

УДК 536.248.2

Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик контурной тепловой трубы с открытой компенсационной полостью

Афанасьев В. Н.¹, Недайвозов А. В.^{1,*}

^{*}alexnde6@gmail.com

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Контурные тепловые трубы – это высокоэффективные, замкнутые испарительно-конденсационные теплообменные устройства передающие большие тепловые потоки на значительное расстояние при любой ориентации в пространстве, успешно применяемые в космической технике и технологии, в том числе и для охлаждения теплонапряженных компонентов электронных приборов и компьютерной техники. В статье представлено экспериментальное исследование влияния типов конденсаторов и режимов их работы на процесс запуска и работы контурной тепловой трубы с открытой компенсационной полостью. Приведены экспериментально полученные поля температур и перепады давлений в характерных точках КТТ.

Ключевые слова: контурная тепловая труба, фитиль, испаритель, конденсатор, компенсационная полость

Введение

Научно-технический прогресс и интенсивное развитие космической, компьютерной, электронной и других видов техники способствует ужесточению требований к компактности, надежности и долговечности систем охлаждения. К числу таких эффективных и надежных систем относятся тепловые трубы (ТТ), к которым в настоящее время проявляется большой интерес вызванный современной тенденцией к миниатюризации теплообменных устройств и аппаратов (ноутбуки, сотовые телефоны, топливные элементы и др.). Повышенный интерес к ТТ обусловлен их основными свойствами: возможность передачи больших тепловых потоков при малых перепадах температур; способность передавать теплоту при произвольной ориентации в поле действия массовых сил; существенное уменьшение массы и габаритов теплопередающих систем; удобство и простота монтажа и обслуживания; отсутствие затрат энергии на перемещение теплоносителя и отсутствие подвижных деталей; возможность изготовления теплоотводов различной геометрической формы; бесшумность; долговечность и надежность работы и т.п. Но наряду с многочис-

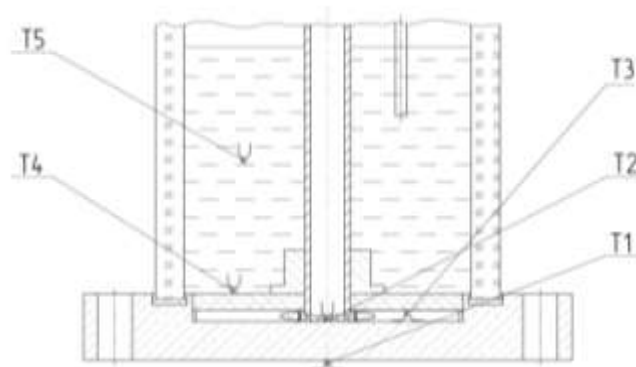
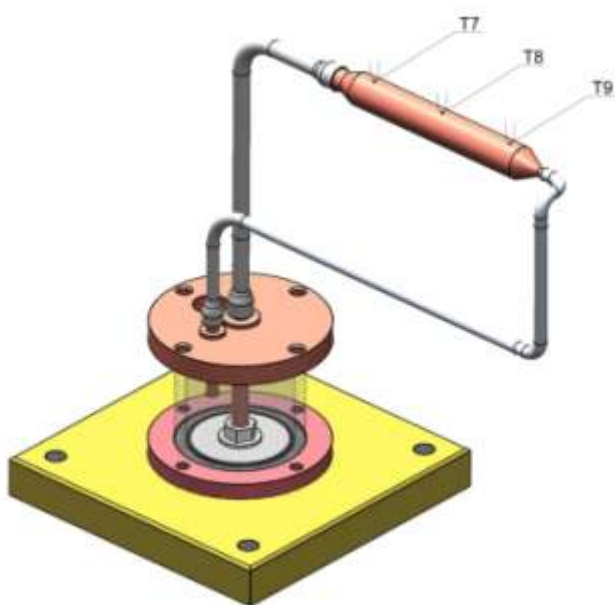
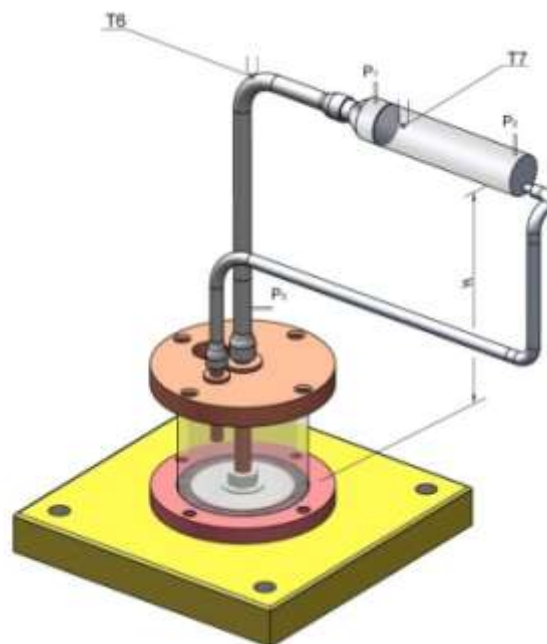
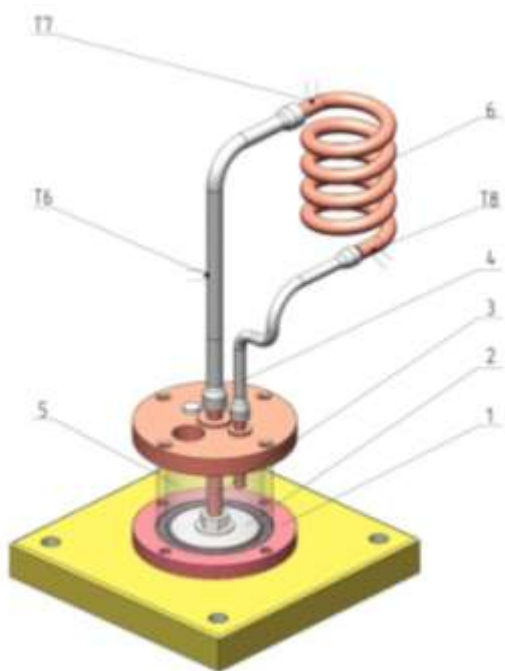
ленными преимуществами тепловые трубы ограничены по величине передаваемых мощностей и расстоянию переноса теплоты, что существенно сужает область их применения. Этих недостатков лишены контурные тепловые трубы [КТТ], которые являются одним из видов ТТ и обладают всеми их достоинствами, однако, по сравнению с обычными тепловыми трубами, они способны передавать достаточно эффективно теплоту на расстояние до нескольких метров при любой ориентации в гравитационном поле или до нескольких десятков метров в горизонтальном положении или в невесомости [2, 3]. Основным конструктивным отличием КТТ от ТТ является наличие отдельных каналов для пара и жидкости, которые представляют собой гладкостенные трубки малого диаметра, что приводит к снижению потерь давления на транспортных участках переноса теплоносителя, а отсутствие пористого материала внутри трубопроводов позволяет укладывать их, изгибая, как это требуется в условиях жестких пространственных ограничений. В настоящее время КТТ используются в области охлаждения силовой электроники, компьютерных компонентов и технологического оборудования [2–7].

