



# Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

Ю. В. Москвин, Ю. Н. Филиппов, Тепловые трубы,  
*ТВТ*, 1969, том 7, выпуск 4, 766–775

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.9.171

22 марта 2025 г., 03:23:57



ОБЗОРЫ

УДК 536.24

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ

Ю. В. Москвин, Ю. Н. Филиппов

В обзоре приведены сведения о тепловых трубах. Описаны принцип работы, методы изготовления, выбор рабочей жидкости, условие работы тепловой трубы, достигнутые в экспериментах пределы теплопроизводительности, совместимость материалов и вопросы применения тепловых труб.

В последние несколько лет, главным образом в связи с задачами космической энергетики, внимание многих специалистов по теплопередаче привлекли к себе тепловые трубы, обладающие рядом уникальных свойств: передачей высоких тепловых потоков при малых перепадах температуры, возможностью создания изотермических условий на относительно больших площадях, возможностью трансформации тепловой нагрузки, незначительным весом, отсутствием движущихся частей и потребности в насосах. Тепловые трубы имеют в несколько сот раз более высокие показатели теплопроводности на единицу веса по сравнению с любым твердым проводником тепла. При соответствующем теплоносителе тепловая труба может работать в диапазоне от температур ниже  $0^{\circ}$  до  $2000^{\circ}$  С. С тех пор как в 1964 г. американскими учеными Гровером, Коггером и Эриксоном [1] была предложена тепловая труба для нужд космической энергетики, свойства тепловых труб непрерывно и интенсивно исследовались. Первые результаты докладывались на Лондонской конференции по термоэмиссионному преобразованию тепловой энергии в электрическую в 1965 г. [2]. В настоящее время уже насчитывается несколько десятков работ по этой теме. Однако в отечественной литературе какое-либо систематизированное изложение вопросов, связанных с работой тепловых труб, пока отсутствует. Предлагаемый обзор преследует цель частично заполнить этот пробел.

**Устройство и принцип работы тепловых труб.** Способ передачи больших количеств тепла, применяемый в тепловой трубе, заключается в использовании скрытой теплоты парообразования путем испарения рабочей жидкости в горячем участке циркуляционного контура и ее конденсации в холодном. В отличие от систем, которые для возвращения конденсата в испарительный участок используют силу тяжести или насосы, в конструкции тепловых труб для этой цели предусмотрена специальная капиллярная система, обеспечивающая возвращение конденсата силами поверхностного натяжения. Поэтому тепловая труба может работать в условиях невесомости и даже в некоторых пределах при перегрузках, направленных против потока конденсата.

Конструкция тепловой трубы относительно проста и состоит из замкнутой оболочки, как правило, цилиндрической, капиллярной структуры (фитиля), расположенной на внутренней поверхности трубы, и рабочей жидкости в количестве, необходимом для заполнения пор фитиля (рис. 1).

**Фитиль.** Простейший метод изготовления фитиля заключается в том, что тонкую металлическую сетку (несколько десятков отверстий на погонный сантиметр) в один или несколько слоев располагают по внутренней поверхности тепловой трубы и подвергают холодной опрессовке для ее укрепления [3] (рис. 2, а). Преимущество такого рода фитиля в простоте изготовления и в том, что металлические сетки могут быть получены из многих материалов. К сожалению, для такого фитиля диаметр капилляра, по которому конденсат поступает в испаритель, невозможно определить с достаточной точностью. Кроме того, он зависит от степени прижатия слоев сетки друг к другу. Вследствие недостаточной жесткости сетки со временем происходит вспучивание и расслоение фитиля. Для укрепления фитиля применяются специальные пружины, прижимающие слои сетки к стенке трубы.

Иногда между поверхностью стенки и сеткой (перфорированным экраном) оставляется кольцевой зазор для протока конденсата [4] (рис. 2, б). Этот сетчатый цилиндр центрируется с помощью дистанционирующих выступов. Трубка с таким фитилем, заполненная натрием, с кольцевым зазором 0,15 мм и размером отверстий сетки 10 мк работала против силы тяжести ( $\sim 10^5$  дин/см<sup>2</sup>) при температуре несколько ниже 900° С [5]. В работе отмечается особая роль мелкой сетки в создании движущих капиллярных сил, так как капиллярные свойства кольцевого зазора обес-

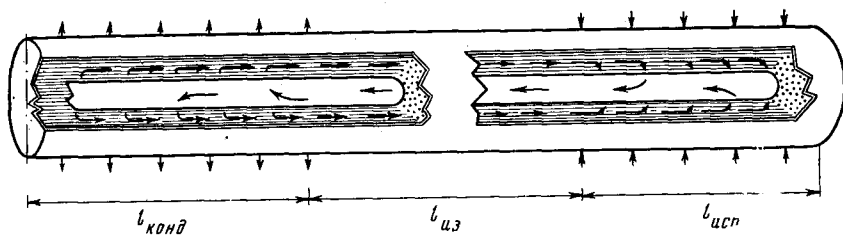


Рис. 1 Схема тепловой трубы

печли бы напор только  $10^4$  дин/см<sup>2</sup>, что заведомо привело бы к отказу тепловой трубы, даже если пренебречь вязкостью жидкости.

Система капилляров для протока конденсата может быть создана непосредственно на внутренней поверхности трубки в виде аксиальных и, как правило, прямоугольных каналов шириной порядка 0,2—0,4 мм и примерно в 2 раза большей глубиной [6] (рис. 2, в). Капилляры, расположенные в продольном направлении, могут соединяться между собой кольцевыми протоками для улучшения равномерности тепловода с поверхности трубы. Система открытых капилляров может быть первоначально изготовлена на плоскости, которая затем сворачивается в трубку с последующей сваркой шва. Однако при последних двух операциях возможна деформация капиллярной системы.

