

УДК 536.24;621.396.69

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ С НЕСКОЛЬКИМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛА РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ

© 2019 г. В. Г. Пастухов<sup>1</sup>, \*, Ю. Ф. Майданик<sup>1</sup>, \*\*<sup>1</sup>Институт теплофизики УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

\*E-mail: pastukhov@itp.uran.ru

\*\*E-mail: maidanik@itp.uran.ru

Поступила в редакцию 13.03.2019 г.

После доработки 26.04.2019 г.

Принята к публикации 16.05.2019 г.

Представлены результаты разработки и экспериментальных исследований контурной тепловой трубы, предназначенной для одновременного охлаждения нескольких источников тепла, рассеивающих различную мощность. Труба имела цилиндрический испаритель и серпантинообразный конденсатор, связанные паропроводом и конденсаторопроводом. Испаритель находился в тепловом контакте с основным источником тепла. Два дополнительных менее мощных источника тепла находились в контакте с теплообменниками, расположенными на паропроводе и конденсаторопроводе. В качестве теплоносителей использовались фреон-152а и аммиак. Эффективность контурной тепловой трубы оценивалась по отношению максимальной величины тепловой нагрузки на дополнительных источниках к тепловой нагрузке основного источника. Ограничительным условием для каждого источника была температура 90°C. Испытания проводились при температуре жидкости, охлаждающей конденсатор, 20°C. Максимальная мощность трубы с аммиаком без дополнительных источников тепла составила 350 Вт, с фреоном-152а – 130 Вт. Было показано, что у фреоновой трубы при номинальной тепловой нагрузке на основном источнике 60 Вт максимальная нагрузка на дополнительном источнике, расположенном на конденсаторопроводе составила 34 Вт (57%), а у источника на паропроводе – 10 Вт (16%). У аммиачной контурной тепловой трубы при номинальной нагрузке на основном источнике 220 Вт соответствующие значения для дополнительных источников были равны 60 Вт (27%) и 13 Вт (6%).

DOI: 10.1134/S0040364419050120

### ВВЕДЕНИЕ

Контурные тепловые трубы (КТТ) – высокоэффективные теплопередающие устройства, работающие по замкнутому испарительно-конденсационному циклу. Первые результаты разработки и испытаний прототипа КТТ были опубликованы еще в 1974 г. [1]. Их основными конструктивными особенностями являются локальное размещение капиллярной структуры (КС) в зоне нагрева (испарителе) и разделение потоков пара и жидкости между испарителем и конденсатором по отдельным трубопроводам (рис. 1). Также важный элемент КТТ – наличие специального объема, сопряженного с внутренней впитывающей стороной КС, получившего название компенсационной полости (КП). Основная функция КП заключается в аккумуляции жидкости, вытесняемой при работе КТТ из конденсаторопровода и конденсатора. Циркуляция жидкости в устройстве обеспечивается капиллярными силами КС и перепадом давления между ее испаряющей и впитывающей поверхностями, возникающим под воздействием внешней тепловой нагрузки,

приложенной к испарителю. Такая конструкция обеспечивает КТТ высокую теплопередающую способность при различной ориентации в гравитационном поле и в невесомости, а также способ-

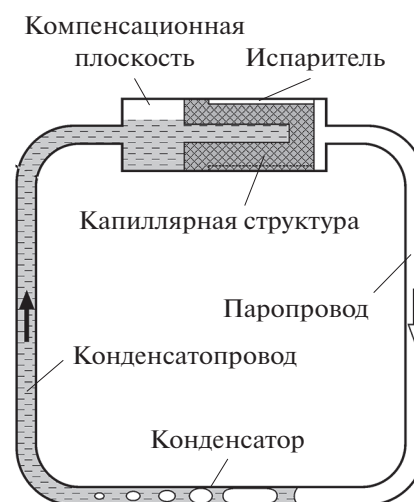


Рис. 1. Схема КТТ.

ность к любому конфигурированию и созданию различных разветвленных схем [2].

Потребность в разветвленных теплопередающих системах диктуется необходимостью теплового регулирования объектов, содержащих множество пространственно распределенных элементов и рассеивающих различающиеся тепловые потоки. Типичным примером являются компьютерные сервера, в которых наряду с мощным центральным процессором, рассеивающим до 150 Вт и более, имеются и другие менее мощные компоненты, которые также необходимо охлаждать.

