых условиях должна обеспечивать подпитку мелкопористой (основной) КС. Для этого на границе крупнопористой и мелкопористой структур организуется система вспомогательных пароотводных каналов.

Для сбора тепла с большой поверхности можно использовать несколько КН. При этом они могут быть параллельно подключены к контуру и иметь общую паровую и жидкостную линии, а могут иметь независимые собственные контура. С точки зрения надежности системы, независимое подключение контуров лучше, однако при этом могут быть несколько хуже массогабаритные параметры системы в целом.

Контурные тепловые трубы (КТТ) имеют выраженные диодные свойства в отношении передачи тепла (в отличие от классических тепловых труб). Однако в некоторых случаях существует необходимость в инверсии тепла (например, периодическая смена зон подвода и отвода тепла), поэтому и существует необходимость в КТТ, которые бы адекватно отражали эту ситуацию. Организация возможных схем инверсии тепла с помощью КТТ показана на рис. 2. На рис. 2, *a* изображены две независимые КТТ, одна из которых передает тепло в одном направлении, а другая КТТ — в противоположном. На рис. 2, *b* изображена собственно КТТ инверсионного действия. С точки зрения надежности первая схема несколько лучше, поскольку имеет две независимые КТТ.

Специфической особенностью КТТ является наличие трех границ раздела фаз: в зоне испаряющих менисков, в зоне конденсации и в компенсационной полости, выполненной в испарителе для принятия вытесняемой из парового канала и конденсатора жидкости и находящейся в гидравлической и тепловой связи с КС. Причем наличие тепловой связи компенсационной полости с впитывающей поверхностью КС отличает КТТ от контура с КН и наделяет КТТ некоторыми пассивными терморегулирующими функциями.

2. Физические свойства фитиля, теплоносителя и корпуса

На рис. 3 представлены типичные функции распределения пор по размерам для КС КТТ. Здесь важно подобрать такую технологию изготовления КС, чтобы основное изменение их пористости находилось в достаточно узком интервале изменения размеров пор, и в то же время у функции распределения были „хвосты“ с достаточно большими порами, необходимыми для отвода пара.

Удобной и принятой в литературе [12] характеристикой для быстрого сопоставления рабочих теплоносителей ТТ является критерий (параметр) качества N , определяемый при соответствующих температурах эксплуатации как