В [4] описан метод изготовления системы протоков в виде трубчатой вставки. Эта вставка представляет собой цельную структуру и изготавливается из цилиндрического слоя пиролизически осажденного на медную основу тугоплавкого металла. Все механические операции проводятся на внешней поверхности, поэтому возможно изготовление достаточно длинных вставок относительно малого диаметра. Медная основа затем выплавляется или химически вытравливается. Подобная система протоков обладает одним недостатком, который становится существенным при больших тепловых нагрузках. Поскольку система протоков открыта в сторону парового канала, то при больших скоростях пара жидкий теплоноситель замедляется или даже частично увлекается с поверхности противотоком пара.

Этот эффект приводит к уменьшению поступления теплоносителя в испаритель и в результате к прогоранию стенки тепловой трубы [5, 7].

В настоящее время наиболее употребительны составные фитили, в которых система продольных капилляров на внутренней поверхности тепловой трубы покрыта одним или несколькими слоями тонкой металлической сетки (рис. 2, г). Помимо улучшения капиллярных свойств фитиля сетка в значительной степени подавляет указанный выше эффект взаимодействия потоков пара и жидкости [5].

**Выбор рабочей жидкости.** При выборе рабочей жидкости необходимо учесть совокупность факторов, наиболее важные из которых следующие [4, 8—10]: а) высокая теплота парообразования для достижения максимального теплопереноса при мини-

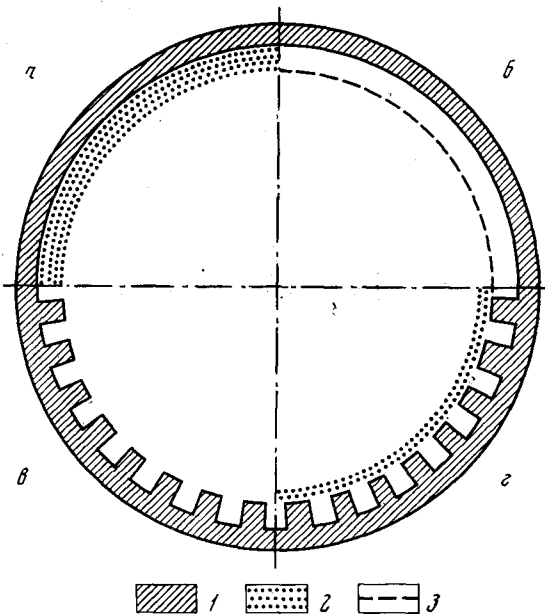


Рис. 2. Виды капиллярных структур:

1 — материал стенки; 2 — многослойная сетка или пористое тело; 3 — пористый экран

мальном расходе жидкости; б) высокая теплопроводность для уменьшения перепада температуры по слою жидкости в испарителе, что снижает вероятность возникновения локального кипения на стенке трубы; в) малая вязкость жидкости и пара для снижения сопротивления движению теплоносителя; г) высокое поверхностное натяжение для эффективного действия капиллярной системы; д) хорошая смачиваемость материала фитиля; е) подходящая точка кипения, соответствующая выбранному диапазону рабочих температур.

Относительно последнего пункта следует заметить, что поскольку тепловые трубы часто предназначены для работы при достаточно высоких температурах, то это однозначно связано с переходом к относительно высоким давлениям пара (порядка нескольких атмосфер), чтобы обеспечить малый перепад температуры вдоль трубы. Однако повышение давления пара ограничено пределами прочности трубы, так как нецелесообразно делать ее стенки слишком толстыми, ибо это приведет к появлению заметного перепада температуры на стенке.

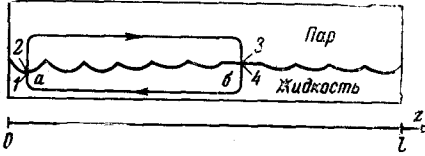


Рис. 3. Изменение кривизны мениска по длине трубы

труб: лития, натрия, калия, рубидия, цезия, серебра, кальция, стронция, бария, таллия, свинца, висмута. В последнее время появились данные по смачиваемости нержавеющей стали натрием и калием [12] и тугоплавких металлов W, Mo, Ta, Nb, Re цезием, Re калием и натрием [13]. Давление насыщенного пара для многих жидких металлов, рассматриваемых в качестве теплоносителей, приводится в [14].

Выбор рабочей жидкости связан также с проблемой совместимости теплоносителя с материалом фитиля и стенки тепловой трубы. Эта проблема обсуждается ниже.

Теплоноситель необходимо выбирать и с точки зрения создания благоприятных условий для запуска тепловой трубы [4]. Основная проблема запуска тепловой трубы заключается в том, чтобы избежать накопления теплоносителя на участках, температура  $T$  которых в момент запуска меньше некоторой температуры  $T_0$ , которая уже допускает возвращение конденсата в испаритель. В качестве первого приближения для  $T_0$  можно принять температуру плавления теплоносителя. Избежать этой опасности можно, применив предварительный подогрев всей трубки до температуры выше  $T_0$  или накопив в зоне нагрева к началу запуска некоторое количество теплоносителя, достаточное для прогрева всей трубки до температуры выше  $T_0$ . Однако аналогичный результат можно получить, если использовать теплоноситель, который при температуре  $T_0$  имеет низкое давление пара. Тогда в начале запуска испарение еще невелико и почти весь пар захватывается участками трубы, прилегающими к испарительной зоне и имеющими  $T > T_0$ .