Изначально разработка разветвленных КТТ была связана с космической техникой и велась по пути создания схем с параллельным соединением нескольких испарителей и конденсаторов. Результаты ряда исследовательских работ [3–5] доказали работоспособность таких схем, в которых как минимум два испарителя и два конденсатора соединены параллельно. Было показано, что тепловая нагрузка испарителей может быть разной и в случае нулевой нагрузки на одном из них последний может играть роль конденсатора. Вместе с тем такие особенности работы КТТ, как наличие минимальной пусковой нагрузки и возможность возникновения пульсационных режимов работы при низких тепловых нагрузках [6], повышают вероятность нестабильной работы разветвленной схемы. Для надежности запуска предлагается использовать такие активные элементы, как термоэлектрические модули [7, 8] или дополнительные нагреватели [9], с помощью которых осуществляется управление рабочей температурой и создаются условия для благоприятного распределения жидкости перед запуском. Однако при этом утрачиваются свойства пассивности и авторегулируемости устройства. Другой недостаток мультииспарительных схем связан с ограничением числа испарителей из-за пропорционального увеличения объема их КП и, как следствие, объема теплоносителя, необходимого для успешного запуска. По мнению автора работы [10], реализация схемы с более чем тремя испарителями весьма проблематична, за исключением случаев, когда испарители являются одинаковыми и имеют равную или близкую тепловую нагрузку либо объединены общей теплопроводной плитой.

В 2011 г. была предложена новая концепция КТТ, предназначенная для охлаждения множественных тепловых источников и названная как “Multi-Stages” КТТ [11]. В ней предлагается использовать один капиллярный испаритель и несколько конденсаторов, между которыми располагаются дополнительные теплообменники. Капиллярный испаритель создает поток теплоносителя в контуре под действием тепловой нагрузки от основного источника. После испарителя этот поток конденсируется частично или пол-

ностью в первом конденсаторе и поступает в дополнительный теплообменник, где происходит частичное или полное испарение под действием тепловой нагрузки дополнительного источника. Перед тем как поступить в испаритель, поток проходит через конечный конденсатор, чтобы на входе в испаритель иметь жидкую фазу теплоносителя. Результаты экспериментальных исследований моделей с одним и тремя дополнительными источниками показали надежную работу КТТ [12, 13]. Тепловая нагрузка дополнительных источников могла достигать 70–80% от тепловой нагрузки основного источника. Также не наблюдалось проблем с запуском и колебаниями температур при низкой тепловой нагрузке дополнительных источников. Все это делает предложенную концепцию весьма перспективной, в частности, для охлаждения электроники с множеством элементов различной мощности. Среди недостатков можно отметить сложность и большое количество трубопроводов и конденсаторов, которые трудно разместить при плотной компоновке электронных компонентов.

С одной стороны, рассмотренные выше решения достаточно сложны для практической реализации. С другой стороны, по мнению авторов, недостаточно изучены потенциальные возможности КТТ, работающей с несколькими источниками тепла, но имеющей один испаритель и один конденсатор. Такая схема, в которой охлаждение дополнительных источников осуществляется теплообменниками на паропроводе и конденсаторопроводе, предложена и исследована с аммиаком в качестве теплоносителя в [14, 15]. Показано, что тепловая нагрузка дополнительных источников на конденсаторопроводе может достигать 28% от тепловой нагрузки основного источника и до 8% на паропроводе соответственно.

Цель данной работы – изучение влияния различных теплоносителей на эффективность охлаждения дополнительных источников, расположенных на теплообменниках паровой и жидкостной линий КТТ. Для этого проанализированы свойства ряда теплоносителей и проведены экспериментальные исследования с двумя теплоносителями: фреоном-152a и аммиаком.

## ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Проблема выбора оптимального теплоносителя для КТТ, работающей с дополнительными источниками тепла, заключается в противоречивых требованиях к его свойствам.

С одной стороны, отвод тепла от основного источника осуществляется в испарительно-конденсационном цикле, который обеспечивает циркуляцию теплоносителя в контуре. При этом теплопередающую способность теплоносителей можно сравнить по некоторому критерию каче-

ства  $M$ , в котором объединены определяющие теплофизические параметры:

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l r}{\mu_l}, \quad (1)$$

где  $\rho_l$  – плотность жидкости,  $\sigma_l$  – поверхностное натяжение,  $r$  – теплота испарения,  $\mu_l$  – динамическая вязкость жидкости. Согласно этому критерию, теплоноситель, характеризующийся, в частности, большой величиной теплоты испарения, обладает наибольшей теплопередающей способностью.