КТТ являются пассивными теплопередающими устройствами, для запуска и работы которых не требуются дополнительные процедуры или средства активного воздействия. Несмотря на то, что данные устройства известны уже достаточно давно, интерес к ним продолжает расти, поскольку потенциальные возможности ТТ и КТТ полностью не реализованы и связано это, главным образом, с технологическими ограничениями, отсутствием единого теоретического представления о процессах, происходящих в КТТ и рядом других причин. Кроме того, большинство известных работ направлено на исследование температурных полей КТТ [7–9], а поля давлений практически не исследованы. Однако следует отметить, что поля давлений и температур в КТТ функционально тесно связаны и их совместное исследование может многое дать в познании физических процессов, имеющих место в такого рода устройствах.

Экспериментальное исследование

В данной статье приведены результаты экспериментального исследования влияния некоторых типов конденсаторов и режимов их внешнего охлаждения на запуск и работу КТТ с открытой компенсационной полостью (рис. 1-3), созданных в МГТУ им. Н. Э. Баумана [4, 10, 11].

КТТ (рис. 1) состоит из испарителя, фитиля 2, конденсатора 6 и компенсационной полости 3, которые соединены между собой трубопроводами - паропроводом 5 и конденсатопроводом 4, т.е. пар и конденсат не контактируют между собой и следовательно выполняется главное конструктивное отличие КТТ от ТТ. Испаритель включает в себя латунную пластину 1 диаметром $d=80$ мм и толщиной $h=10$ мм с припаянными к ней ребрами, пространство между которыми служит пароотводными каналами [11]. На испаритель устанавливается металлический фитиль 2 толщиной 2,5 мм (спеченный порошок марки ПНС 10).



Экспериментальные исследования проводились для следующих типов конденсаторов: медный конденсатор типа «змеевик» (рис. 1); прозрачный полипропиленовый цилиндрический конденсатор с дросселем на входе (рис. 2); медный цилиндрический конденсатор (рис. 3).

Схема расположения конденсатора в КТТ показана на рис. 2 – конденсатор превышает зону испарителя на $H = 400$ мм.

Основные геометрические характеристики конденсаторов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические характеристики конденсаторов

Типы конденсаторов	Длина L, мм	Внутренний / внешний диаметр d ₁ / d ₂ , мм	Площадь теплообмена F, м ²
Конденсатор типа «змеевик»	630	4/6	11,9 · 10 ⁻³
Конденсатора с дросселем на входе	100	18/20	6,28 · 10 ⁻³
Цилиндрический конденсатор	100	14/16	5 · 10 ⁻³

На рис. 4 приведена схема установки термопар в испарителе и КП – точки, в которых измерялись соответствующие температуры: T₁ и T₂ – температуры на внешней и внутренней поверхностях испарителя; T₃, T₄ – температуры на нижней и верхней поверхностях фитиля; T₅ – в компенсационной полости; T₆ – температура пара на выходе из испарителя; На рис. 1 – 3 показаны схемы установки термопар в конденсаторе. T₇–T₁₀ – температуры наружной поверхности конденсатора (для конденсатора с дросселем T₇ – внутри). Данные с термопар считывались при помощи крейта Lcard LTR27 и передавались на компьютер. Использовались хромель-копелевые термопары толщиной 0,2 мм.

Тепловая нагрузка в экспериментальных исследованиях изменялась в пределах 80 – 140 Вт. Отвод теплоты осуществляется в конденсаторе, работающем на разных режимах. Поверхность теплообмена конденсатора обдувалась потоком охлаждающего воздуха, создаваемого вентилятором. Скорость охлаждающего потока воздуха изменялась в пределах от 2,2 м/с до 4 м/с. Перечень проведенных экспериментов представлен в таблице 2.

Таблица 2. Режимы экспериментального исследования

Тип конденсатора	Режимы экспериментального исследования							
Конденсатор «Змеевик»	Угол наклона конденсатора $\beta=90^\circ$							
	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с
	80	2,2	100	2,2	120	2,2	140	2,2
Конденсатора с дросселем на входе	Угол наклона конденсатора $\beta=15^\circ$							
	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с		
	80	4	100	4	120	4		
		3,4		3,4		3,4		
		2,8		2,8		2,8		
Медный цилиндрический конденсатор	Угол наклона конденсатора $\beta=15^\circ$							
	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с	Q, Вт	w, м/с		
	80	4	100	4	120	4		
		3,4		3,4		3,4		
		2,8		2,8		2,8		
		2,2		2,2		2,2		

Q – тепловая нагрузка, Вт;
 β – угол наклона конденсатора относительно горизонтали, °;
w – скорости внешнего потока охлаждения, м/с.

Медный конденсатор типа «Змеевик»

На рис. 5 представлена зависимость температуры в характерных точках КТТ от времени при скорости внешнего потока $w = 2,2$ м/с и тепловых нагрузках 80 и 100 Вт.

Из рассмотрения рис. 5 видно, что существует два основных режима работы КТТ. Первый режим – процесс запуска, при котором все температуры изменяются во времени, при этом видно, что разные узлы КТТ в разное время выходят на установившийся режим. Второй режим – установившийся режим работы КТТ, который является основным рабочим режимом, при котором все температуры принимают соответствующие постоянные значения.