Таким образом, наиболее перспективными теплоносителями в области температур до  $\sim 1600^\circ\text{C}$  могут быть щелочные металлы, Bi, Tl, Sb, Pb, Sr, а при более высоких температурах ( $\sim 2000^\circ\text{C}$ ) — Ag и In.

В [15] обсуждаются достоинства кальция в качестве теплоносителя (высокие значения теплоты испарения и поверхностного натяжения, низкая удельная плотность) и предлагаются методы компенсации его недостатков (относительно высокая температура плавления и большое давление паров).

**Условие работы тепловой трубы.** Основное условие функционирования тепловой трубы заключается в том, чтобы сумма потерь давления в жидкости за счет сил вязкого трения и тяжести, а также в паре за счет сил вязкого трения и инерции не превосходила капиллярного давления.

Как отмечается в [16], эти потери давления по жидкости и пару следует вычислять на участках, расположенных между точками максимальной и минимальной кривизны мениска рабочей жидкости (точки 1, 2 и 3, 4 на рис. 3). Кривизна мениска максимальна в начале участка испарения ( $z = 0$ ). Наименьшее значение радиуса кривизны мениска  $\rho$  может быть равно  $R_k \sec \theta$ , где  $R_k$  — радиус капилляра, а  $\theta$  — краевой угол смачивания.

Минимальная кривизна мениска жидкости ( $\rho \rightarrow \infty$ ) находится в зоне конденсации, но ее точное местоположение зависит от режима работы тепловой трубы. При малых тепловых потоках она находится в конце участка конденсации ( $z = l$ ); на максимальном режиме — в начале участка конденсации, т. е. в конце теплоизолированной зоны (точка б). Поверхность раздела жидкость — пар в зоне конденсации может находиться на поверхности фитиля, а при избытке жидкости — вне его. Поэтому максимальный радиус кривизны может стать равным радиусу парового канала.

В точке максимальной кривизны мениска (точка а) разность давлений жидкости и пара максимальна и равна  $2\sigma / \rho = 2\sigma \cos \theta / R_k$ , где  $\sigma$  — поверхностное натяжение. В точке минимальной кривизны мениска ( $\rho \rightarrow \infty$ ) давления пара и жидкости практически равны. Если труба работает против силы тяжести с углом наклона  $\Phi$ ,

то максимальная высота подъема жидкости, определяемая минимальным радиусом мениска, равна

$$z_{\max} \sin \Phi = 2\sigma \cos \theta / \rho_{ж} g R_k,$$

где  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости,  $g$  — ускорение силы тяжести.

Следуя обозначениям работы [16], можно записать сформулированное выше условие работы тепловой трубы в виде

$$\Delta P_{п(инерт+тр)}(2-3) + \Delta P_{ж(тр)}(4-1) + \Delta P_{ж(гравит)}(4-1) \leq 2\sigma / R_k \sec \theta.$$

Для конкретных расчетов должно быть известно положение точек 3 и 4 по оси  $z$ .

В случае ламинарного течения пара в [17] для расчета потерь давления пара в испарительном  $\Delta P_{п, исп}$  и теплоизолированном  $\Delta P_{п, из}$  участках рекомендуется соотношение

$$\Delta P_{п, исп} + \Delta P_{п, из} = (4\mu_{п}\bar{V} / R_{п}^2) [l_{исп}(1 + F Re_R) + 2l_{из}],$$

$$\text{где } F = \frac{7}{9} - \frac{8a_0}{27} + \frac{23}{405} a_0^2,$$

$a_0$  — поправка на профиль скорости в начале зоны конденсации ( $0 \leq a_0 \leq 0,665$ ),  $\mu_{п}$  — вязкость пара,  $R_{п}$  — радиус парового канала.

В [16] на основании результатов [17] приводится более удобная для вычислений формула в случае несблших чисел  $Re$  и длинной тепловой трубы:

$$\Delta P_{п} = \frac{1}{2} \rho_{п} \bar{V}^2 \left\{ \frac{16}{Re} \frac{2l_{исп} + 4l_{из}}{2R_{п}} + \frac{28}{9} - \frac{0,68 Re}{29 \frac{l_{исп}}{2R_{п}} + Re} \exp\left(-\frac{30l_{из}}{Re R_{п}}\right) \right\},$$

где

$$Re_R = \frac{d\dot{Q}}{dz} / 2\pi v_{п} \rho_{п} r = \dot{Q} / 2\pi v_{п} \rho_{п} r l_{исп}.$$

$$Re = 2\dot{Q} / \pi R_{п} v_{п} \rho_{п} r = 4Re_R l_{исп} / R_{п},$$

$\dot{Q}$  — количество тепла, переносимое вдоль тепловой трубки;  $r$  — теплота парообразования.

Средняя скорость пара  $\bar{V}$  вычисляется по формуле

$$\bar{V} = \dot{Q} / \pi \rho_{п} r R_{п}^2.$$

В случае бльших чисел  $Re$  и коротких тепловых труб при косинусоидальном профиле скоростей предлагается формула [16]

$$\Delta P_{п} = \frac{1}{2} \rho_{п} \bar{V}^2 [2l/R_{п} + \pi^2/4],$$

где коэффициент трения  $f$  в предположении, что имеет место плавный переход к турбулентному течению, вычисляется по формуле

$$f = (2\pi^2 / Re) + (0,03 / Re^{0,2}).$$

Коэффициент 0,03 получен экспериментально [18].