С другой стороны, эффективность проточных теплообменников на паропроводе и конденсатопроводе зависит от величины массового расхода теплоносителя, который обратно пропорционален теплоте испарения. Так, например, количество тепла отводимого теплообменником жидкостной линии определяется соотношением

$$Q_l = C_{pl}(\bar{T}_l) \frac{Q_{ev}}{r(T_v)} \Delta T_l,$$

где  $C_{pl}(\bar{T}_l)$  – теплоемкость жидкости при средней температуре,  $Q_{ev}$  – тепловая нагрузка основного источника на испарителе,  $\Delta T_l$  – разность температур жидкости на входе и выходе теплообменника,  $r(T_v)$  – теплота испарения при температуре пара. В этом случае в качестве критерия эффективности теплоносителя можно рассматривать отношение тепловых нагрузок дополнительного и основного источников. Для жидкостного теплообменника это соотношение будет следующим:

$$N_l = \frac{Q_l}{Q_{ev}} = \frac{C_{pl}(\bar{T}_l)}{r(T_v)} \Delta T_l. \quad (2)$$

Аналогичное соотношение можно получить и для теплообменника на паропроводе, в котором вместо теплоемкости жидкости будет теплоемкость пара, а разность температур жидкости заменит разность температур пара. Таким образом, наибольшее количество тепла от проточных теплообменников контура КТТ можно отвести теплоносителем с наибольшей величиной отношения теплоемкости к теплоте испарения ( $C_{pl}/r$ ).

Соотношение критерия  $M$  (1) и параметра  $C_{pl}/r$  для ряда теплоносителей, приведенное на рис. 2, и иллюстрирует обозначенное противоречие. Очевидно, что выбор теплоносителя будет зависеть от конкретных условий, из которых определяющим является соотношение тепловых нагрузок основного и дополнительных источников.

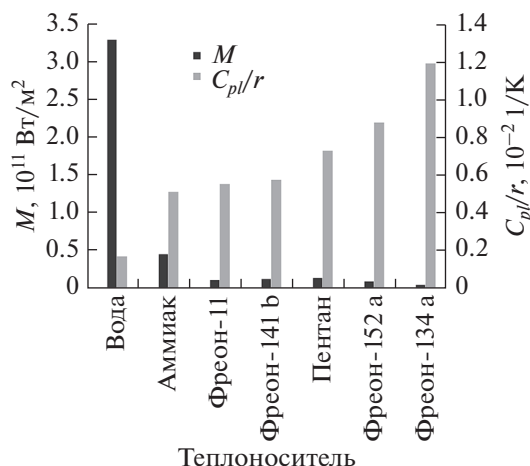


Рис. 2. Критерий качества  $M$  и отношение  $C_{pl}/r$  для ряда теплоносителей при температуре 60°C.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Для экспериментальных исследований были выбраны два теплоносителя с сильно различающимися свойствами, определяющими теплопередающую способность: аммиак и фреон-152а. Чтобы обеспечить величину передаваемой мощности КТТ не менее 100 Вт, для каждого из них использовались испарители с разной геометрией (рис. 3а, 3б) и параметрами КС (табл. 1). Выбор параметров испарителей проводился на основе гидравлического расчета по алгоритму, изложенному в работе [16]. В результате расчетных оценок для каждого теплоносителя были получены требуемые значения размера пор КС. Имеющиеся технологии позволили изготовить нужные КС из разных

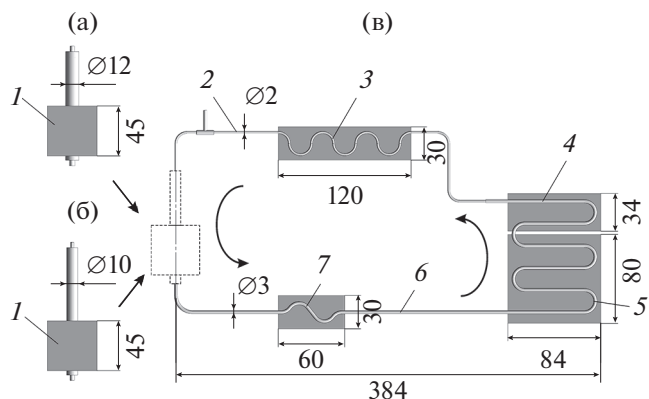


Рис. 3. Схема экспериментальной КТТ: (а) – испаритель для фреона-152а, (б) – испаритель для аммиака, (в) – трубчатый контур; 1 – тепловой интерфейс испарителя, 2 – конденсатопровод, 3 – теплообменник конденсатопровода, 4 – переохладитель, 5 – конденсатор, 6 – паропровод, 7 – теплообменник паропровода.