$$N = \rho_l \sigma h_{lv} / \eta_l. \quad (1)$$

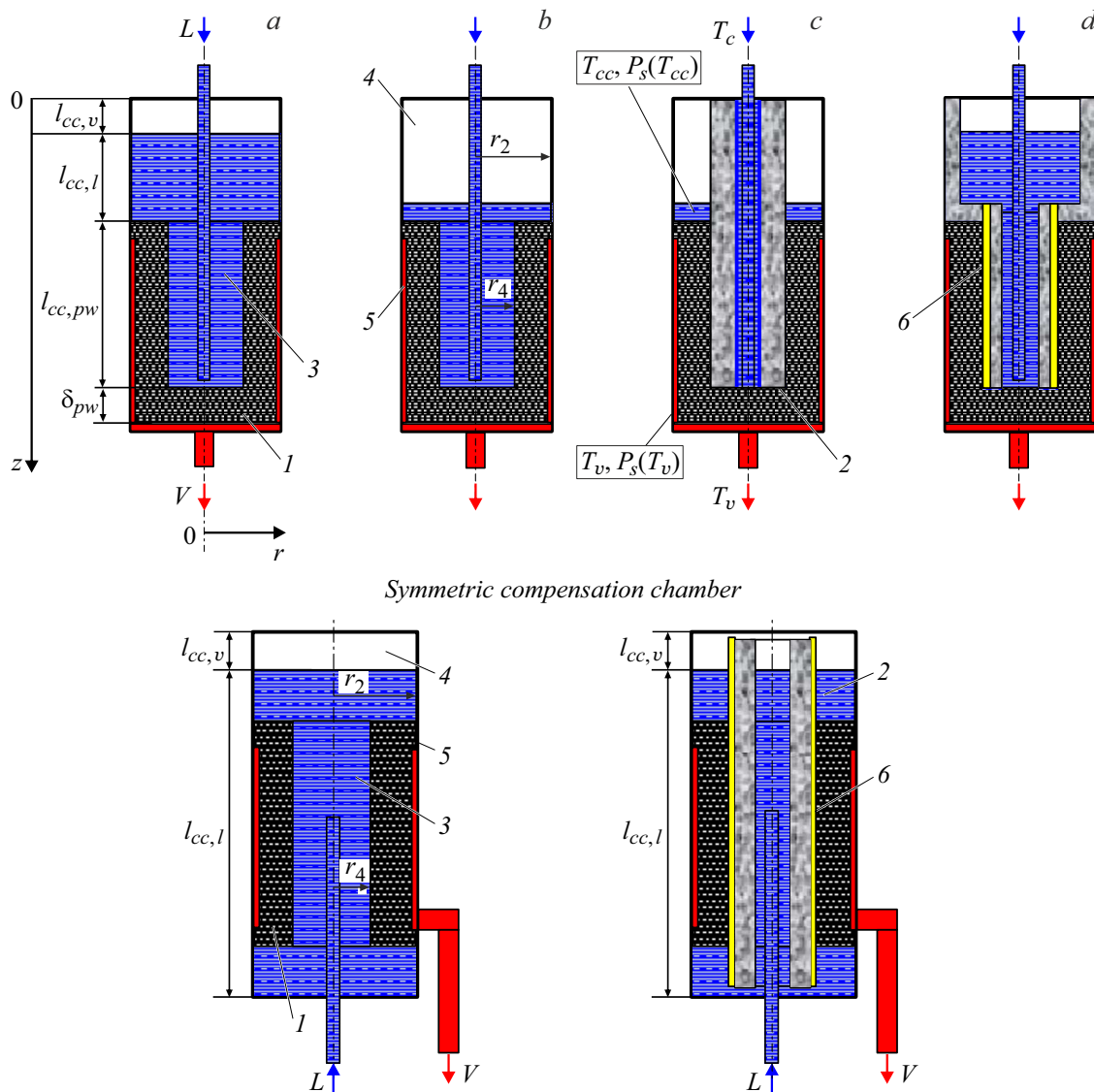


Рис. 1. КН КТТ с туиковой (вверху) и симметричной (внизу) компенсационной полостью: 1 — основная КС (фитиль), 2 — вспомогательная КС (фитиль), 3 — часть компенсационной полости с жидкостью, 4 — часть КП с паром (и, возможно, с неконденсирующимся газом), 5 — пароотводные каналы, 6 — вспомогательные пароотводные каналы.

Из физических свойств материала корпуса КТТ и КС важны, прежде всего, прочностные [13] и теплофизические свойства, а также совместимость с теплоносителем. При использовании в качестве корпуса КН нержавеющей стали и титана, а в качестве КС никелевых и титановых фитилей, вероятность образования зазора между ними невелика, поскольку у них близки коэффициенты термического расширения. Что касается корпусов из алюминия (коэффициент термического расширения которого выше), эта проблема существует.

В таблице представлены теплофизические (теплопроводность и температуропроводность), структурные (пористость и средний радиус пор) и транспортные (проницаемость) свойства КС (фитилей), применяемых для контурных насосов КТТ.

3. Анализ теплопередающей способности и термического сопротивления

3.1. О модели функциональной зависимости теплопередающей способности от эффективного размера пор КС

Проектирование КС для КТТ может быть выполнено путем оптимизации эффективного радиуса пор КС с учетом перепадов давления во всех элементах КТТ [14–16]. Капиллярный предел КТТ может быть представлен в виде

$$\Delta P_{\sigma \max} = \frac{2\sigma(T_v)}{r_{\text{eff}}}, \quad (2)$$

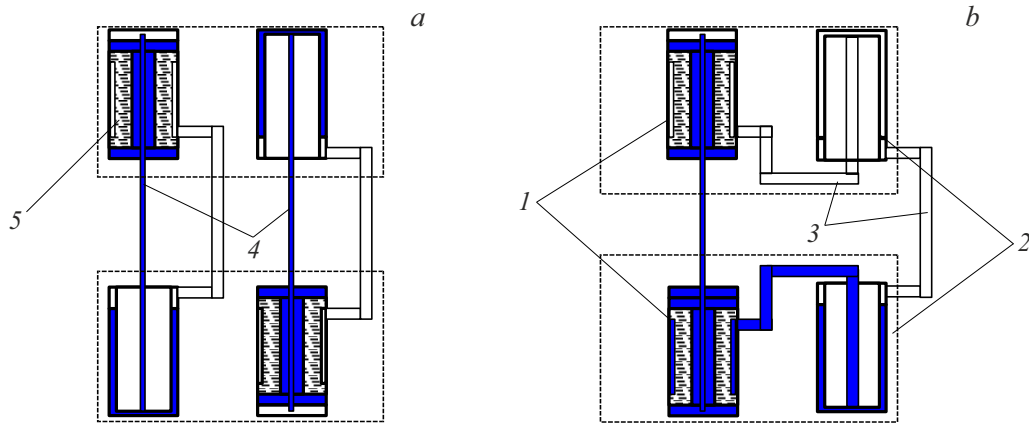


Рис. 2. КТТ с инверсией тепла: 1 — КН (испаритель), 2 — конденсатор, 3 — паровой канал, 4 — жидкостной канал, 5 — КС (фитиль).

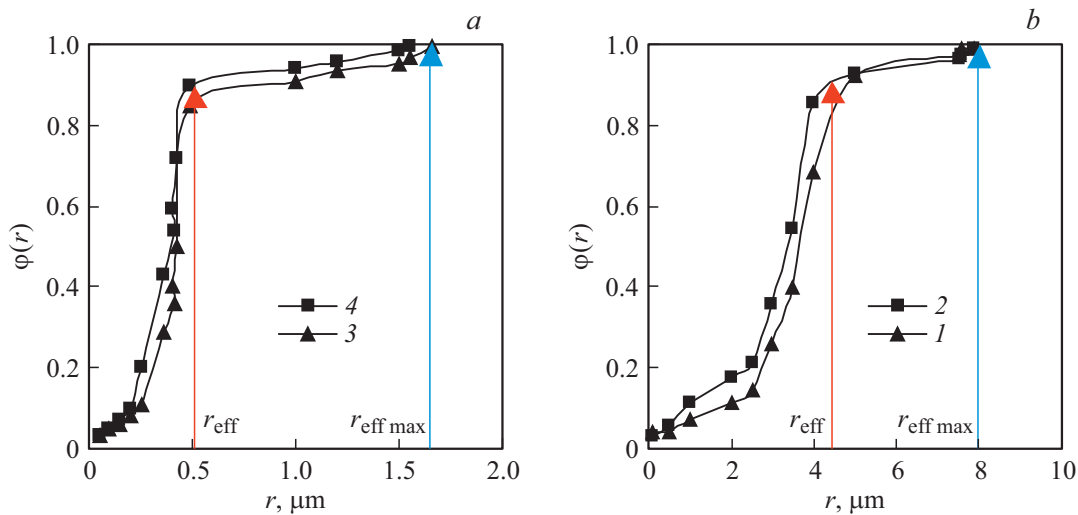


Рис. 3. Интегральная функция распределения пор КС по их радиусам: а — никель, б — титан.