При очень малых  $Re$  и длинных трубах инерционным членом можно пренебречь [16], и тогда

$$\Delta P_{п} = 16l \rho_{п} \bar{V}^2 / Re R_{п}.$$

В [15] приводятся формулы для расчета потерь давления в паре не только при ламинарном, но и при турбулентном течении.

Очень простая зависимость для потери давления пара предлагается в [19] для случая ламинарного течения при  $Re_R \gg 1$ :

$$\Delta P_{п} = (1 - 4\pi^{-2}) Q^2 / 8\rho_{п} R_{п}^4 r^2.$$

Следует отметить, что, согласно [19], восстановление давления при замедлении потока пара в зоне конденсации составляет  $4/\pi^2 \approx 40\%$  падения давления в испарителе и не зависит от количества переносимого тепла. На самом деле оно зависит от осевых тепловых потоков и может достигать 98% потерь давления в испарителе. Сравнение указанной выше формулы с результатами численных расчетов [9] показывает, что на испарительном участке вычисления [19] дают практически верные значения потерь давления, а в зоне конденсации — ошибочные. Следовательно, для оценочных потерь давления пара в испарителе можно пользоваться формулой

$$\Delta P_{п} = \dot{Q}^2 / 8\rho_{п} R_{п}^4 r^2.$$

Для вычисления потерь давления в жидкости в условиях преобладания сил вязкости (очень малых чисел  $Re$ ) в [16] приведены формулы для различных типов фитилей (см. рис. 2). Например, для составного фитиля (рис. 2, з)

$$\Delta P_{ж} = 1,18lQ\dot{v}_{ж} / a_{\text{эф}} b^2 N r (\pi / 4),$$

где  $a_{\text{эф}} \cong a \left( 1 - 2 \frac{192}{\pi^5} \frac{b}{a} \operatorname{tgh} \frac{\pi}{2} \frac{a}{2b} \right)$   $a$  — глубина капиллярного канала,  $2b$  — ши-

рина капиллярного канала,  $\dot{v}_{ж}$  — кинематическая вязкость жидкости.

**Оптимизация геометрических размеров.** Если силой тяжести можно пренебречь (состояние невесомости или горизонтальное положение тепловой трубы), то условие работы упростится и запишется в виде

$$\Delta P_{п} + \Delta P_{ж} \leq 2\sigma \cos \theta / R_{к}.$$

Максимальный теплоперенос осуществляется при максимальной циркуляции теплоносителя, которая имеет место в случае знака равенства в этом соотношении.

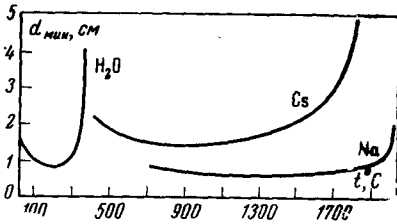


Рис. 4. Минимальный диаметр тепловой трубы в зависимости от рабочей температуры и вида теплоносителя

С полученным таким образом уравнением связывается понятие оптимальной тепловой трубы. Геометрические размеры ее при этом таковы, что для данной рабочей жидкости при определенной температуре осевой теплоперенос максимален.

При оптимизации геометрических размеров используются, как правило, упрощенные формулы для расчета потерь давления. Так, в [6, 20] потери давления в жидкости и паре определяются по формуле Пуазейля.

Оптимизация обычно проводится для определения оптимального радиуса капиллярного канала при заданных величинах диаметра парового канала и длины тепловой трубы. В [6] находится ширина и глубина прямоугольных каналов фитиля для цилиндрической тепловой трубы. В результате автор получает или величину максимальной теплопроизводительности для данного диаметра тепловой трубы или минимальный диаметр при заданной тепловой мощности. В качестве иллюстрации на рис. 4 приводятся результаты этой работы для различных теплоносителей при одной и той же переносимой мощности 1 *квт*. Примечательно, что минимальный диаметр натриевой тепловой трубы в широком диапазоне практически не зависит от рабочей температуры.

В [20] проведена оптимизация размера параллельных каналов с учетом силы тяжести. При условии максимальной теплопроизводительности находится радиус канала в зависимости от угла наклона тепловой трубы. Так, для литиевой трубы длиной 40 *см* и радиусом 0,7 *см* при изменении угла наклона от 0 до 90° радиус капилляра должен уменьшиться в 4 раза. Если же радиус капилляра оставлять неизменным, то будет резко меняться передаваемая тепловой трубой мощность. При вертикальном положении тепловой трубы мощность намного сильнее зависит от радиуса капилляра, чем при горизонтальном.

**Пределы теплопроизводительности.** Об одном ограничении уже говорилось выше: сумма всех потерь давления не должна превышать напора капиллярных сил.

Существует также ограничение по максимальному тепловому потоку на испарительном участке тепловой трубы [21], связанное с тем, что возникновение кипения при чрезмерно больших подводимых тепловых потоках может нарушить действие капиллярного слоя, а в результате локального высыхания фитиля и стенки трубы возможно прогорание последней. Максимальные допустимые тепловые потоки определяются экспериментально. Для тепловых труб с жидкими металлами авторы [7] полагают максимальный тепловой поток равным 500 *вт/см²*. Известно, что литиевая труба успешно работала при 1600°С в течение 1000 *час* с тепловой нагрузкой 170 *вт/см²* [22], причем авторы этой работы высказывают уверенность, что при входном потоке 50 *вт/см²* тепловая труба сможет проработать 10 000 *час*.