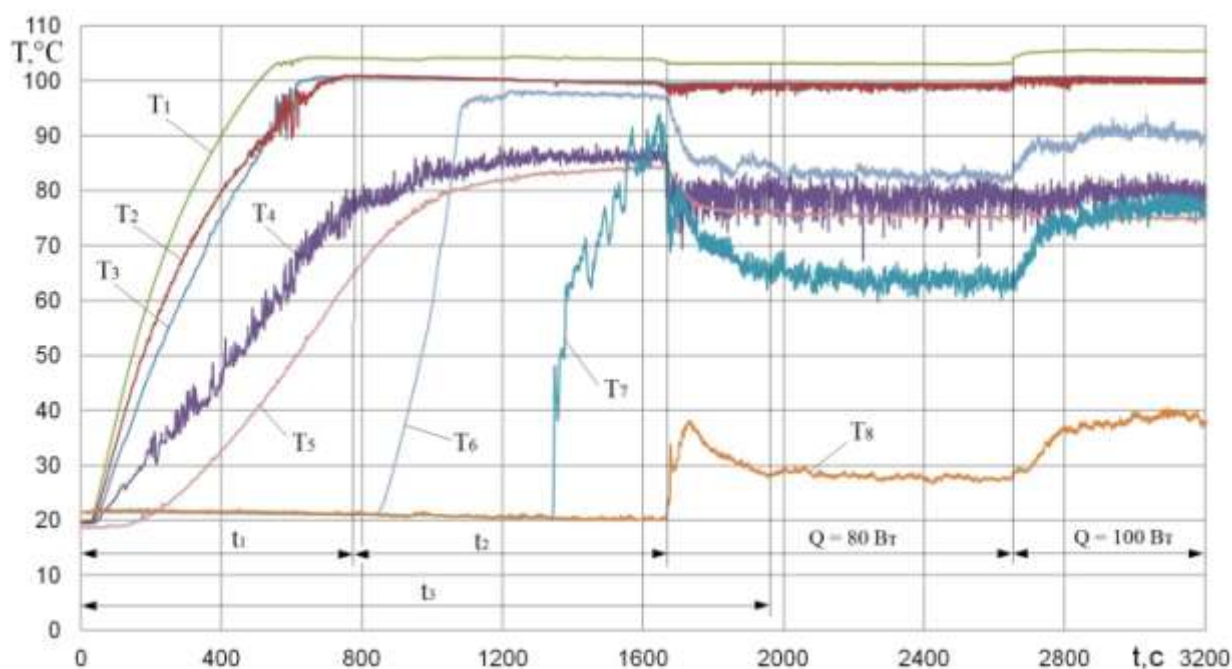


Рис. 5. Изменение температуры в характерных точках КТТ от времени при скорости внешнего потока $w = 2,2$ м/с и тепловых нагрузках 80 и 100 Вт

Запуск КТТ и выход на стационарный режим производился при тепловой нагрузке 80 Вт. Из рассмотрения осциллограммы отчетливо видно время и порядок выхода на режим каждого отдельного участка и установки в целом. Нетрудно заметить, что за время $t_1 \approx 13$ минут испаритель вышел на установившийся режим. Видно, что соответствующие термопары принимают постоянные значения $T_2 \approx T_3 = 99,8$ °C. Это указывает на то, что в испарителе – пространстве между поверхностью испарения (T_2) и нижней поверхностью фитиля (T_3), в том числе и на ребрах температура постоянная, т.е. процесс парообразования происходит при постоянной температуре. В следующие 15 минут (t_2) происходит прогрев паропровода, пар достигает конденсатора и на 28 минуте происходит запуск конденсатора, что приводит к изменению температур во всем контуре КТТ. Примерно на 32-ой

минуте (t_3) установка полностью выходит на установившийся режим, о чем говорит постоянство всех температур. Конденсат при $T_8 = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ поступает в компенсационную полость, где он нагревается до температуры на верхней поверхности фитиля. В фитиле давление и температура теплоносителя повышаются до соответствующих значений в испарителе и далее процесс повторяется.

Переход на новый режим работы проходит плавно и относительно быстро. При увеличении тепловой нагрузки до 100 Вт температуры во всем контуре повышаются примерно в течение двух минут, после чего КТТ выходит на стационарный режим. Режим воздушного охлаждения при этом оставался неизменным, температура окружающей среды составляла $T_{\text{окр}} = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 6 и 7 приведены зависимости осредненных температур в характерных точках КТТ и термических сопротивлений КТТ, конденсатора и испарителя от подведенной тепловой нагрузки. Термические сопротивления испарителя, конденсатора и КТТ рассчитываются по формулам [7–9, 12]:

$$R_{ev} = \frac{(T_{ev} - T_{sat(Pv)})}{Q};$$

$$R_{cond} = \frac{(T_{sat(Pv)} - T_{cond})}{Q};$$

$$R_{КТТ} = \frac{(T_{ev} - T_{cond})}{Q};$$

где: T_{ev} – средняя температура испарителя со стороны нагревателя, К;

$T_{sat(Pv)}$ – температура насыщения принималась равной средней температуре пара в испарителе, К;

T_{cond} – средняя температура поверхности конденсатора, К.

Как видно из рис. 6 с увеличением тепловой нагрузки осредненные температуры в характерных точках КТТ растут. Осредненная температура испарителя со стороны нагревателя T_{ev_d} увеличивается от $104\text{ }^{\circ}\text{C}$ при тепловой нагрузке 80 Вт и до $112\text{ }^{\circ}\text{C}$ при тепловой нагрузке 140 Вт. Средняя температура на верхней поверхности фитиля T_{w_up} изменяется примерно на $7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Средняя температура поверхности конденсатора T_{cond} увеличивается практически на $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. При таком значительном росте температуры поверхности конденсатора наблюдается значительное уменьшение термического сопротивления КТТ и конденсатора (рис. 7). Стоит отметить, что средние температуры в испарителе остаются практически постоянными $T_{ev_up} \approx T_{w_d}$ (изменение около $2\text{ }^{\circ}\text{C}$). Где T_{ev_up} – средняя температура на внутренней поверхности испарителя; T_{w_d} – средняя температура на нижней поверхности фитиля. Из-за незначительного роста температур в испарителе наблюдается незначительный рост его термического сопротивления.

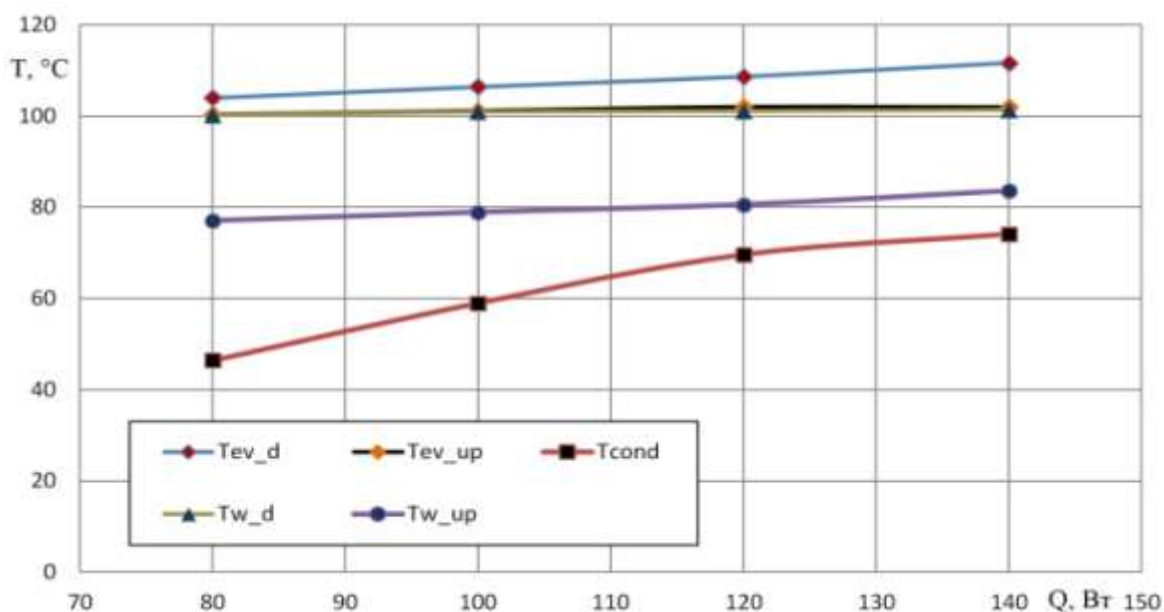


Рис. 6. Зависимость осредненных температур в характерных точках КТТ от подводенной тепловой мощности