Физические свойства КС КТТ

№	Порошок	Пористость, P_b	Теплопроводность, λ , W/mK	Температуропроводность, a , 10^{-6} m/s	Средний радиус пор, $\langle r_{eff} \rangle$, μm	Проницаемость K , 10^{-14} m ²
1	Титан	0.60	1.42	1.50	4.72	72.6
2		0.56	1.68	1.62	3.63	6.3
3		0.51	1.99	1.74	3.47	32.4
4		0.42	2.45	1.80	2.83	25.2
5	Никель	0.73	1.78	1.75	1.19	4.1
6		0.70	1.96	1.92	0.90	2.0
7		0.63	3.08	2.28	0.65	1.3
8		0.61	3.73	2.52	0.52	0.9

а капиллярное давление во время работы КТТ может быть записано как

$$\Delta P_{\sigma} = \beta \frac{2\sigma(T_v)}{r_{eff}} = \Delta P_{ex} + \Delta P_{in}, \quad \beta = \frac{r_{eff}}{r_{men}} \leq 1. \quad (3)$$

Это первое условие работоспособности КТТ. Здесь r_{eff} — наибольший радиус пор в интервале наиболее

сильного изменения пористости КС (рис. 3) и r_{men} радиус испаряющегося мениска в зоне парообразования в КС. Фотография использованных КС (фитилей) в настоящей работе представлена на рис. 4. Как правило, для номинальной тепловой нагрузки следует применять фактор $\beta = 0.75$.

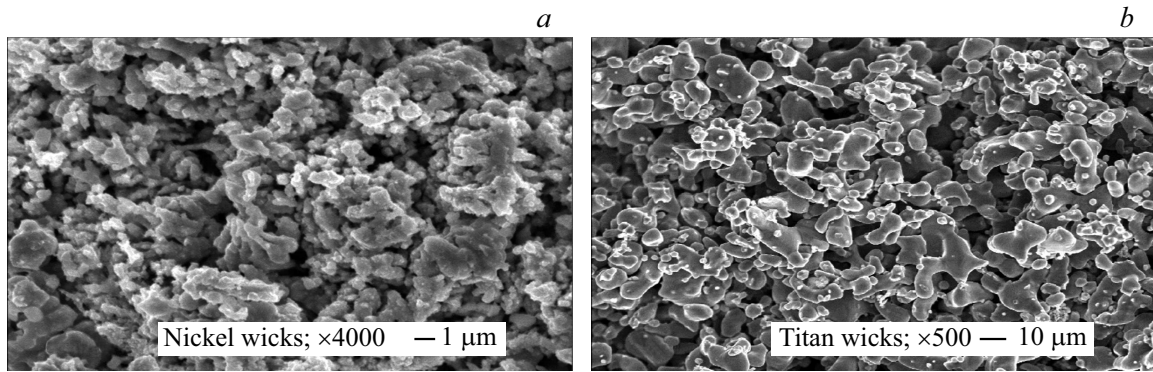


Рис. 4. Фотография использованных КС (сканировано с электронного микроскопа).

Компоненты внешних относительно КС перепадов давления определяются следующим образом:

$$\Delta P_{ex} = \Delta P_v + \Delta P_{cs,v} + \Delta P_l \pm \Delta P_g, \quad (4)$$

$$\Delta P_{in} = \Delta P_{cs,l}, \quad (5)$$

где ΔP_v — сумма перепада давления в паровой фазе: пароотводных каналах испарителя, в паропроводе и части конденсатора; ΔP_l — перепад давления в конденсаторопроводе и части конденсатора; ΔP_g — падение гидростатического давления; $\Delta P_{cs,v}$ — падение давления пара в двухфазной зоне (испаряющийся мениск) через пароотводные поры КС; $\Delta P_{cs,l}$ — падение давления жидкости в мелких порах КС.

Перепад давления в паровой фазе пропорционален тепловой нагрузке, т. е.

$$\Delta P_v = CQ, \quad (6)$$

и зависит от режимов течения пара. Для ламинарного режима, когда число $Re < 2100$:

$$C = \frac{128}{\pi} \frac{\mu_v(T_v)}{\rho_v(T_v)h_{lv}(T_v)} \left(\frac{L_{eff,vg}}{N_{vg}d_{vg}^4} + \frac{L_{eff,v}}{d_v^4} + \frac{L_{eff,vc}}{d_{vc}^4} \right), \quad (7)$$

для турбулентного ($Re \geq 2100$) режима (корреляция Блазиуса)

$$C = \frac{0.6328}{\pi} \frac{\mu_v(T_v)}{\rho_v(T_v)h_{lv}(T_v)} \left(Re_{vg}^{0.75} \frac{L_{eff,vg}}{N_{vg}d_{vg}^4} + Re_v^{0.75} \frac{L_{eff,v}}{d_v^4} + Re_{vc}^{0.75} \frac{L_{eff,vc}}{d_{vc}^4} \right). \quad (8)$$