Экспериментальное определение предельных тепловых потоков на испарительных участках тепловых труб проводилось в [23]. Обнаружены очень высокие значения предельных тепловых потоков (на Na до 2000 *вт/см²*), при которых не происходило пленочного кипения. Проведенное сравнение максимальных удельных потоков в испарителях тепловых труб с критическими тепловыми потоками при кипении жидких металлов в большом объеме показывает, что последние в 2—10 раз меньше.

Исходя из имеющихся экспериментальных данных при конкретном использовании тепловых труб допустимый тепловой поток назначается с учетом так называемого коэффициента безопасности [24]. Для натриевых тепловых труб в качестве безопасно допустимого теплового потока часто принимается величина 50 *вт/см²*.

Пусковые тепловые потоки ограничены сверху скоростью звука в паре. По мере роста температуры это ограничение отходит на второй план.

В [22] сообщается о достижении предельного осевого теплового потока  $15 \text{ кВт/см}^2$  при  $1500^\circ \text{C}$  на тепловой трубе с литием. Авторы выражают уверенность в возможности создания литиевой тепловой трубы, которая при  $1600^\circ \text{C}$  будет способна передавать в осевом направлении тепловые потоки  $10 \text{ кВт/см}^2$  при ресурсе 1000 час.

Следует отметить, что на работе тепловой трубы сильно сказывается примесь неконденсирующегося газа, резко уменьшающая теплосъем на участке конденсации. Влияние неконденсирующихся газов наблюдали уже авторы первой работы по тепловым трубкам [4].

**Совместимость материалов.** Пожалуй, одной из самых трудноразрешимых проблем, встретившихся на пути создания тепловых труб с ресурсом порядка нескольких тысяч часов, является проблема совместимости материалов. При взаимодействии теплоносителя со стенкой трубы и фитилем могут образоваться легкоплавкие интерметаллические соединения, уносимые теплоносителем. Кроме того, возможно растворение материалов стенки трубы и фитиля в рабочей жидкости [4] с образованием осадка растворенного материала в зоне испарения. Накапливающийся осадок засоряет фитиль и затрудняет тем самым поступление теплоносителя в испаритель, что может привести к прогоранию стенки тепловой трубы на испарительном участке.

*Интерметаллические соединения, образуемые рабочими жидкостями с тугоплавкими элементами*

	Nb	Ta	Mo	W	Re	Os	Ru	Ir	C
Mg			-	-				+	+
Li								+	+
Sr								+	+
Bi	-		-				+	+	-
Yb	-				+	+	+	+	+
Eu	-				+	+	+	+	+
Tl									
Gd	-				+	+	+	+	+
Ca				-				+	+
Sm	-				+	+	+	+	+
Ba								+	+
Sb	+	+				+		+	-
Pb	+	*	-	-			-	+	+
Tm	-				+	+	+	+	+
In	+						+	+	+
Mn	+	+	+		+		+	+	-
Ag		-	-	-	-	+	+	-	-

Плюс — интерметаллическое соединение существует; минус — соединение не существует, пустые клетки указывают на отсутствие сведений.

\* В одном из исследований соединение не обнаружено.

Кроме того, значительный массоперенос может полностью разрушить структуру фитиля в конденсаторе. Хотя механизм взаимодействия жидкометаллических теплоносителей с конструкционными материалами чрезвычайно сложен, однако, для каждого жидкого металла можно указать доминирующий процесс коррозии: простая растворимость, примесная коррозия (примеси кислорода, нитридов, гидридов, хлоридов) и т. д. [25].

При выборе пары теплоноситель — конструкционный материал прежде всего следует исключить все те комбинации, которые дают интерметаллические соединения. В таблице приводятся сведения об образовании подобных соединений между перспективными теплоносителями и конструкционными металлами [4].

Предварительные оценки допустимой растворимости материала стенки в теплоносителе, сделанные на основании весьма простых соображений в [4], показывают, что для типичных параметров тепловых труб при входной тепловой нагрузке  $50 \text{ вт/см}^2$ , ресурсе  $10^4$  час и предельно возможной толщине осадка  $0,1 \text{ мм}$  растворимость не должна превышать 0,1 атомных частей на миллион. Трудно найти материал, который при  $T \geq 1600^\circ \text{C}$  имел бы меньшую растворимость. Однако имеющиеся данные по статической растворимости еще довольно отрывочны и часто противоречивы. Кроме того, в данном случае, как отмечают авторы [4], на растворимость материала могут сильно влиять условия протекания теплоносителя в фитиле, поэтому динамическая растворимость может быть много меньше статической.

В области относительно низких температур ( $500-900^\circ \text{C}$ ) найдены вполне удовлетворительные варианты разрешения проблемы совместимости. В работе [5], в зна-

чительной степени обобщающей американский опыт, констатируется, что для этих температур в качестве теплоносителя могут успешно применяться щелочные металлы в сочетании с такими конструкционными материалами, как пержавающая сталь, никель, сплавы ниобий — цирконий и тугоплавкие металлы. Например, никелевая тепловая труба, наполненная калием, функционировала в течение 16 000 час при 600°С. Очевидно, возможно применение бериллия в качестве конструкционного материала, если необходима экономия в весе.