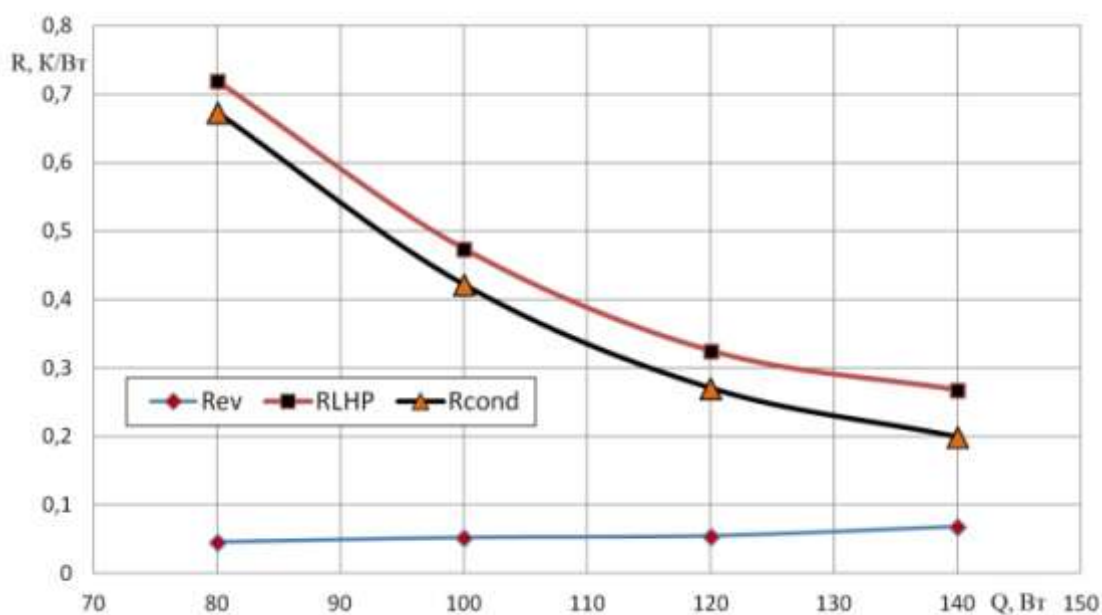


Рис. 7. Зависимость термического сопротивление КТТ, конденсатора и испарителя от подводенной тепловой мощности

Полипропиленовый цилиндрический конденсатор с дросселем на входе

В данном исследовании предпринята попытка использования дроссельного эффекта для снижения температуры. Дроссель - представляет собой тонкую медную пластину с центральным отверстием диаметром 2 мм, предназначенный для дросселирования потока газа. Кроме того, дроссель служит демфирующим элементом обратной волны конденсата, которая вызвана колебаниями давления в конденсаторе.

На рис. 8 - 10 представлены изменения температур и перепадов давления от времени в характерных точках КТТ при скорости внешнего потока охлаждающего воздуха $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт.

В данном исследовании производились измерения давлений. На рис. 2 показана схема расположения отборов давления. Внутренний диаметр импульсной трубки составляет 0,5 мм. Измерения перепада давления ΔP проводились с помощью U – образного жидкостного манометра. Измерялись следующие перепады: давление в точке P_1 $\Delta P_1 = P_1 - P_{\text{атм}}$ – манометрическое давление вначале конденсатора; перепад давления между точками P_1 и P_2 $\Delta P_2 = P_1 - P_2$ – перепад давления между входом и выходом конденсатора; перепад давления между точками P_3 и P_1 $\Delta P_3 = P_3 - P_1$ – перепад давления между выходом из испарителя и входом в конденсатор.

На рис. 8 отчетливо видно время и порядок выхода на режим каждого отдельного участка КТТ и установки в целом. Через 10 минут после запуска установки наблюдается выход испарителя на стационарный режим. На 24-й минуте происходит запуск конденсатора, и еще через 1,5 минуты установка выходит на стационарный режим, но при этом появилась вибрация, что сказывается на всех характеристиках КТТ. Следует отметить, что вибрация на установившемся режиме наблюдалась в большей или меньшей степени во всех экспериментах. Кроме того, для данного режима работы установки характерны периодически повторяющиеся перемещения конденсата из конденсатора в КП и обратно. На рис. 8 показан перепад давления между выходом из испарителя и входом в конденсатор $\Delta P_3 = P_3 - P_1$. Нетрудно видеть, что в процессе запуска этот перепад давления растет по сложной траектории, преодолевая различные сопротивления в паропроводе (изгиб паропровода, наличие конденсата и т.п.), но в момент выхода конденсатора на установившийся режим резко падает до 20 Па и остается постоянным. Этого перепада давлений оказывается достаточным для перемещения пара в паропроводе на данном участке при нормальных условиях работы КТТ на расчетном режиме.