В линии транспортировки жидкости с учетом диапазона тепловых нагрузок, как правило, реализуется ламинарный режим течения и, таким образом, падение давления определяется как

$$\Delta P_l = DQ, \quad (9)$$

$$D = \frac{128}{\pi} \frac{\mu_l(T_l)}{\rho_l(T_l)h_{lv}(T_v)} \frac{L_{eff,l}}{d_l^4}. \quad (10)$$

Влияние силы тяжести рассчитывается по формуле

$$\Delta P_g = \pm(\rho_l(T_l) - \rho_v(T_v))Hg, \quad (11)$$

где (+) H — превышение испарителя над конденсатором и (–) наоборот.

Гидравлические потери жидкости в КС, которые обычно вносят значительный вклад в баланс перепада давления в КТТ, могут быть определены с помощью формулы Дарси для ламинарной фильтрации жидкости в КС с введением коэффициента проницаемости K . Предполагается существование функциональной зависимости между коэффициентом проницаемости и эффективным радиусом пор КС. Эта зависимость из аппроксимации экспериментальных данных (стандартное отклонение 6%) для различных КС, изготовленных спеканием металлического порошка, может быть представлена в виде

$$K = K_0 r_{eff}^2, \quad K_0 = \frac{\Pi_b}{18}, \quad (12)$$

где $K_0 \approx 0.035$ в диапазоне размеров пор $r_{eff} = 0.5-15 \mu m$ и пористости $\Pi_b = 0.55-0.75$.

С помощью приведенных выше определений можно выразить перепады давления в КС как функцию тепловой нагрузки Q , в частности для жидкой фазы

$$\Delta P_{cs,l} = \frac{B_l}{r_{eff}^2} Q. \quad (13)$$

Коэффициент B_l зависит от геометрии КС. Для цилиндрической геометрии (рис. 1) эта зависимость выглядит следующим образом:

$$B_l = \frac{1}{2\pi K_0} \frac{\mu_l(T_v)}{h_{lv}(T_v)\rho_l(T_v)} \frac{1}{l_{inp}} \ln\left(\frac{r_2}{r_4}\right), \quad (14)$$

для плоской геометрии как

$$B_l = \frac{4}{\pi K_0} \frac{\mu_l(T_v)}{\rho_l(T_v)h_{lv}(T_v)} \frac{\delta_{CS}}{d_{ev}^2}. \quad (15)$$

Для паровой фазы перепад давлений в КС может быть определен как

$$\Delta P_{cs,v} = \frac{B_v}{r_{\text{eff max}}^2} Q, \quad (16)$$

$$B_v = \frac{\Pi_b}{K_b \Pi_{lp}} \frac{\mu_v(T_v)}{\rho_v(T_v) h_{lv}(T_v)} \frac{l_{\text{eff}} \xi}{A_{\text{inp}}}, \quad (17)$$

где $\xi (> 1)$ — фактор изменения площади поверхности в зоне пароотводных каналов, определяемый как $\xi = S_{\text{inp}} / (S_{\text{inp}} - S_{vs})$, S_{inp} и S_{vg} — площадь поверхности подвода тепла и сечение пароотводных каналов соответственно. Заметим, что в случае $r_{\text{men}} > r_{\text{eff max}}$ значение $B_v = 0$.

Наличие больших пор и их относительное количество очень важно для испарительной системы с „перевернутым мениском“, действительно это существенно улучшает сбор пара. С другой стороны, увеличение доли крупных пор повышает вероятность проникновения пара через КС, ухудшая эксплуатационные характеристики КТТ.

Эффективная длина выхода пара в двухфазной зоне КС была получена из экспериментальных данных в виде

$$l_{\text{eff}} = (8 \dots 10) r_{\text{eff}} \psi, \quad (18)$$

где ψ — коэффициент извилистости пор, который для рассматриваемых КС обычно лежит в интервале $\psi = (4 \dots 6)$.

Подставляя полученные соотношения в уравнение (4), мы имеем

$$\Delta P_{ex} = \left(C + \frac{B_v}{r_{\text{eff max}}^2} + D \right) Q + \Delta P_g. \quad (19)$$

Таким образом, в результате решения уравнений (2)–(19) зависимость для тепловой нагрузки может быть выражена как функция эффективного радиуса пор КС $Q = Q(r_{\text{eff}})$

$$Q = \frac{\beta 2 \sigma(T_v) r_{\text{eff}} - \Delta P_g r_{\text{eff}}^2}{\left(C + \frac{B_v}{r_{\text{eff max}}^2} + D \right) r_{\text{eff}}^2 + B_l}. \quad (20)$$

3.2. Анализ использования анизотропных КС для интенсификации теплопередачи в КТТ

С точки зрения гидравлической задачи, дальнейшее увеличение теплопередающей способности обусловлено, в первую очередь, уменьшением внутреннего сопротивления КН ΔP_{in} при сохранении или даже увеличении капиллярного давления ΔP_{σ} , реализуемого в порах КС. Внутреннее сопротивление КН определяется течением жидкости по порам КС и описывается законом ламинарной фильтрации Дарси в виде (плоская геометрия)

$$\Delta P_{in} = \frac{\mu_L(T_l)}{\rho_l(T_l)} \frac{Q}{h_{lv} S_{\text{inp}}} \frac{\delta}{K}, \quad (21)$$

где δ — толщина КС от впитывающей до испаряющей поверхности испарителя, S_{inp} — площадь подвода тепла

в испарителе КТТ (для цилиндрического испарителя $S_{\text{inp}} = \pi d_{ev} L_{\text{inp}}$). Из анализа этого выражения следует, что внутреннее сопротивление КН определяется длиной фильтрации δ (иначе называемой, толщиной запорной стенки КС) и проницаемостью K КС.