В области высоких температур (1400—2000°С) разрешение проблемы совместности значительно труднее, однако и здесь, согласно [4, 5, 22], достигнуты определенные успехи. Обнадеживающие результаты получены на тепловой трубе из пиролитического осажденного вольфрама, которая проработала с серебром в качестве теплоносителя в течение 1000 час при 1400°С. Обнаруженная растворимость вольфрама в серебре не превысила  $\sim 0,05 \cdot 10^{-6}$  долей [5]. Тепловая труба из рения с вольфрамовым фитилем и индием в качестве теплоносителя проработала 1000 час при 2000°С. Однако последующий осмотр обнаружил значительную взаимную диффузию вольфрама и рения и осаждение растворенного вольфрама в испарительной части трубы. Аналогичная картина наблюдалась после 300 час работы такой же трубы, но заполненной серебром. Предполагается, что указанные явления возникают из-за присутствия примесей в поставляемых заготовках листового рения [5].

Испытания на ресурс тепловых труб из таптала, вольфрама и сплава Nb — 1% Zr с висмутом, свинцом, таллием, литием и барием в качестве теплоносителей показали, что при  $T \approx 1600^\circ\text{C}$  для труб из Ta и Nb — 1% Zr с литиевым теплоносителем основной причиной отказа является прогорание стенки спустя 10—100 час после запуска из-за локальной коррозии в испарителе [22]. Прогорание стенки было вызвано примесью кислорода в конструкционном материале (порядка 100 частей на миллион). Кислород из конструкционного материала захватывался теплоносителем в зоне конденсации и переносился в испаритель, где накапливался в таких количествах, которые обеспечивали прогорание стенки вследствие образования, как предполагается, комплекса O — Li — Ta (—Nb соответственно), имеющего низкую температуру плавления. В связи с этим были проведены следующие мероприятия: а) предварительная деоксидация материала стенки, для чего тепловая труба изготавливалась из конденсационной части первичной трубы, длительно проработавшей при том же режиме; б) замедление процесса коррозии добавлением в теплоноситель веществ, связывающих кислород, например Са; в) добавление аналогичных по действию веществ в материал стенки. Эти мероприятия привели к существенному увеличению срока службы тепловых труб. Деоксидированная тепловая труба из Nb — 1% Zr работала в течение 1000 час при 1500°С с тепловой нагрузкой 115 *вт/см<sup>2</sup>*, правда, при этом имело место уменьшение содержания циркония в сплаве. Тепловая труба из того же материала с добавкой 46 *мг* Са в литий (13% по весу) испытывалась при  $T = 1500^\circ\text{C}$  в течение 900 час с тепловой нагрузкой 115 *вт/см<sup>2</sup>*. Наилучшие результаты получены на тепловой трубе из материала SGS — Ta. После 1000 час работы при 1600°С с тепловой нагрузкой 170 *вт/см<sup>2</sup>* не обнаружено каких-либо следов примесной коррозии и замечен лишь незначительный осадок в зоне испарения.

В [26] сообщалось, что тепловая труба из материала SGS — Ta с теплоносителем Ti проработала в горизонтальном положении свыше 2000 час при 1600°С и средней тепловой нагрузке 60 *вт/см<sup>2</sup>*. Авторы работы на основании длительных испытаний 45 тепловых труб из Ta, SGS — Ta, W, Nb — 1% Sr с теплоносителями Li, Pb, Ti, Bi и Ba отобрали для дальнейших испытаний при 1600°С с ресурсом более 1000 час только три комбинации: W/Li, W/Pb, SGS — Ta/Ti. При 1000°С испытывались три трубки из Nb — 1% Zr: с литием (3570 час), натрием (1000 час, 1100°С) и цезием (1000 час). В первом случае была отмечена коррозия испарительного участка.

В [27] отмечается, что тепловая труба из Nb — 1% Zr с натрием прошла испытание в течение 12 000 час при 827°С. Переносимая тепловая мощность составляла 500 *вт*.

Имеются также сведения [28], что тепловая труба из сплава Ti — Zr — Mo проработала с литием 9000 час при 1475—1500°С.

**Применение тепловых труб.** Пожалуй, наиболее широкое применение тепловых труб в настоящее время намечается в космической энергетике и технике, где крайне существенно удачное сочетание уникальных тепловых характеристик с экономией веса [29]. Было проведено первое испытание тепловой трубы (теплоноситель — вода) в космических условиях на ракете «Атлас Аджена», давшее удовлетворительные результаты [5, 30]. Тепловые трубы с такими низкокипящими теплоносителями, как вода и спирты, могут быть использованы для отвода тепла из отсеков спутников и космических кораблей\*.

Заманчивые перспективы использования тепловых труб открываются при создании космической термоэмиссионной ядерно-энергетической установки (ЯЭУ) [28, 31—40]. Существует несколько аспектов применения тепловых труб в подобных установках.

Для поддержания достаточно высокой температуры катода термоэмиссионного преобразователя (ТЭП), расположенного вне активной зоны реактора ЯЭУ, необходим

\* Характеристики тепловых труб на воде и спиртах изучались в [3, 41].



интенсивный подвод тепла, что часто затрудняется низкой теплопроводностью материалов активной зоны. Тепловые трубы позволяют решить эту проблему при приемлемых температурах активной зоны [32]. Аноды ТЭП также можно охлаждать с помощью труб. В литературе рассматриваются проекты таких ЯЭУ на различные уровни электрической мощности: 50 кВт [32], 1 Мвт [37], 10 Мвт [33], 10—100 кВт [28], 1—10 кВт [39], 10 кВт — 10 Мвт [40]. ЯЭУ с внешним расположением ТЭП, нагреваемых тепловыми трубами, имеют приблизительно такой же удельный вес ( $кг/кВт$ ), что и установки с ТЭП, расположенными внутри активной зоны. Однако они свободны от многих недостатков последних: изменения размеров вследствие разбухания ядерного топлива, ухудшения эмиссионных свойств эмиттера из-за взаимодействия с топливом, проникновения газообразных продуктов деления в межэлектродный зазор, влияния неоднородности тепловыделения в реакторе на характеристики ТЭП. Кроме того, тепловые трубы позволяют конструктивно отделить реактор от системы преобразования и тем самым производить доводку их отдельно друг от друга.