**Таблица 1.** Конструктивные параметры КТТ

Узел/Параметр	Значение	
Конструкционный материал	нержавеющая сталь	
Теплоноситель	аммиак	фреон-152a
Испаритель:		
– наружный диаметр × длина, мм	10 × 115	12 × 98
Материал КС	Титан	Никель
– пробойный радиус пор, мкм	6.2	1.8
– пористость, %	50	46
Паропровод с теплообменником:	3 × 0.3 × 331	
Конденсатор с участком переохладения:	3 × 0.3 × 411	
Конденсаторопровод с теплообменником:	2 × 0.25 × 537	

материалов: титана и никеля. Пробойный радиус пор готовых КС был определяющей характеристикой при их выборе.

Испарители были снабжены медными тепловыми интерфейсами и присоединялись поочередно к одному трубчатому контуру (рис. 3в). Контур имел четыре теплообменных участка: конденсатор, переохладитель и теплообменники на конденсаторопроводе и паропроводе. Эти участки также имели тепловые интерфейсы в виде медных пластин с профильной канавкой, повторяющей изгибы трубки. Трубка вкладывалась в эту канавку и соединялась с пластинами пайкой.

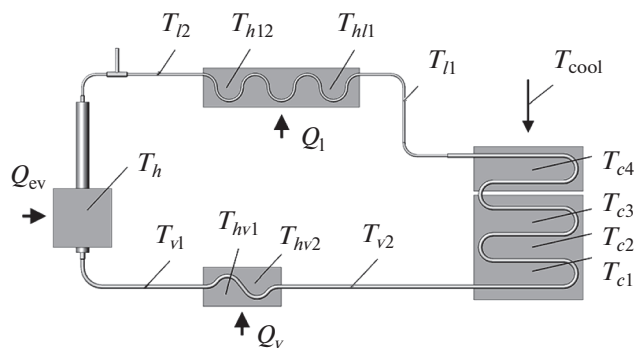
Тепловая нагрузка к испарителям подводилась от медного блока со встроенными электрическими нагревателями патронного типа. В качестве дополнительных источников тепла использовались пленочные электрические нагреватели (Кееново®), приклеенные к свободной стороне пластин теплообменников. Электрическая мощность нагревателей регулировалась лабораторными

трансформаторами и измерялась ваттметром с классом точности 0.5. Стоком тепла служила “холодная” плита (плоский теплообменник), через которую термостатом Julabo FP50 прокачивалась жидкость с постоянной температурой, равной +20°С. Конденсатор и участок переохладения прижимались к “холодной” плите с использованием в зоне контакта теплопроводной пасты КПТ-8. Измерение температур производилось стандартными медь-константановыми термопарами “Omega” ТТ-Т30 с диаметром проводов 0.2 мм с точностью ±0.6°С. Их размещение показано на рис. 4. Сбор и обработка данных измерений осуществлялся прибором Agilent 34890А с выводом на персональный компьютер.

Исследования КТТ проводились при горизонтальной ориентации. Устройство было заключено в многослойную теплоизолирующую оболочку, состоящую из слоев минеральной ваты и вспененного полистирола.

При реализации различных тепловых режимов КТТ максимально допустимые температуры основного и дополнительных источников ограничивались значением 90°С. Это делалось из соображений мер безопасности при работе с сосудами высокого давления.

Испытания КТТ с каждым теплоносителем проводились по программе, представленной в табл. 2. На первом этапе определялись характеристики КТТ без включения дополнительных источников тепла. При этом тепловая нагрузка основного источника ( $Q_{ev}$ ) изменялась ступенчато в интервале от 10 Вт до максимального значения, при котором достигались максимально допустимые температуры. Таким образом, определялся рабочий диапазон тепловых нагрузок, индивидуальный для каждого теплоносителя. Затем прово-



**Рис. 4.** Схема размещения термопар.

Таблица 2. Программа испытаний

Цель	Теплоноситель	Тепловые нагрузки, Вт		
		$Q_{ev}$	$Q_l$	$Q_v$
$T_i = f(Q)$ , $Q_{ev}^{max}$	Аммиак	var	—	—
	Фреон-152а	var		
$T_i = f(Q_l, Q_v)$ при $Q_{ev} = const$ ,	Аммиак	const-180/.../280 const-180/.../340	var	— var
	Фреон-152а	const-40/.../100 const-20/.../110	var	— var

дилась серия экспериментов с фиксированными значениями тепловой нагрузки на испаритель от основного источника. При этом тепловая нагрузка дополнительных источников на конденсаторе или паропроводе ( $Q_l$ ,  $Q_v$ ) варьировалась от минимального значения 2–10 Вт до максимально возможного значения, ограниченного температурой источников 90°C. По результатам этих экспериментов определялись значения номинальных тепловых нагрузок основного источника, при которых тепловые нагрузки дополнительных источников были максимальными.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ И ОБСУЖДЕНИЕ