С другой стороны, условия работоспособности КТТ, как отмечалось выше, при заданной тепловой нагрузке и внешних условиях требуют организации разности температур, а следовательно, и разности давлений на запорной стенке. Запорная стенка КС при реализации в КН КТТ встречных потоков тепла и массы выполняет функцию теплового и гидравлического затвора. Поэтому существует некоторая оптимальная толщина δ , которая зависит от конкретных условий и лежит в пределах 4–7 мм. Таким образом, уменьшение внутреннего сопротивления КН, за счет уменьшения δ ограничено.

Проблема снижения внутреннего сопротивления КН при сохранении величины капиллярного давления может быть решена увеличением проницаемости КС. Последнее возможно применением анизотропных КС путем дифференцированного изменения размеров пор в направлении к зоне парообразования. Этот способ является наиболее перспективным.

Впервые организация анизотропных фитилей для КТТ была описана в работе [17]. Далее результаты были представлены на 9-ой международной конференции по тепловым трубам [14]. В последующие годы эпизодически в работах [18,19] и др. эти вопросы также обсуждались. К сожалению, в данных работах (на наш взгляд) не просматривается алгоритм создания анизотропных пористых структур для заданных условий работы КТТ. В основном создание анизотропных и бипористых структур в открытой литературе носит эмпирический характер, и не анализируются условия организации „правильной“ анизотропии пор.

В настоящей работе на примере экспериментального исследования КТТ с плоским испарителем была показана возможность уменьшения внутреннего гидравлического сопротивления КН при сохранении капиллярного давления за счет плавного уменьшения размеров пор в направлении фильтрации жидкого теплоносителя x от впитывающей ($x = 0$) до испаряющей ($x = \delta$) поверхностей КС. Запорная стенка экспериментальной КТТ выполнялась из нескольких слоев с заданным уменьшением размером пор. На рис. 5 приведены значения температуры пара в испарителе КТТ в зависимости от теплового потока для изотропной и анизотропной (многослойной) КС с плавным и резким изменением размеров пор.

Из представленных на рис. 5 экспериментальных данных отчетливо прослеживается тенденция снижения температурного уровня и увеличения теплопередающей способности КТТ при правильно организованной (плавной) анизотропии КС (кривая 2) и, наоборот, резкая анизотропия (кривая 3) ухудшает параметры КТТ по сравнению с изотропными КС (кривая 1).

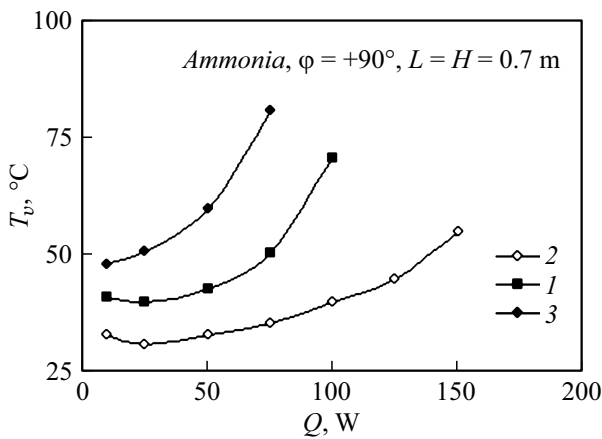


Рис. 5. Зависимость температуры пара испарителя КТТ от переданного теплового потока ($S_{inp} = 25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$): 1 — изотропная КС ($\delta = 8 \text{ mm}$); 2 — анизотропная (четырёхслойная) КС ($\delta = 8 \text{ mm}$): первый слой — $x = 0-2 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 10 \mu\text{m}$; второй слой — $x = 2-4 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 4 \mu\text{m}$; третий слой — $x = 4-6 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 3 \mu\text{m}$; четвёртый слой — $x = 6-8 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 1.5 \mu\text{m}$; 3 — анизотропная (двухслойная) КС ($\delta = 8 \text{ mm}$): первый слой — $x = 0-4 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 10 \mu\text{m}$; второй слой — $x = 4-8 \text{ mm}$, $r_{\text{eff}} = 1.5 \mu\text{m}$.