Для осуществления этих проектов необходимо разработать и создать тепловые трубы, способные длительное время (несколько тысяч часов) работать при температурах порядка 2000° С.

В области малых электрических мощностей (1—10 кВт) ЯЭУ с быстрым реактором, использующие тепловые трубы для подвода тепла от реактора к системе преобразования (термоэлектрической или термоэмиссионной) и для отвода от нее тепла к излучателю, имеют преимущества в весе и стоимости по сравнению с аналогичными радиоизотопными установками [39].

Ввиду хороших теплопередающих свойств и незначительного веса тепловые трубы различных конфигураций могут применяться в качестве ребер холодильника-излучателя [24, 28, 32, 35, 36, 38], что приводит к существенному снижению общего веса, уменьшению поверхностей, нуждающихся в метеоритной защите, меньшим потерям давления теплоносителя в холодильнике-излучателе, значительно упрощению конструкции.

Такое важное свойство тепловых труб, как стабильность и равномерность температурного поля (например, в [4] был получен градиент температуры по длине трубы 0,05 град/см), обуславливает целесообразность их применения в газопламенных энергоустановках и в системах термостатирования.

В качестве высокотемпературного термостата тепловая труба успешно использовалась при точных калориметрических исследованиях ТЭП [42].

В [43] сообщается о разработке ТЭП с газопламенным нагревом мощностью 3 кВт. Тепловая труба (Mo — Li, фитиль из нескольких слоев тканой молибденовой сетки) подводит тепло к эмиттеру преобразователя от горелки, работающей на обычном углеводородном топливе, и обеспечивает равномерное температурное поле. Следует отметить, что генераторы на химическом топливе в диапазоне мощностей до 10 кВт имеют существенные преимущества по сравнению с ядерными генераторами: они безопасны в отношении радиации и более дешевы. Однако на пути их практического использования стоит проблема материалов, способных длительное время работать в продуктах сгорания химических топлив при высоких температурах (достигнутый ресурс не превышает 100—300 час).

В энергоустановках находит применение еще одно ценное свойство тепловых труб — способность трансформировать величину плотности теплового потока. Так как процессы кипения и конденсации по существу независимы, то каждый из них в отдельности может проходить либо на большой поверхности с малой плотностью теплового потока, либо на малой поверхности с большой плотностью теплового потока. Как сообщается в [40], достигнута трансформация плотности теплового потока

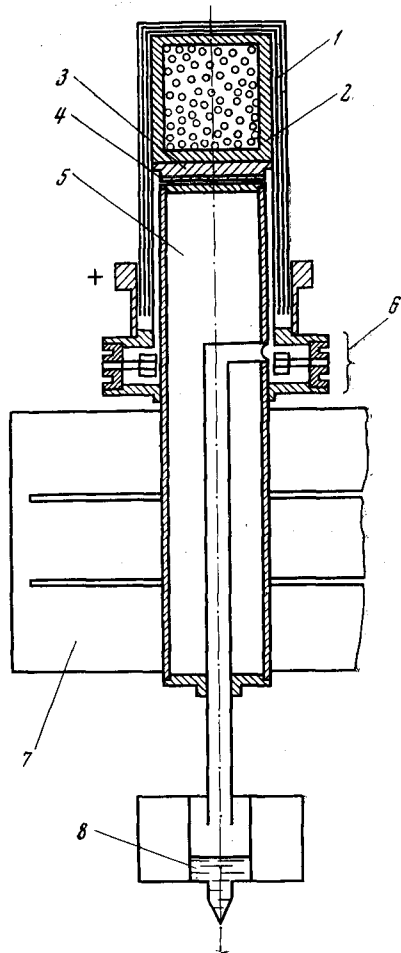


Рис. 5. Термоэмиссионный преобразователь с радиоизотопным источником тепла:

1 — тепловая защита; 2 — капсула с изотопом; 3 — эмиттер; 4 — коллектор; 5 — тепловая труба; 6 — металлокерамическое уплотнение; 7 — ребра излучателя; 8 — дезий

1:10. Это свойство используется в термоэмиссионном преобразователе для отвода тепла от коллектора (испарительный участок тепловой трубы), где высокие плотности теплового потока, к излучателю (участок конденсации) с низкими плотностями теплового потока. По этой же причине тепловые трубы позволяют более широко использовать в качестве источников тепла радиоактивные изотопы, в частности долгоживущие изотопы. Обычно изотопные источники с большим периодом полураспада имеют низкую плотность тепловыделения, тогда как для работы эмиттера необходимы высокие тепловые потоки. В [43] сообщается о разработке термоэмиссионного преобразователя с изотопным источником тепла. Тепло от капсулы с изотопом передается к эмиттеру с помощью тепловой трубы (Mo — Li, многослойный фитиль из молибденовой сетки). При 1450°С преобразователь развивает полезную мощность 185 вт при к.п.д. 16,5% и 225 вт при к.п.д. 13%.

На рис. 5 приводится пример использования тепловой трубы в радионуклеонной энергоустановке [27]. Тепловая труба в данном случае отводит тепло от коллектора преобразователя к излучателю.