Рабочие характеристики КТТ при отсутствии тепловой нагрузки на дополнительных теплообменниках представлены на рис. 5 в виде зависимости температур основного источника от тепловой нагрузки. Видно, что максимальная теплопередающая способность КТТ сильно отличается для теплоносителей и составляет около 130 и 350 Вт для фреона-152а и аммиака соответственно. При

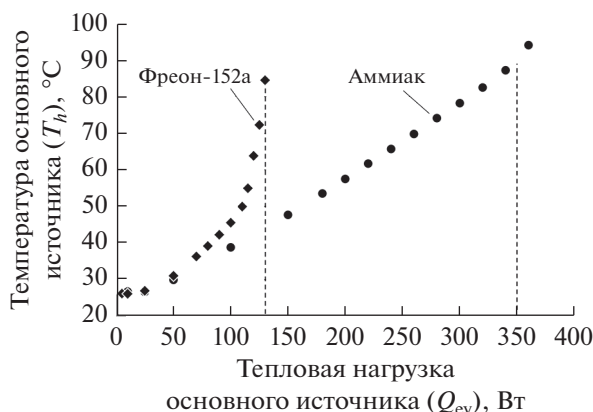


Рис. 5. Зависимости температур основного источника тепла от тепловой нагрузки для аммиака и фреона-152а при  $Q_l = Q_v = 0$  Вт.

этом максимальные значения плотности теплового потока в зонах нагрева испарителей составили 7.2 и 24.7 Вт/см<sup>2</sup>.

Как и в предыдущих исследованиях [15], было установлено, что охлаждение источника на паропроводе осуществляется за счет перегрева потока пара и не оказывает существенного влияния на температуру КТТ в целом. На рис. 6 в качестве примера представлены температурные зависимости, полученные на аммиачной КТТ. Здесь  $T_{hv} = (T_{hv1} + T_{hv2})/2$  – средняя температура пластины теплообменника. Видно, что увеличение тепловой нагрузки  $Q_v$  сопровождается линейным ростом температур теплообменника  $T_{hv}$  и пара  $T_{v2}$  на выходе. Во всех экспериментах этого типа ограничивающим фактором было превышение температуры теплообменника  $T_{hv}$  90°C. Соответствующая этому значению температуры нагрузка  $Q_v^{max}$  определялась путем линейной интерполяции между последними точками зависимости. Величина  $Q_v^{max}$  зависела от величины тепловой нагрузки испарителя и типа теплоносителя. Количе-

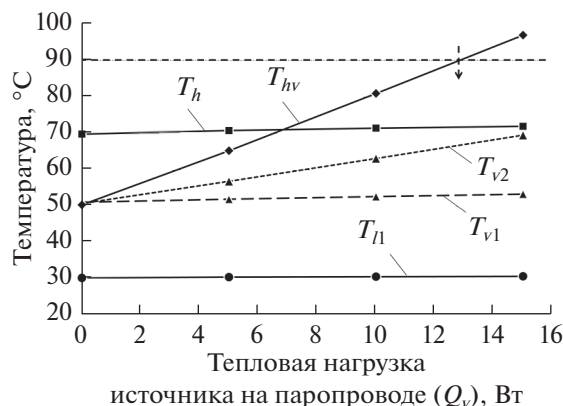
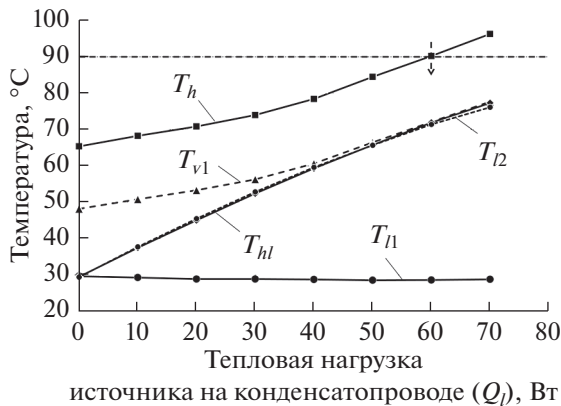
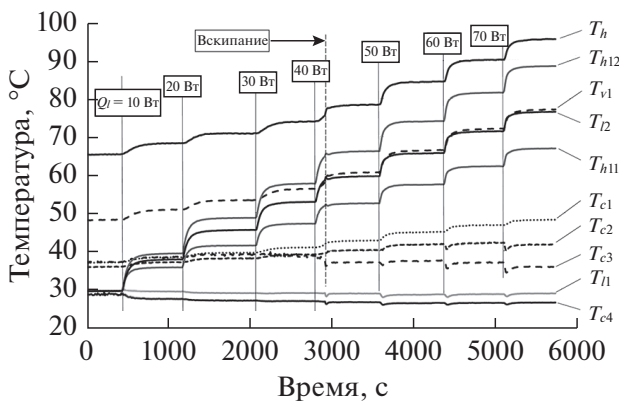


