

УДК 536.24:534.1

Присняков В.Ф., Кравец В.Ю., Николаенко Ю.Е., Присняков К.В.
Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт".
Украина, Киев

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИИ НА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Анотація

Проаналізовано механізми можливого впливу вібрації на інтенсивність процесів переносу в системі тепловідводу на основі теплової труби: зовнішнього теплообміну теплової труби з нагрівачем й охолоджувачем, внутрішнього теплообміну при зміні агрегатного стану теплоносія й транспорту парової й рідкої фаз у гніті й паровому тракті. Запропоновано феноменологічну та математичну модель механізму впливу вібрацій на тепломасообмінні процеси в теплової трубі. Отримано формулу для визначення ефективності вібраційного впливу.

Abstract

The mechanisms of possible influence of vibrations on intensity of transfer processes of in heat removal system are analyzed on the basis of a heat pipe: the exterior heat exchange of a heat pipe with a heater and coolant, the interior heat exchange at

change of a state of aggregate of the heat medium and movement of steam and fluid phases in a wick and steam channel. The phenomenological u mathematical model of the mechanism of influence of vibrations on heat and mass transfer processes in a heat pipe is surveyed. The expression for definition of efficiency of vibrating influence is obtained.

Введение

Для передачи тепловых потоков с минимальным термическим сопротивлением в энергопотребляющих технологических системах широкое применение находят тепловые трубы [1–5], работающие с использованием замкнутого испарительно-конденсационного цикла теплоносителя. Если в процессе эксплуатации такие системы подвергаются воздействию вибраций, то последние могут определенным образом влиять на условия как внешнего, так и внутреннего теплообмена в элементах системы, изменяя тем самым рабочие



характеристики теплопередающего тракта на основе тепловой трубы и выходные параметры системы в целом. Определение характера влияния вибраций на характеристики теплопередающего тракта на основе тепловой трубы является важной проблемой, от решения которой зависит обеспечение надежной работы технологической системы в условиях эксплуатации.

Состояние вопроса

Известные исследования [6–8] свидетельствуют о многогранности влияния вибраций на процессы тепло- и массообмена в двухфазных теплопередающих системах. Как показали исследования [9–15], наложение вибрации на теплопередающий тракт на основе тепловой трубы может приводить как к росту, так и к снижению ее теплопередающей способности. Значение теплопередающей способности определяется интенсивностью трех процессов переноса: внешним теплообменом тепловой трубы с нагревателем и охладителем, внутренним теплообменом при изменении агрегатного состояния теплоносителя и транспортом паровой и жидкой фаз в фитиле и паровом тракте. Определенное влияние оказывает и тепловое сопротивление стенки тепловой трубы, однако оно для металлических тепловых труб относительно мало и его при анализе влияния вибрации на тепловую трубу можно не учитывать.

Простейшая математическая модель механизма влияния вибрации на процессы тепломассообмена в тепловой трубе впервые была разработана К. Присняковым [16]. После ее появления какие-нибудь новые результаты нам не известны, и поэтому остановимся на ней подробнее.

Возможный механизм влияния вибрации на тепломассообменные процессы в термосифонах и при кипении сводится к учету изменения угла смачивания вследствие перемещения твердой стенки относительно пара в паровом пузыре. В тепловой трубе, в отличие от термосифона, испарение происходит не в паровой пузырь, а с поверхности мениска. Поэтому в первом приближении этот механизм можно использовать для оценки влияния вибрации на тепломассообменные процессы в тепловой трубе. Однако следует ожидать, что изменение поверхности мениска вследствие перемещения твердой стенки вдоль оси "мениск-жидкость" дополняет этот механизм.