Внутреннее сопротивление капиллярного насоса КТТ при движении жидкого теплоносителя через анизотропную КС в направлении x от впитывающей ($x = 0$) до испаряющей ($x = \delta$) поверхности может быть определено по Дарси как

$$\Delta P_{in} = \frac{\mu_l(T_l)}{\rho_l(T_l) h_{lv} S_{inp}} \int_0^\delta \frac{dx}{K(x)}. \quad (22)$$

Очевидно, что для изотропных КС коэффициент проницаемости не зависит от направления фильтрации. По аналогии с изотропными КС полагая, что связь коэффициента проницаемости с эффективным размером пор сохраняется и имеет вид

$$K(x) = K_0 r_{\text{eff}}^2(x), \quad (23)$$

можно представить интеграл в (22) в виде

$$\int_0^\delta \frac{dx}{r_{\text{eff}}^2(x)} = \alpha \frac{\delta}{r_i^2}, \quad (24)$$

где введен коэффициент анизотропии α и $r_i = r_{\text{eff}}(x = \delta)$ — эффективный радиус пор на поверхности испарения КС. С учетом коэффициента анизотропии в направлении фильтрации жидкости в КС выражение для максимальной теплопередающей способности примет вид

$$Q = \frac{\beta 2\sigma(T_v) r_{\text{eff}} - \Delta P_g r_{\text{eff}}^2}{(C + \frac{B_v}{r_{\text{eff max}}} + D) r_{\text{eff}}^2 + \alpha B_l}. \quad (25)$$

Введение коэффициента анизотропии еще не дает ответа на вопрос как правильно организовать эту анизотропию. Как отмечалось ранее, и об этом свидетельствуют экспериментальные данные (рис. 5), достаточно резкое уменьшение размеров пор в направлении к испаряющей поверхности делает КТТ вообще неработоспособной из-за вскипания жидкости в крупных порах на границе крупнопористого и мелкопористого слоя анизотропной КС, выброса жидкости из них и прекращения подачи ее в мелкие поры. Поэтому характер изменения размеров пор по направлению фильтрации жидкости в КС должен быть вполне определенным и зависеть от условий сохранения жидкого состояния теплоносителя в условиях действия капиллярных сил, т.е. необходимо исключить зарождение паровой фазы при движении жидкости через КС. Такие условия можно сформулировать для пограничных размеров пор из условия фазового равновесия жидкость–пар, т.е. изменение размеров пор от одного микрослоя к следующему должно быть таковым, чтобы радиус пор в каждом микрослое не превышал пограничный радиус

$$r_{\text{eff}}(x) \leq \frac{2\sigma}{P_S[T(x)] - P(x)}, \quad (26)$$

где $P_S[T(x)]$ — давление насыщенного пара на кривой равновесия жидкость–пар (бинодали) при температуре жидкости в сечении x ; $P(x)$ — давление жидкости в сечении x .

Как следует из условия (26), для определения пограничного радиуса пор (когда в (26) выполняется равенство) в каждом сечении x необходимо знать профиль температуры и давления. Для упрощения тепловой задачи и возможности получения решения в аналитическом виде делается ряд допущений (для примера рассматривается плоская геометрия испарителя КТ (рис. 6)), а именно

- 1) задача стационарная и одномерная;
- 2) плотность теплового потока постоянна по поверхности теплоподвода;
- 3) испарение происходит на стыке МКС и поверхности нагрева, гидравлическое сопротивление пароотводных каналов пренебрежимо мало;

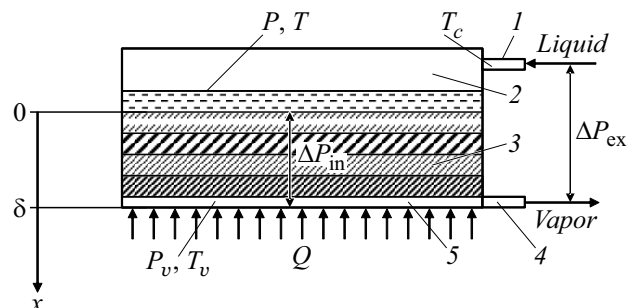


Рис. 6. Схема анизотропного (многослойного) КН КТТ: 1 — вход жидкостного канала; 2 — компенсационная полость; 3 — анизотропная КС; 4 — выход парового канала; 5 — система пароотводных каналов.

4) движение жидкости в МКС ламинарное и подчиняется закону Дарси;

5) эффективная теплопроводность МКС с жидкостью постоянна и температура каркаса МКС и жидкости в порах одинакова;

6) давление пара на границе раздела фаз определяется температурой насыщения;

7) капиллярное давление в КТТ обеспечивается микрослоем на границе раздела фаз при $x = \delta$;

8) размер пор в МКС уменьшается в x -направлении в соответствии с (26).

Для определения профиля температуры (в x -направлении) представим дифференциальное одномерное стационарное уравнение переноса энергии через КС, заполненную жидкостью в виде [10]

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \varepsilon \frac{dT}{dx} = 0. \quad (27)$$

В этом уравнении введен „псевдоконвективный“ член ε , определяемый как

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}c_l}{S_{inp}\lambda_{eff}}, \quad (28)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_{lv}(T_v) + c_l(T_v) - T_c}. \quad (29)$$

Данное уравнение имеет аналитическое решение

$$T(x) = C_1 \exp(\varepsilon x) + C_2. \quad (30)$$

и при граничных условиях (задан тепловой поток Q и температура T_c):

$$x = 0, \quad \lambda_{eff} \frac{dT}{dx} = \frac{\dot{m}}{S_{inp}} c_l (T - T_c);$$

$$x = \delta, \quad \frac{Q - \dot{m}H_{ev}(T_v)}{S_{inp}} = \lambda_{eff} \frac{dT}{dx}, \quad T(x) = T_v \quad (31)$$

дает профиль температуры для области $0 < x < \delta$ в виде

$$T(x) = T_c + (T_v - T_c) \exp(\varepsilon(x - \delta)). \quad (32)$$

С другой стороны изменение профиля давления жидкости в области $0 < x < \delta$ в соответствии с законом ламинарной фильтрации Дарси может быть представлено

$$\frac{dP(x)}{dx} = -\frac{\mu_l(T_v)}{\rho_l(T_v)} \frac{\dot{m}}{K(x)S_{inp}}; \quad K(x) = K_0 r_{eff}^2(x). \quad (33)$$