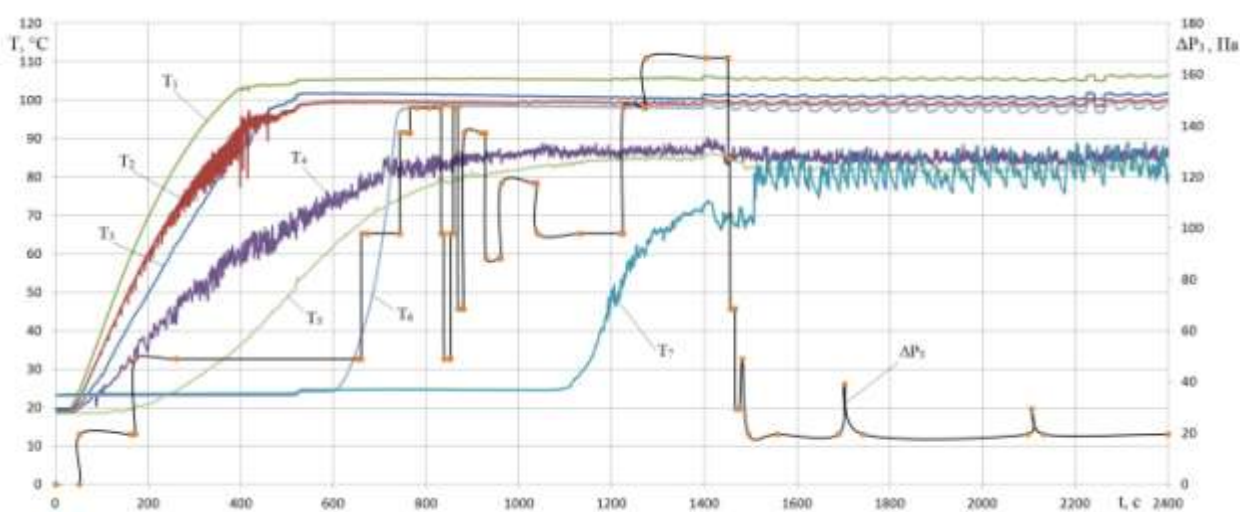


Рис. 8. Изменение температуры и ΔP_3 в КТТ при скорости внешнего потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт ($T_{\text{окр}} = 26$ °C)

На рис. 9 приведено манометрическое давление на входе в конденсатор $\Delta P_1 = P_1 - P_{\text{атм}}$. Нетрудно видеть, что до запуска конденсатора и выхода КТТ на стационарный режим на входе в конденсатор имеет место несколько повышенное давление, но в момент запуска конденсатора и выхода КТТ на расчетный режим (примерно 21 мин) давление резко падает и на входе конденсатора устанавливается разрежение порядка 1250 Па. Данный рисунок хорошо коррелирует с рис. 8. Это естественно, так как это один и тот же режим, но разные пуски, а незначительную разницу во времени выхода КТТ на расчетный режим можно объяснить разным количеством залитого в КП теплоносителя и повторным запуском КТТ с прогретым до 60 °С теплоносителем в КП.

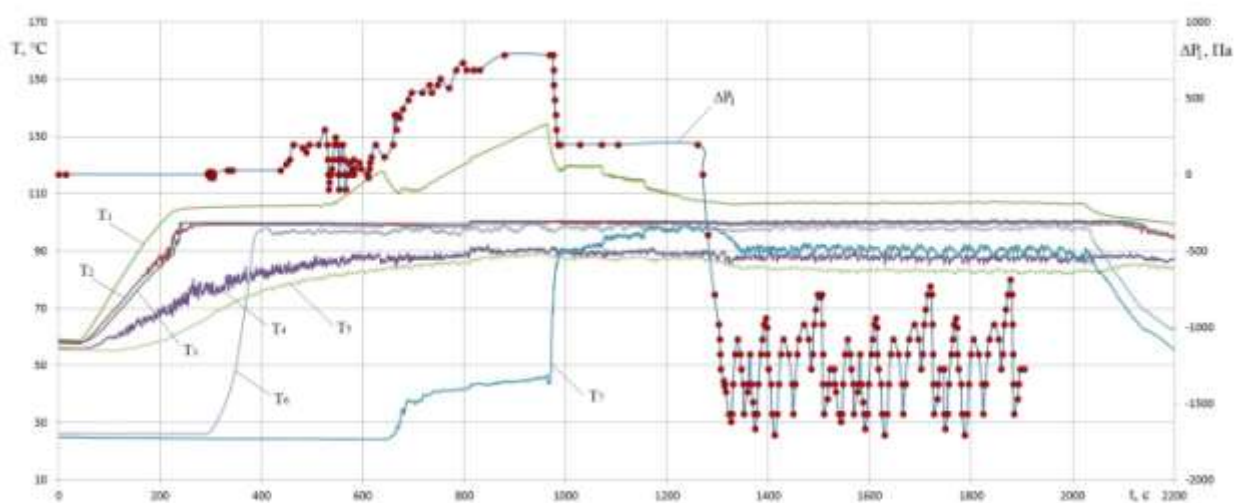


Рис. 9. Изменение температуры в КТТ и давления ΔP_1 от времени при скорости потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт ($T_{\text{окр}} = 26$ °С)

На рис. 10 представлено изменение температуры в характерных точках КТТ и перепада давления от времени $\Delta P_2 = P_1 - P_2$ — перепад давления между входом и выходом конденсатора при скорости внешнего потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт. Видна хорошая корреляция приведенных результатов эксперимента на рис. 8 – 10. Из рис. 10 видно, что перепад давления в конденсаторе при запуске КТТ повышается примерно до 400 Па, а при выходе на расчетный режим резко падает до постоянной величины равной 100 Па, что несколько выше, чем в паропроводе между испарителем и входом в конденсатор 20 Па.

На рис. 11 показана фотография процесса в конденсаторе. В течение всего процесса работы КТТ (запуск и установившийся режим) наблюдается капельная конденсация теплоносителя. После того как капля набирает критическую массу, она стекает по стенкам в нижнюю часть конденсатора под действием гравитационных сил, после чего конденсат попадает в КП по жидкостной линии.

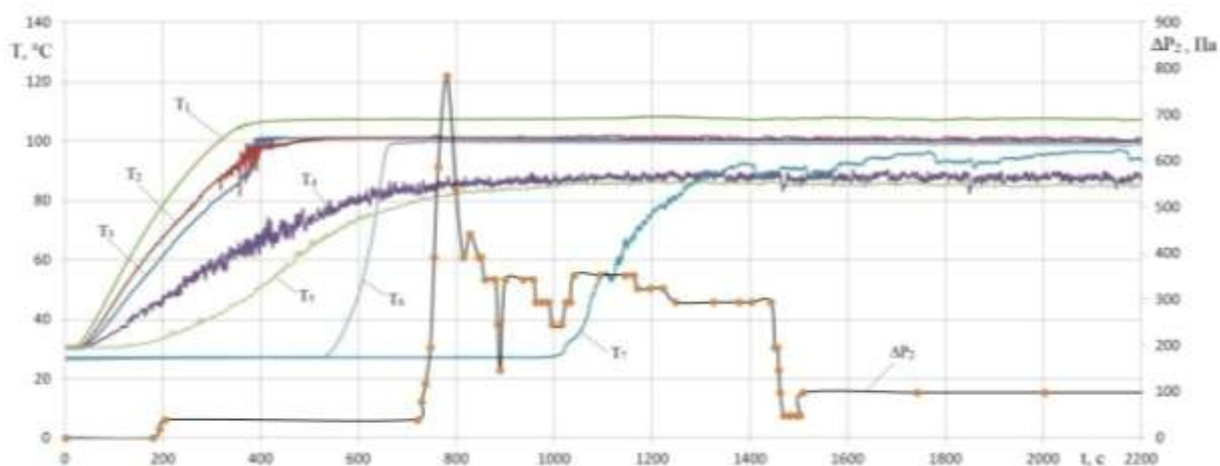


Рис. 10. Изменение температуры в КТТ и перепада давления ΔP_2 при скорости потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт ($T_{\text{окр}} = 28$ °C)