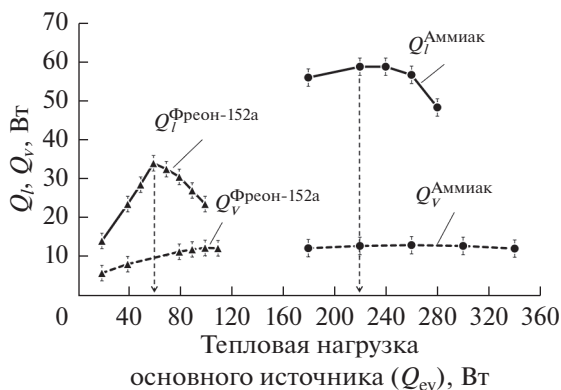
Рис. 6. Зависимости температур от тепловой нагрузки источника на паропроводе при  $Q_{ev} = 260$  Вт – const,  $Q_l = 0$  Вт; теплоноситель – аммиак.



**Рис. 7.** Зависимости температур от тепловой нагрузки источника на конденсаторопроводе при  $Q_{ev} = 240 \text{ Вт} - \text{const}$ ,  $Q_v = 0 \text{ Вт}$ ; теплоноситель – аммиак.



**Рис. 8.** Температурно-временная зависимость при ступенчатом увеличении тепловой нагрузки источника на конденсаторопроводе и при  $Q_{ev} = 240 \text{ Вт} - \text{const}$ ,  $Q_v = 0 \text{ Вт}$ ; теплоноситель – аммиак.



**Рис. 9.** Зависимости максимальных тепловых нагрузок дополнительных источников  $Q_l$  и  $Q_v$  от тепловой нагрузки основного источника для КТТ с фреоном-152а и аммиаком.

ственное сравнение этих значений будет представлено ниже.

Тепловое воздействие на жидкостную линию приводит к подогреву переохлажденной в конденсаторе жидкости, которая затем поступает

в испаритель. Характерная зависимость температур в ключевых точках КТТ от тепловой нагрузки источника жидкостной линии приведена на рис. 7, где  $T_{hl} = (T_{hl1} + T_{hl2})/2$ . Видно, что процесс сопровождается также ростом температур основного источника тепла ( $T_h$ ) и пара ( $T_{v1}$ ). Кроме того, при нагрузке 40 Вт, когда температура жидкости на выходе из теплообменника ( $T_{l2}$ ) становится практически равной температуре пара ( $T_{v1}$ ), меняется наклон кривых  $T_h(Q_l)$  и  $T_{v1}(Q_l)$ . Более детальную информацию об этом режиме дает температурно-временная зависимость, представленная на рис. 8. Видно, что до 40 Вт поле температур конденсатора достаточно равномерное и в испаритель поступает переохлажденная жидкость. Это свидетельствует о максимальном осушении конденсатора и полном заполнении жидкостью КП испарителя. При этом относительно небольшой рост температур пара и основного источника тепла можно связать, в частности, с термическим расширением жидкости, которая блокирует часть поверхности конденсации. При 40 Вт жидкость в теплообменнике на конденсаторопроводе достигает определенного перегрева и вскипает. Одновременно с этим наблюдается рост неизотермичности конденсатора. Далее реализуется механизм отрицательной обратной связи, который стабилизирует работу КТТ. Образование пара в конденсаторопроводе приводит к вытеснению жидкости в конденсатор, что вызывает повышение температуры пара и давления в КТТ. Повышение давления, в свою очередь, препятствует развитию кипения в трубке теплообменника. Можно предположить, что возникший паровой пузырь достигает КП испарителя, где формируется соответствующее давление, поддерживающее новое распределение жидкости между КП и конденсатором. Важно, что при последующем увеличении тепловой нагрузки источника на конденсаторопроводе КТТ сохраняет свою работоспособность. Аналогично экспериментам с источником на паропроводе здесь также определялось максимальное значение тепловой нагрузки дополнительного источника в зависимости от тепловой нагрузки основного источника.