При граничных условиях $x = 0, P(0) = P_S(T); x = \delta, r_{ef}(x) = \frac{2\sigma}{\Delta P_{in} + \Delta P_{ex}}$ и используя связь между давлением и температурой на линии насыщения по формуле Клапейрона–Клаузиуса $\frac{dP}{dT} \approx \frac{h_{lv}(T_v)\rho_v(T_v)}{T_v}$, можно получить решение для $r_{eff}(x)$ в виде

$$r_{eff}(x) = r_i \frac{\exp(\varepsilon\delta) - 1}{\exp(\varepsilon x) - 1}, \quad (34)$$

где $r_i = r_{eff}(\delta)$ — размер пор слоя МКС в зоне испаряющих менисков.

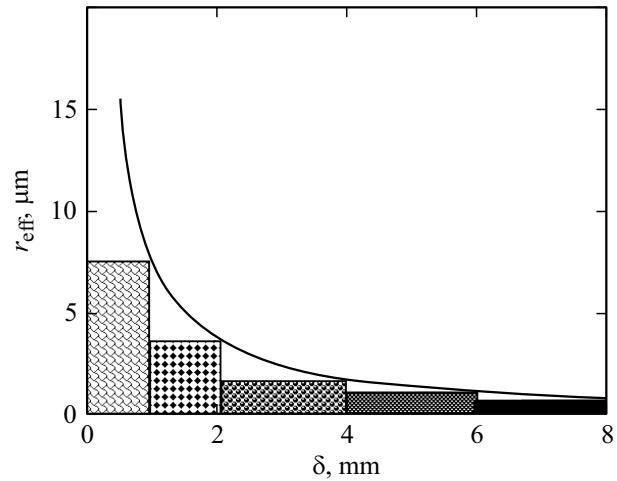


Рис. 7. Многослойная модельная КС КТТ с показанной пограничной кривой уменьшения радиуса пор МКС от впитывающей до испаряющей поверхности (сплошная линия).

Тогда внутреннее сопротивление КН с анизотропной КС можно записать как

$$\begin{aligned} \Delta P_{in} &= \frac{\mu_l(T_l)}{\rho_l(T_l)} \frac{Q}{h_{lv}S_{inp}} \int_0^\delta \frac{dx}{K(x)} \\ &= \frac{B_l Q}{\delta_{CS} r_i^2} \int_0^\delta \frac{[\exp(\varepsilon x) - 1]^2 dx}{[\exp(\varepsilon\delta) - 1]^2}. \end{aligned} \quad (35)$$

Откуда, интегрируя (35), можно получить коэффициент анизотропии α :

$$\alpha = f(\varepsilon\delta_{CS}) = \frac{2\varepsilon\delta_{CS} + \exp(2\varepsilon\delta_{CS}) - 4\exp(\varepsilon\delta_{CS}) + 3}{2\varepsilon\delta_{CS}[\exp(\varepsilon\delta_{CS}) - 1]^2}. \quad (36)$$

Проведенный анализ анизотропных МКС позволяет в аналитическом виде получить пограничную кривую изменения размеров пор от впитывающей до испаряющей поверхности КС. Однако пока не существует технологии получения анизотропных КС с непрерывным изменением размеров пор в требуемом направлении, но можно моделировать анизотропную КС многослойной КС, разбивая реальную толщину КС на несколько слоев, с размером пор в каждом слое, не выходящим за пограничную кривую, изображенную на рис. 7. Эта пограничная кривая строится в соответствии с ранее изложенной моделью, по которой размер пор меняется в направлении к поверхности испарения по экспоненте в соответствии с (34) для максимально возможного теплового потока Q , воздействующего на КТТ.

Экспериментальное сравнение изотропных и анизотропных КС по предложенной методике было проведено на примере КТТ длиной 6 м, диаметр и длина испарителя соответственно 25 и 200 мм, d_v и $d_l = 2$ мм. На рис. 8 приведены рабочие характеристики

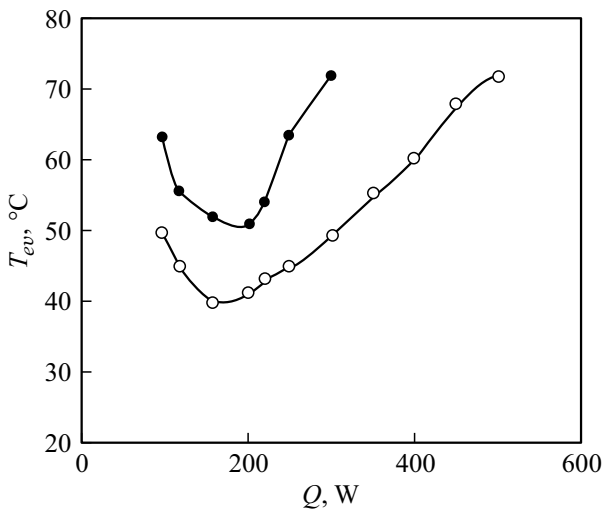


Рис. 8. Зависимость средней температуры испарителя в зоне подвода тепла от величины переданного теплового потока в КТТ с изотропной (сплошная линия с заполненными кружками) и анизотропной (сплошная линия с пустыми кружками) КС.