Рис. 11. Фотография каплевой конденсации на внутренней поверхности прозрачного конденсатора

Медный цилиндрический конденсатор

На рис. 12 представлены изменения температуры и манометрического давления ΔP_1 в характерных точках КТТ от времени при скорости внешнего потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт. Следует отметить, что характер изменения всех измеряемых характеристик в данном исследовании (рис. 12) качественно вполне удовлетворительно коррелирует с рассмотренными выше: КТТ с конденсатором типа «Змеевик» (рис. 5) и КТТ с конденсатором с дросселем (рис. 9). На этих рисунках представлены результаты работы данного КТТ с разными конденсаторами. Из сравнения полученных результатов видно, что все сравниваемые характеристики при качественном совпадении отличаются количественно. Особенно отчетливо это проявляется при выходе на расчетный режим КТТ. Чем выше тепловая мощность используемого конденсатора (рис. 5), тем более четко проявля-

ется изменение всех температур и давлений – более четкий выход на расчетный режим (большее изменение всех температур в момент выхода КТТ на стационарный режим). Кроме того, из сравнения рис. 9 и 12 видно, что большая мощность медного конденсатора приводит к большему разряжению пара на входе в него: конденсатор с дросселем $\Delta P_1 = 1200$ Па; медный конденсатор $\Delta P_1 = 2500$ Па. Необходимо также отметить, что во всех исследованных случаях стационарный режим работы – пульсационный.

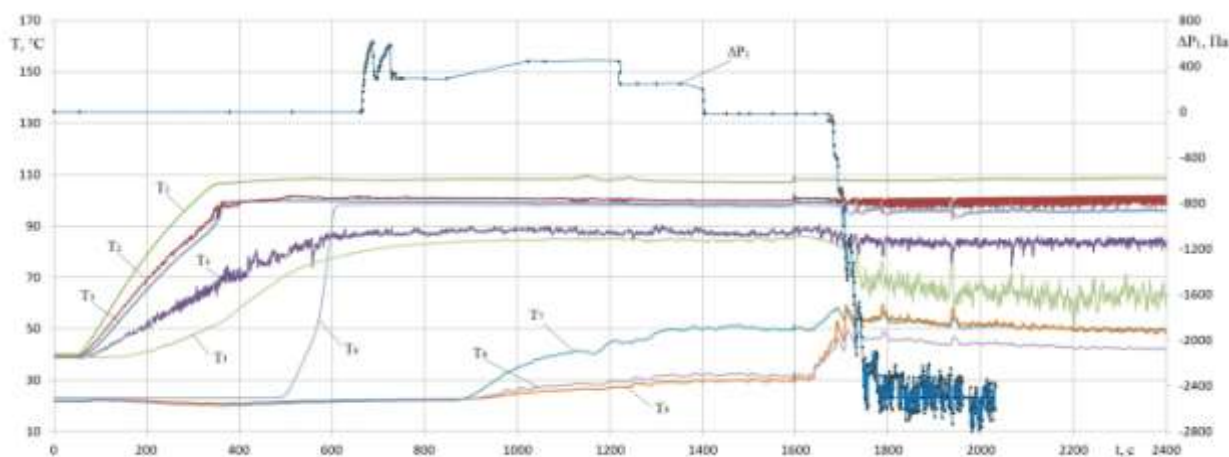


Рис. 12. Изменения температуры и давления ΔP_1 в КТТ от времени при скорости потока $w = 3,4$ м/с и тепловой нагрузке 100 Вт ($T_{\text{окр}} = 22$ °C)

На рис. 13, 14 представлены зависимости осредненных температур и термических сопротивлений КТТ, конденсатора и испарителя в характерных точках КТТ от подведенной тепловой мощности при скоростях внешнего потока $w = 2,2$ м/с и $w = 4$ м/с. Увеличение скорости потока внешнего охлаждения ведет к уменьшению осредненных температур в характерных точках КТТ (рис. 13), кроме того, наблюдается уменьшение термического сопротивления КТТ и конденсатора при увеличении подведенной тепловой мощности (рис. 14).

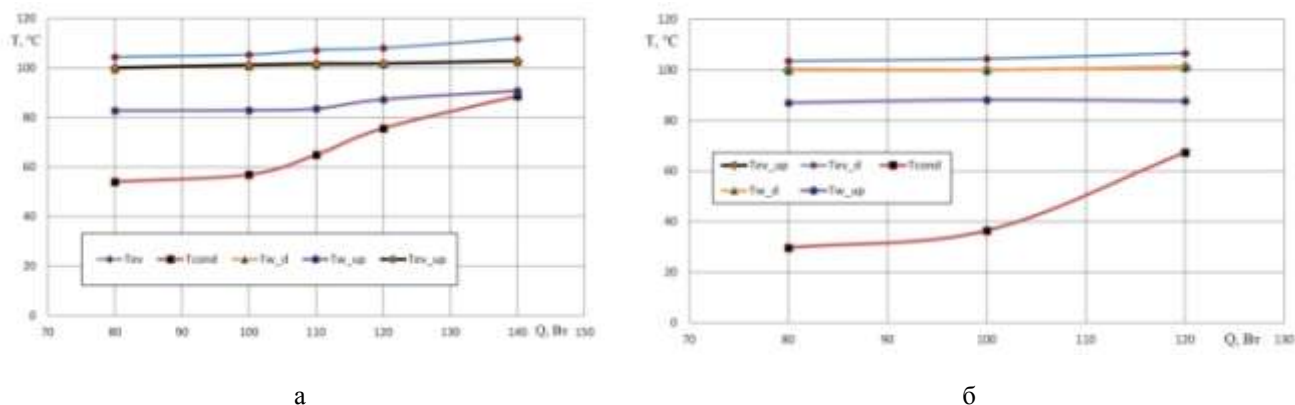
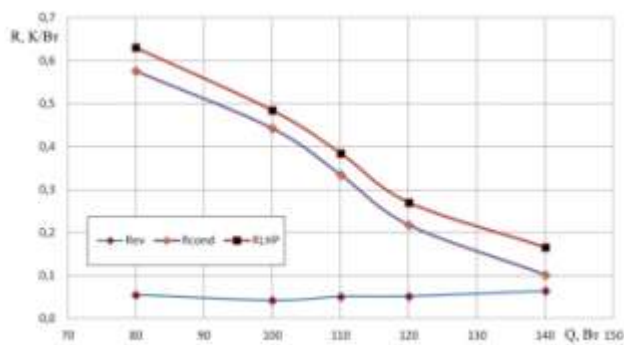
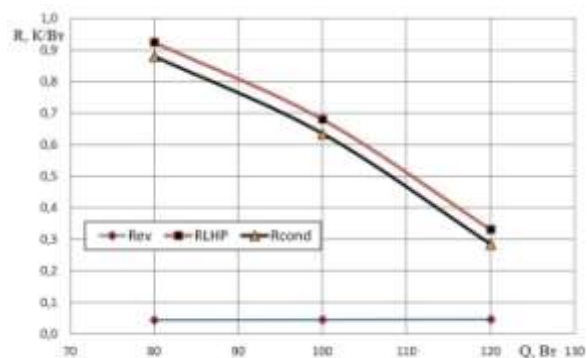