Обобщенные результаты экспериментов с различной фиксированной тепловой нагрузкой основного источника тепла представлены на рис. 9 в виде зависимостей максимальных тепловых нагрузок дополнительных источников  $Q_l$  и  $Q_v$  от тепловой нагрузки основного источника  $Q_{ev}$ . Видно, что для обоих теплоносителей большее количество тепла отводится теплообменником на конденсаторопроводе. Кроме того, зависимости  $Q_l = f(Q_{ev})$  имеют выраженный максимум. Соответствующую ему величину тепловой нагрузки основного источника можно определить как номинальную. Для фреона-152а эта величина составила около 60 Вт и около 220 Вт – для аммиака.

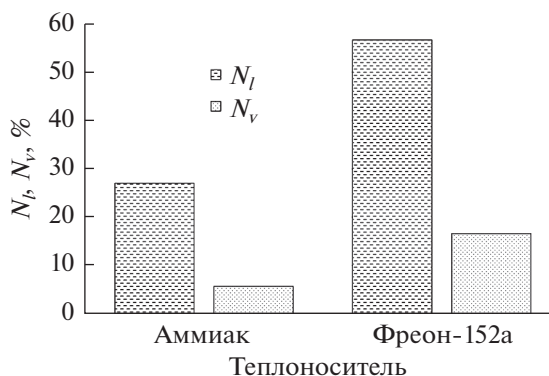


Рис. 10. Сравнение эффективности теплоносителей по критериям  $N_l$  и  $N_v$ .

Для теплообменника на паропроводе аналогичная зависимость выражена слабее, и точное определение для нее величины оптимальной тепловой нагрузки испарителя затруднительно.

Несмотря на то что абсолютные значения тепловых нагрузок дополнительных источников для аммиака выше, чем для фреона, они реализуются при более высоких тепловых нагрузках основного источника. В результате, если оценивать теплоносители по критериям  $N_l$  и  $N_v$  (2), то оказывается, что эффективность фреона-152a выше, чем аммиака. На рис. 10 приведена гистограмма этих критериев в процентном отношении:

$$N_l = \frac{Q_l}{Q_{ev\_nom}} \times 100\%, \quad N_v = \frac{Q_v}{Q_{ev\_nom}} \times 100\%,$$

где  $Q_l$  и  $Q_v$  – экспериментальные значения при  $Q_{ev\_nom}$ , равной 60 и 220 Вт для аммиака и фреона соответственно. Видно, что для фреона-152a доля тепловой нагрузки дополнительных источников от величины нагрузки испарителя составляет ~57% и ~16% – для теплообменников конденсатопровода и паропровода соответственно. Аналогичные значения для аммиака составили ~27% и ~6%. Полученные результаты хорошо согласуются с оценкой свойств теплоносителей по параметру  $C_p/r$ , который прямо пропорционален количеству тепла, отводимого от дополнительных источников.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что от теплофизических свойств теплоносителя зависит способность охлаждения дополнительных источников тепла, расположенных на паропроводе и конденсатопроводе КТТ с одним испарителем и одним конденсатором. Было установлено следующее.

1. Наибольшее количество тепла можно отвести от теплообменника на конденсатопроводе.

При этом максимальное значение тепловой нагрузки дополнительного источника достигается при некоторой оптимальной величине тепловой нагрузки основного источника, составляющей около 46% и 63% от максимальной мощности КТТ для теплоносителей фреон-152a и аммиак соответственно.

2. Независимо от теплоносителя тепловое воздействие на конденсатопровод приводит к росту температур пара и основного источника тепла. С одной стороны, это является негативным фактором, который ограничивает максимальные значения тепловых нагрузок дополнительного источника. С другой стороны, тем самым реализуется механизм отрицательной обратной связи, который препятствует потере работоспособности КТТ при вскипании теплоносителя в конденсатопроводе.

3. Эффективность охлаждения дополнительных источников, выраженная отношением значений их тепловых нагрузок к тепловой нагрузке основного источника, у фреона-152a выше, чем у аммиака. Для источника на конденсатопроводе это отношение составило 57% и 27% соответственно. И для источника на паропроводе – 16% и 6%.

4. Полученные данные согласуются с оценками свойств теплоносителей по параметру, характеризующему отношение теплоемкости к теплоте испарения.