рассматриваемой КТТ (теплоноситель — аммиак) с изотропными и анизотропными КС. Анизотропная КС имела три слоя с возрастающим размером пор от испаряющей до впитывающей поверхности КС: первый слой толщиной $\delta_{CS1} = 2 \text{ mm}$ с эффективным радиусом пор $r_{\text{eff1}} = 0.6 \mu\text{m}$; толщина второго слоя $\delta_{CS2} = 3 \text{ mm}$ и радиус пор $r_{\text{eff2}} = 1.3 \mu\text{m}$; третий слой имел толщину $\delta_{CS3} = 3 \text{ mm}$ при $r_{\text{eff3}} = 3.9 \mu\text{m}$. Изотропная КС имела толщину $\delta_{CS} = 8 \text{ mm}$ и эффективный размер пор $r_{\text{eff}} = 0.6 \mu\text{m}$.

Как видно из этого сравнения, при прочих равных условиях, тепловой поток переданный КТТ с анизотропной КС более чем в 1.5 раза больше, а температура испарителя ниже, чем для КТТ с изотропной КС.

Заключение

Сформулирована физическая и математическая модель оптимизации порового пространства КС контурных тепловых труб. На основе предложенной модели теоретически и экспериментально показано, что применение анизотропных мелкопористых КС с правильно организованной анизотропией порового пространства приводит к увеличению теплопередающей способности в 1.5–2 раза. Определены пограничные закономерности изменения размеров пор от впитывающей до испаряющей поверхности КС, не нарушающие существования жидкого теплоносителя внутри КС, в зависимости от тепловой нагрузки, температурных режимов и свойств теплоносителя.

Теоретически и экспериментально показана реализация нужной анизотропии порового пространства КС за счет применения многослойных структур, пограничная

кривая изменения размеров пор в которых описывается для бесконечно тонких слоев. Разработана специальная технология, позволяющая, изменяя давление прессования и температуру спекания слоев, получать прогнозируемые анизотропные свойства КС в необходимом направлении.

Финансирование работы

Работа выполнена в рамках государственного задания # FEUZ-2020-0057 высшим учебным заведениям, подведомственных министерству образования и науки Российской Федерации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Список литературы

- [1] Л.Л. Васильев, С.Л. Вааз, В.Г. Киселев, С.В. Конев, Л.П. Гракович. *Низкотемпературные тепловые трубы* (Наука и техника, Минск, 1976), 176 с.
- [2] В.Г. Воронин, А.В. Ревякин, В.Я. Сасин, В.С. Тарасов. *Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов* (Машиностроение, М., 1976), 200 с.
- [3] М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, И.В. Ягодкин. *Физические основы тепловых труб* (Атомиздат, М., 1978)
- [4] П. Дан, Д. Рей. *Тепловые трубы* (Энергия, М., 1979)
- [5] С. Чи. *Тепловые трубы. Теория и практика* (Машиностроение, М., 1981)
- [6] С.А. Ковалев, С.Л. Соловьев. *Испарение и конденсация в тепловых трубах* (Наука, М., 1989)
- [7] A. Faghri. *Heat Pipe Science and Technology* (Taylor & Francis, Washington, 1995)
- [8] М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. *Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах* (Факт, Киев, 2005)
- [9] М.Г. Семена, А.И. Гершуни, В.К. Зарипов. *Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами* (Вища школа, Киев, 1984)
- [10] В.М. Кисеев. *Физика теплопередающих систем* (Изд-во Уральского гос. ун-та, Екатеринбург, 2006), 188 с.
- [11] Ю.Ф. Герасимов, Ю.Ф. Майданик, Г.Т. Щеголев, В.М. Кисеев, Г.А. Филиппов, Л.Г. Стариков. А.с. 485296 СССР, МКИ F 28d 15/001975. *Тепловая труба*. БИ № 35 (1975).
- [12] В.М. Кисеев, А.Г. Белоногов, А.А. Беляев, Ю.Ф. Герасимов. Изв. вузов. Энергетика, **11**, 68 (1985).
- [13] G.P. Panfilov, D. Zaytsev, P. Panfilov, V. Kiseev. J. Phys. Conf. Ser., **1945**, 012048 (2021). DOI: 10.1088/1742-6596/1945/1/012048
- [14] V.M. Kiseev, V.A. Nouroutdinov, N.P. Pogorelov. *Proc. of the 9th Int. Heat Pipe Conf.* (Albuquerque, New Mexico, USA, 1995), v. 2, p. 1007–1014.
- [15] V.M. Kiseev, N.P. Pogorelov. *Proc. of the 10th Int. Heat Pipe Conf.* (Stuttgart, Germany, 1997) Preprint session, A1, p. 6–9.

- [16] V.M. Kiseev, V.V. Vlassov, I. Muraoka. *Int. J. Heat Mass Tran.*, **53**, 2143 (2010).
- [17] В.М. Кисеев. *Разработка методов увеличения длины теплопереноса в низкотемпературных тепловых трубах*: Канд. дис. (Урал. политехн. ин-т., Свердловск, 1977), 169 с.
- [18] B. Richard, D. Pellicone, W.G. Anderson. *Joint 19th IHPC and 13th IHPS* (Pisa, Italy, 2018)
- [19] Z. Zhang, R. Zhao, Zh. Liu, W. Liu. *Appl. Therm. Eng.*, **184**, 1–10 (2021).