Рис. 13. Зависимость осредненных температур в характерных точках КТТ от подведенной тепловой мощности при скоростях внешнего потока: а - $w = 2,2$ м/с; б - $w = 4$ м/с



а



б

Рис. 14. Зависимость термического сопротивление КТТ, конденсатора и испарителя от подведенной тепловой мощности при скоростях внешнего потока: а - $w = 2,2$ м/с; б - $w = 4$ м/с

На рис. 15 представлена зависимость термического сопротивления КТТ, конденсатора и испарителя от режима внешнего охлаждения при постоянной подведенной тепловой мощности 100 Вт. После выхода на стационарный режим работы КТТ, скорость внешнего потока охлаждения изменялась в следующем порядке: 4 м/с – 3,4 м/с – 2,8 м/с – 4 м/с. Наблюдается уменьшение термического сопротивления КТТ и конденсатора. Стоит отметить, что после возвращение к первоначальному режиму внешнего охлаждения (4 м/с), система не выходит на первоначальные параметры работы.

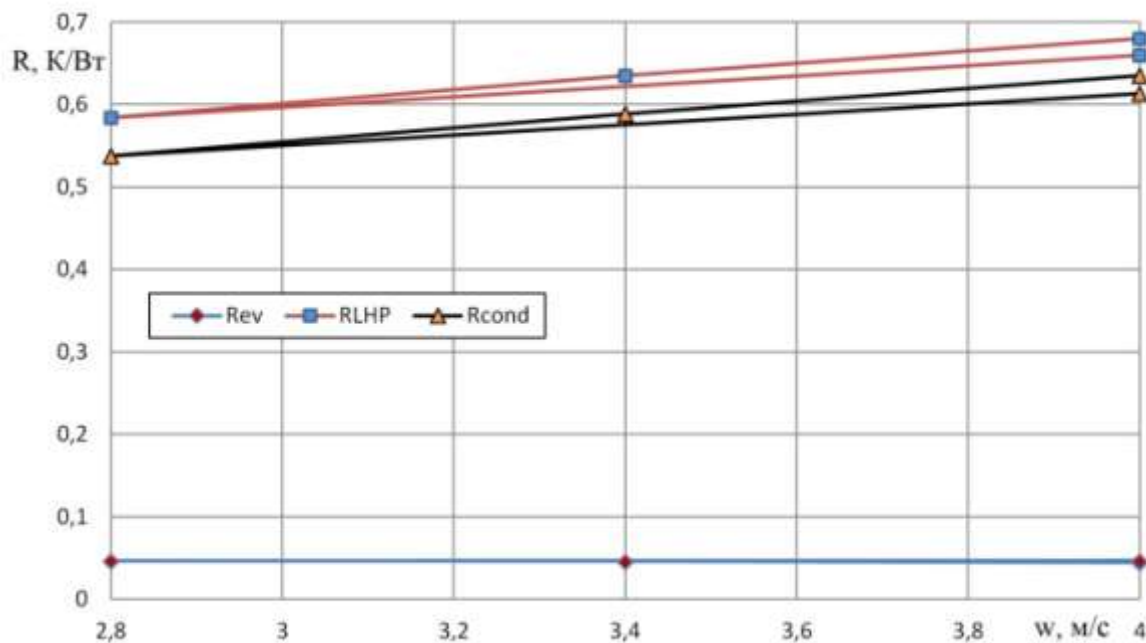


Рис. 15. Зависимость термического сопротивление КТТ, конденсатора и испарителя от режима работы конденсатора при постоянной подведенной тепловой мощности 100 Вт

Заключение

Экспериментально получены температурные поля и перепады давлений в характерных точках КТТ с разными типами конденсаторов. Показано, что тип конденсатора, его теплотехнические характеристики влияют на время выхода КТТ на стационарный режим и на характер стационарного режима работы, а также на величину термического сопротивления КТТ. Исследовано влияние режима внешнего охлаждения конденсатора на тепловые характеристики КТТ. Отмечено, что после возвращения к первоначальному режиму внешнего охлаждения, система не выходит на первоначальные параметры работы.

Список литературы

1. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. Пер. с англ. М.: Энергия, 1979 . 272 с. [Dunn P.D., Reay D.A. Heat pipes. Oxf.: Pergamon Press, 1976. 299 p.].
2. Майданик Ю.Ф. Достижения и перспективы развития контурных тепловых труб // 4-я Российская национальная конференция по теплообмену: РНКТ-4. Труды. Т.1: Пленарные и общие доклады. Доклады на круглых столах. М.: Изд-во МЭИ, 2006. С. 84-92.
3. Майданик Ю.Ф. Контурные тепловые трубы и двухфазные теплопередающие контуры с капиллярной прокачкой: дис. ... докт. техн. наук. М., 1993. 47 с.
4. Yakomaskin A.A., Afanasiev V.N., Zubkov N.N., Morskoy D.N. Investigation of heat transfer in evaporator of microchannel loop heat pipe // Transactions of the ASME. J. of Heat Transfer. 2013. Vol. 135. № 10. Pp.101006 – 101006-7. DOI: [10.1115/1.4024502](https://doi.org/10.1115/1.4024502)
5. Майданик Ю. Ф. Контурные тепловые трубы – высокоэффективные теплопередающие устройства // Инновации. 2003. № 5 (62). С. 83–86.
6. Pastukhov V. G., Maydanik Yu. F. Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes // Applied Thermal Engineering. 2007. Vol. 27. Iss. 5-6. Pp. 894–901. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2006.09003](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09003)
7. Randeep Singh, Aliakbar Akbarzadeh, Dixon Ch., Mastaka Mochizuki, Riehl Roger R. Miniature loop heat pipe with flat evaporator for cooling computer CPU // IEEE transactions on components and packaging technologies. 2007. Vol. 30. NO. 1. Pp. 42 – 49. DOI: [10.1109/TCAPT.2007.892066](https://doi.org/10.1109/TCAPT.2007.892066)
8. Masahito Nishikawara, Hosei Nagano. Parametric experiments on a miniature loop heat pipe with PTFE wicks // Intern. J. of Thermal Sciences. 2014. Vol. 85. Pp. 29-39. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.016](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.016)
9. Maydanik Yu.F., Vershinin S., Chernysheva M., Yushakova S. Investigation of a compact copper–water loop heat pipe with a flat evaporator // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31. Iss.16. Pp. 3533–3541. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2011.07.008](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.008)
10. Yakomaskin A.A., Morskoy D.N., Afanasiev V.N. Feasibility study of loop heat pipes with flat microchannel evaporator and non-metal wick // Heat Pipe : Science & Technology: Proc. of the 10th Intern. Heat Pipe Symp. Tamsui: Tamkang Univ. Press, 2011. Pp. 143–146.