Оригинальное применение тепловой трубы предложено в [44, 45] для измерения давления насыщенных паров щелочных металлов при высоких температурах. Для этого зона конденсации тепловой трубы соединяется с объемом, содержащим неконденсирующийся инертный газ (аргон). Если диаметр трубы достаточно мал ( $< 1$  см) и давление пара достаточно велико ( $> 50-100$  мм рт. ст.), наблюдается резкая граница между паром и инертным газом [1]. Температура испарительной зоны при этом почти постоянна и зависит только от давления инертного газа и не зависит от входного теплового потока. Поскольку перепад давления по потоку пара незначителен ( $\sim 1$  мм рт. ст.), то можно считать, что давление пара равно давлению инертного газа.

Конструктивные варианты применения тепловых труб в космических аппаратах описаны в [29].

Для некоторых приложений весьма интересны весовые и габаритные характеристики тепловых труб. По имеющимся данным, вес тепловой трубы колеблется в пределах 500—700 г/м, габариты меняются в пределах  $d = 6-20$  мм,  $l = 300-1300$  мм при  $l/d < 100$ .

Москва

Поступила в редакцию  
24 III 1969

#### ЛИТЕРАТУРА

1. G. M. Grover, T. P. Cotter, G. F. Erickson. J. Appl. Phys., 35, № 6, 1964.
2. Ф. В. Кондратьев. Атомная энергия, 20, № 4, 1966.
3. D. K. Anand. J. Spacecraft Rockets, 3, № 5, 1966.
4. C. A. Busse, R. Caron, F. Geiger, M. Pöttschke. I Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. London, 1965.
5. G. M. Grover, J. E. Kemme, E. S. Keady. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
6. S. Frank. Advances in Energy Conversion Engineering, N. Y., 1967, p. 833.
7. A. Bähr, E. Burck, W. Hufschmidt. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
8. M. Schindler, G. Wöbner. ATKE, 10, № 9/10, 1965.
9. G. H. Parker, J. P. Hanson. Advances in Energy Conversion Engineering. N. Y., 1967, p. 847.
10. K. T. Feldman, G. H. Whiting. Mech. Engng, 89, № 2, 1967.
11. H. E. J. Schins. EUR 3653e, 1967.
12. Л. С. Кокорев, В. И. Петровичев, А. И. Приданцев и др. Сб. Вопросы теплофизики ядерных реакторов. Атомиздат, 1968.
13. H. Webster. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
14. А. Н. Несмеянов. Давление пара химических элементов. Изд-во АН СССР, 1961.
15. E. Schmidt, R. Semeria. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
16. E. van Andel. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
17. C. A. Busse. Thermionic Conversion Specialist Conference. Palo Alto, California, 1967.
18. J. Bohdansky, H. E. J. Schins. I Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. London, 1965.
19. T. P. Cotter, J. Deverall, C. F. Erickson, G. M. Grover et al. I Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. London, 1965.
20. M. Armand, A. M. Schroff. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
21. G. Y. Eastman. Scient. Amer., 218, № 5, 1968.
22. C. A. Busse, F. Geiger, H. Strub, M. Pöttschke, G. Kraft. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.

23. F. Reiss, K. Schretzmann. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation, Stresa, Italy, 1968.
  24. C. E. Walter, O. C. Kolar et al. Advances in Energy Conversion Engineering. N. Y., 1967, p. 730.
  25. В. И. Никитин. Теплоэнергетика, № 2, 90, 1962.
  3. C. A. Busse, F. Geiger, D. Quataert, M. Pötschke. Thermionic Conversion Specialist Conference. Houston, 1966.
  7. A. de Troyer, E. Nève de Mévergnies et al. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
  28. P. Fiebelmann, H. Neu, C. Rinaldini. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
  29. K. T. Feldman, G. H. Whiting. Mech. Engng, 90, № 11, 1968.
  30. J. E. Deverall, E. W. Salmi, R. J. Knapp. J. Spacecraft Rockets, 4, № 11, 1967.
  31. S. A. Busse. EUR 2534e, 1965.
  32. R. Ruhle, L. Steiner, R. Fritz, S. Dagbjartsson. ATKE, 10, № 9/10, 1965; русск. перевод. Прямое преобразование тепловой энергии в электрическую. № 9, 1967.
  33. C. S. Barnett. Trans. Amer. Nucl. Soc., 9, № 2, 338, 1966.
  34. H. Neu. Atompraxis, 12, № 4/5, 1966.
  35. M. A. Zipkin. J. Spacecraft Rockets, 3, № 7, 1966.
  36. M. A. Zipkin. J. Spacecraft Rockets, 4, № 7, 1967.
  37. E. S. Pedersen. Nucl. Engng, 12, № 129, 1967.
  38. P. Brosens. Advances in Energy Conversion Engineering. N. Y., 1967, p. 181.
  39. J. I. Roberts, E. J. Groke. Advances in Energy Conversion Engineering. N. Y., 1967, p. 575.
  40. W. E. Loewe. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation Stresa, Italy, 1968.
  41. D. K. Anand et al. J. Spacecraft Rockets, 4, № 5, 1967.
  42. J. Bohdansky, E. van Andel. II Intern. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa, Italy, 1968.
  43. H. Bierman. Electronic Design, 14, № 16, 1966.
  44. J. Bohdansky, H. E. J. Schins. J. Appl. Phys., 36, 3683, 1965.
  45. J. Bohdansky, H. E. J. Schins. J. Phys. Chem., 71, 215, 1967.
-