Изменение количества жидкости, испаряющейся с поверхности мениска капиллярно-пористых систем под влиянием вибрации, определяется соответствующим решением гидродинамической задачи. Движение твердой поверхности относительно межфазной границы мениска определяется законом гармонических колебаний. Твердая шероховатая стенка, которая движется в одну сторону,

захватывает жидкость за счет смачивания. Направление вибрационного ускорения (относительно направления силы тяжести) определяет величину "вытягивания", т.е. увеличение поверхности испаряющегося мениска. При движении в противоположную сторону имеет место осушение части поверхности. Таким образом, поверхность мениска деформируется в зависимости от величины вибрационного ускорения, шершавости твердой стенки, вязкости жидкости, угла смачивания, поверхности натяжения, направления силы тяжести. Такой качественный механизм влияния вибрации возникает из анализа экспериментальных данных по влиянию величины амплитуды вибраций на изменение эффективности теплопередающих свойств тепловых труб.

Рассмотрим задачу в общей постановке. В предположении малой толщины жидкости, захватываемой стенкой, в концевых частях мениска течение жидкости является плоским, что описывается уравнением Навье-Стокса:

$$v \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{\partial w}{\partial \tau} \quad (1)$$

где w — скорость перемещающегося слоя жидкости, м/с; v — кинематическая вязкость, м²/с; τ — время, с; y — координата, м.

Граничные условия рассмотренной задачи записываются в таком виде:

$$\begin{aligned} \text{при } \tau = 0: w &= 0 \text{ для } 0 \leq y \leq \infty; \\ \text{при } \tau > 0: w &= w_R = A \cos(\omega \tau) \text{ для } y = 0; \\ \text{при } \tau > 0: w &= 0 \text{ для } y = \infty. \end{aligned}$$

Решение уравнения (1) можно найти с помощью преобразования Лапласа по аналогии с решением [17]:

$$w(y, \tau) = \frac{Ay\omega}{2\sqrt{\pi v}} \int_0^\tau \frac{\cos(\omega t) \exp\left[-\frac{y^2}{4v(\tau-t)}\right]}{\sqrt{(\tau-t)^3}} dt \quad (2)$$

где t — переменная интегрирования.

Исходя из Cooper M.G.-Lloyd A.J.P. (см. [18]), введем допущение о неразрывности потока массы жидкости, которая протекает через пограничный слой, т.е. используем условие равенства расхода жидкости по правую сторону и по левую сторону для плоской задачи:

$$\delta_0 w_w = \int_0^\infty w(y, \tau) dy, \quad (3)$$

где δ_0 — толщина захватываемого слоя.

Левая часть этого уравнения представляет собой расход жидкости через микрослой, который захватывается стенкой, движущейся со скоростью w_w (без проскальзывания). Правая часть представляет расход жидкости, которая втекает в этот микрослой. Величина δ согласно теории погра-

ничного слоя равняется толщине вытеснения пограничного слоя ζ_w и определяет толщину микрослоя в момент его образования. Параметр ζ_w определяется профилем скорости $w(y)$ при течении полубесконечной массы жидкости возле стенки, набегающей со скоростью w_w . Перепишем (3) таким образом

$$\delta = \frac{1}{w_w} \int_0^{\infty} w dy \quad (4)$$

Подставляя сюда решение (2), получаем соотношение

$$\delta = \frac{A\omega}{2w_w\sqrt{\pi\nu}} \int_0^{\infty} \int_0^{\tau} \frac{\cos(\omega t) \exp\left[-\frac{y^2}{4\nu(\tau-t)}\right]}{\sqrt{(\tau-t)^3}} dt dy. \quad (5)$$

Проинтегрировать это выражение по y особой трудности не представляет. Поэтому окончательно зависимость (5) приводится к следующему виду

$$\delta = \frac{A\omega}{w_w\sqrt{\pi\nu}} \int_0^{\tau} \frac{\cos(\omega t)}{\sqrt{(\tau-t)}} dt. \quad (6)$$

Вводим новую переменную $z = \tau - t$. Тогда (6) записывается таким образом

$$\delta = \frac{A\omega}{w_w} \sqrt{\frac{\nu}{\pi}} \int_0^{\tau} \frac{\cos(\omega\tau)\cos(\omega z) + \sin(\omega\tau)\sin(\omega z)}{\sqrt{z}} dz \quad (7)$$