11. Афанасьев В.Н., Недайвозов А.В., Якомаскин А.А. Экспериментальное исследование процессов в "контурных" тепловых трубах // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер: Машиностроение. 2014. № 2. С. 44-61.
12. Masataka Mitomi, Hosei Nagano. Long-distance loop heat pipe for effective utilization of energy // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 77. Pp. 777–784.
DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.001)

Experimentally Investigated Thermo-Hydraulic Characteristics of the Loop Heat Pipe with an Open Compensation Chamber

V.N. Afanas'ev¹, A.V. Nedaivov^{1,*}

[*alexnade6@gmail.com](mailto:alexnade6@gmail.com)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: loop heat pipe, evaporator, condenser, wick, compensation chamber

The paper presents a loop heat pipe (LHP) with an open compensation chamber. The LHP is an efficient heat transfer device based on the evaporation-condensation cycle and successfully applied in space technology, including cooling heat-stressed components of electronic devices and computer equipment. Most known papers are aimed at investigation of the LHP temperature field while the pressure field is almost unexplored. However, the fields of pressure and temperature in a LHP are in functionally close relations, and their joint research has much to offer in terms of knowledge of physical processes occurring in such devices.

The authors have experimentally investigated how the types of condensers and their operation modes impact on the start-up and operation of the LHP with an open compensation chamber. Experimentally measured temperature and pressure drop in the LHP characteristic points are presented.

A copper coil pipe, a transparent polypropylene cylindrical condenser with the throttle at the input, and a copper cylindrical condenser were used as the condenser.

For LHP with a copper coil pipe the temperature changes in the characteristic points of the LHP are obtained.

For LHP with a cylindrical transparent polypropylene condenser, in addition to the temperature field, were obtained the pressure drops between the condenser inlet and outlet, the pressure drop between the evaporator outlet and the condenser inlet, and the pressure drop between the condenser inlet and the atmospheric pressure.

For LHP with a copper cylindrical condenser were obtained the temperature field and the pressure drop between the condenser inlet and the atmospheric pressure. The paper presents experimental investigation of the condenser operation mode impact on the LHP start-up and operation for this type of condenser.

Based on the experimental data the authors draw the following conclusions:

1. the type of the condenser and its thermal performance have an impact on the LHP run-up time, on the character of its stationary operation mode, as well as on the thermal resistance value of the LHP;

2. the experimental investigation of the influence of external cooling of the condenser on the thermal characteristics of the LHP has shown that after returning to the initial external cooling, the system is not returned to the initial operating parameters.

References

1. Dunn P. D., Reay D. A. *Teplovye truby* [Heat Pipes]. Moscow: Energiia, 1979. 272 p. (in Russ.).
2. Maydanik Yu.F. Dostizheniia i perspektivy razvitiia konturnykh teplovykh trub [Achievements and prospects of the loop heat pipes]. *4-ia Rossijskaiia natsional'naiia konferentsiia po teploobmenu (RNKT-4). Trudy. T.1* [4th Conference on Heat Transfer. Proceedings. Vol. 1]. Moscow: MEI Publ., 2006, pp. 84–92 (in Russ.).
3. Maydanik Yu.F. *Konturnye teplovye truby i dvukhfaznye teploperedayuschie kontury s kapilliarnoj prokachkoj. Doct.diss.* [Loop heat pipes and two-phase loops with capillary pumping: Doct. diss.]. Moscow, 1993. 47 p. (in Russ.).
4. Yakomaskin A.A., Afanasiev V.N., Zubkov N.N., Morskoy D.N. Investigation of heat transfer in evaporator of microchannel loop heat pipe. *Transactions of the ASME. J. of Heat Transfer*, 2013, Vol. 135, no. 10, pp. 101006 – 101006-7. DOI: [10.1115/1.4024502](https://doi.org/10.1115/1.4024502)
5. Maydanik Yu. F. Konturnye teplovye truby – vysokoeffektivnye teploperedayuschie ustroistva [Loop heat pipes – highly efficient heat-transfer devices]. *Innovatsii* [Innovation], 2003, no. 5(62), pp. 83-86 (in Russ.).
6. Pastukhov V. G., Maydanik Yu. F. Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27, iss. 5-6, pp. 894–901. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2006.09003](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09003)
7. Randeep Singh, Aliakbar Akbarzadeh, Dixon Ch., Mastaka Mochizuki, Riehl Roger R. Miniature loop heat pipe with flat evaporator for cooling computer CPU. *IEEE transactions on components and packaging technologie.*, 2007, vol. 30, no. 1, pp. 42 – 49. DOI: [10.1109/TCAPT.2007.892066](https://doi.org/10.1109/TCAPT.2007.892066)
8. Masahito Nishikawara, Hosei Nagano. Parametric experiments on a miniature loop heat pipe with PTFE wicks. *Intern. J. of Thermal Sciences*, 2014, vol. 85, pp. 29-39. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.016](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.016)
9. Maydanik Yu.F., Vershinin S., Chernysheva M., Yushakova S. Investigation of a compact copper–water loop heat pipe with a flat evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, iss.16, pp. 3533–3541. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2011.07.008](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.008)
10. Yakomaskin A.A., Morskoy D.N., Afanasiev V.N. Feasibility study of loop heat pipes with flat microchannel evaporator and non-metal wick. *Heat Pipe : Science & Technology: Proc. of the 10th Intern. Heat Pipe Symp.* Tamsui: Tamkang Univ. Press, 2011, pp. 143–146.

11. Afanasiev V. N., Yakomaskin A. A., Nedaivov A. V. Eksperimentalnoe issledovanie prosessov v konturnikh teplovykh trubakh [Experimental study of processes in loop heat pipes]. *Vestnik BMSTU. Ser. Mashinostroenie*. [Herald of the Bauman Moscow State Technical Univ. Mechanical Engineering], 2014, no. 2, pp. 44-61 (in Russ.).
12. Masataka Mitomi, Hosei Nagano. Long-distance loop heat pipe for effective utilization of energy. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 77, pp. 777–784.
DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.001](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.001)