Необходимо отметить, что выбор подходящего теплоносителя для КТТ с дополнительными источниками остается сложной задачей и в конечном счете связан с выполнением требований по охлаждению основного и дополнительных источников одновременно. Тем не менее эта работа позволяет лучше понимать особенности работы КТТ одновременно с несколькими источниками тепла, имеющими разную мощность, и оценить возможность использования этих устройств в реальных системах охлаждения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимов Ю.Ф., Шеголев Г.Т., Майданик Ю.Ф., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г. Низкотемпературная тепловая труба с отдельными каналами для пара и жидкости // ТВТ. 1974. Т. 12. № 5. С. 1131.
2. Maydanik Yu.F. Review: Loop Heat Pipes // Appl. Therm. Eng. 2005. V. 25. P. 635.
3. Goncharov K., Golovin O., Kolesnikov V. Loop Heat Pipe with Several Evaporators // Proc. 30th Int. Conf. on Environmental Systems and 7th Europ. Symp. on Space Environmental Control Systems. Toulouse. France. 2000, SAE Tech. Paper 200-01-2407.
4. Delil A.A.M., Maydanik Yu.F., Chernyshova M.A., Pastukhov V.G. Development and Test Results of a Multi-evaporator-condenser Loop Heat Pipe // National Aerospace Laboratory NLR. NLR-TP-2002-491. 2002. <http://hdl.handle.net/10921/716>

5. *Habtour A.M., Nikitkin M.N.* Miniature Multiple Evaporator Multiple Condenser Loop Heat Pipe // Proc. AIAA/USU Conf. on Small Satellites. Advanced Technologies III. SSC05-XI-5. 2005. <https://digitalcommons.usu.edu/smallsat/2005/all2005/65/>
6. *Vershinin S.V., Maydanik Y.F.* Investigation of Pulsations of the Operating Temperature in a Miniature Loop Heat Pipe // Int. J. Heat Mass Transfer. 2007. V. 50. P. 5232.
7. *Ku J., Ottenstein L., Birur G.* Thermal Performance of a Multi-Evaporator Loop Heat Pipe with Thermal Masses and Thermoelectric Coolers // Proc. 13th Int. Heat Pipe Conf. Shanghai. China. Sept. 21–25. 2004. P. 216.
8. *Ku J., Ottenstein L., Douglas D.* Miniature Loop Heat Pipe with Multiple Evaporators for Thermal Control of Small Spacecraft // Government Microcircuit Applications and Critical Technology Conf. 2005. Paper No. 183. [https://www.jpl.nasa.gov/nmp/st8/tech\\_papers/MLHP%20-GOMAC%20paper.pdf](https://www.jpl.nasa.gov/nmp/st8/tech_papers/MLHP%20-GOMAC%20paper.pdf)
9. *Chang X.Y., Nagano H.* Experimental Investigation of Loop Heat Pipe with Two Evaporators/Two Condensers under Thermal Vacuum Condition // J. Appl. Math. Phys. 2016. V. 4. P. 1460. <https://doi.org/10.4236/jamp.2016.48151>
10. *Ku J.* Operating Characteristics of Loop Heat Pipes // NASA Goddard Space Flight Center, 29th Int. Conf. on Environmental System. July 12–15. 1999. Denver, Colorado. Paper 1999-01-2007.
11. *Figus C.* Cooling Device. Patent WIPO WO2013/092386A1. IPC-F28D15/04. 27.06.2013 (Priority number: FR1103954. 20.12.2011).
12. *Figus C., Dandaleix L., Hill J., Barremaecker L.* “MULTI-STAGES” Loop Heat Pipe for Cooling Multiple Heat Sources // Proc. Joint 18th IHPC and 12th IHPS. Jeju, Korea. June 12–16. 2016. P. 27.
13. *Fourgeaud L., Raphaël M., Dupont V., Figus C.* Experimental Investigations of a Multi-Source Loop Heat Pipe for Electronics Cooling // Joint 19th IHPC and 13th IHPS. Pisa. Italy. June 10–14. 2018. [https://www.researchgate.net/publication/326588446\\_Experimental\\_investigations\\_of\\_a\\_Multi-Source\\_Loop\\_Heat\\_Pipe\\_for\\_electronics\\_cooling](https://www.researchgate.net/publication/326588446_Experimental_investigations_of_a_Multi-Source_Loop_Heat_Pipe_for_electronics_cooling)
14. *Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г.* Теплопередающее устройство для охлаждения электронных компонентов. Патент РФ № 2639635. Кл. МПК-F28D. 29.03.2017.
15. *Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F.* Development and Tests of a Loop Heat Pipe with Several Separate Heat Sources // Appl. Therm. Eng. 2018. V. 144. P. 165.
16. *Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Chernyshova M.A.* Development and Investigation of a Loop Heat Pipe with a High Heat-transfer Capacity // Appl. Therm. Eng. 2018. V. 130. P. 1052.