Этот интеграл распадается на два

$$\delta = \frac{A\omega}{w_w} \sqrt{\frac{\nu}{\pi}} \left\{ \cos(\omega\tau) \int_0^{\tau} \frac{\cos(\omega z)}{\sqrt{\omega z}} d(\omega z) + \sin(\omega\tau) \int_0^{\tau} \frac{\sin(\omega z)}{\sqrt{\omega z}} d(\omega z) \right\} \quad (8)$$

и сводится к синусу и косинусу интеграла Френеля (или может быть вычислен приблизительно после разложения тригонометрических функций в ряд),

где $w_w = A\omega \cos(\omega\tau)$.

Если нет возвращения пленки в исходное положение, то мы имеем увеличение поверхности мениска, т.е. поверхности, с которой происходит испарение жидкости. Зная δ , можно найти из геометрических построений изменение угла смачивания и поверхности мениска.

Таким образом, приблизительно эффективность η вибрационного воздействия может определяться следующей формулой

$$\eta = 1 + \frac{A \cos^2 \theta}{r_k \left(2 - \frac{\theta}{45} \right)}$$

Проблема определения механизма влияния вибраций на тепломасообменные процессы в тепловой трубе очень сложная и требует своего дальнейшего изучения как теоретически так и

экспериментально, поскольку она пока не имеет однозначного ответа.

Анализ влияния вибрации на внешний и внутренний теплообмен

Экспериментальные исследования работы тепловых труб в условиях вибрации проводились с целью отдельного учета влияния вибрации на интенсивность внешнего и внутреннего теплообмена. Для двух указанных процессов характер влияния вибрации оказался различным.

Интенсивность внешнего теплообмена при наложении вибрации на тепловую трубу, как правило, приводит к его увеличению. Анализ полученных экспериментов показал, что это увеличение имеет место для амплитуд вибрации выше некоторой предельной величины, и тем существеннее, чем выше значение виброускорения.

Изменение интенсивности внутреннего теплообмена в тепловой трубе при наложении вибрации в зависимости от значений амплитуды и частоты имеет положительный или отрицательный знак. В большей части случаев для исследованных тепловых труб наложение вибрации снижало интенсивность внутреннего теплообмена.

Суммарная теплопередающая способность тепловой трубы обратно пропорциональна сумме внешнего и внутреннего теплового сопротивления. Если в общем тепловом сопротивлении превалирует внешняя составляющая, то теплопередающая способность тепловой трубы определяется в основном, интенсивностью внешнего теплообмена и вибрационное влияние сказывается на эффективности тепловой трубы также, как и на теплоотдаче от нагретой поверхности к среде или охладителю. И наоборот, если внутреннее тепловое сопротивление окажется существенным образом выше внешнего, то влияние вибрации на теплопередающую способность будет подобно влиянию ее на интенсивность внутреннего теплообмена.

Такой неоднозначный характер влияния вибрации на теплопередающую способность тепловой трубы требует более детального теоретического изучения этого явления, первым этапом которого могло бы явиться создание непротиворечивой феноменологической модели процессов в элементах тепловой трубы при действии вибрации.

Феноменологическая модель влияния вибрации на процессы в элементах тепловой трубы

Передача тепла от внешней поверхности тепловой трубы в окружающую среду и наоборот, в общем случае, осуществляется за счет конвекции, теплопроводности и теплового излучения. Поскольку прямого влияния вибрации на интенсивность теплового излучения нет, то интенсивность

теплого излучения может измениться только в результате изменения температуры поверхности тепловой трубы (при неизменной температуре среды и постоянных оптических свойствах системы). Температура же поверхности трубы может изменяться под действием вибрации только вследствие изменения интенсивности других внешних или внутренних тепломасообменных процессов. Таким образом, если в некоторой теплообменной системе тепловая труба принимает и передает тепловую энергию в основном в виде излучения, то наличие вибрации не будет сказываться на интенсивности внешнего теплообмена, и теплопередающая способность ее будет изменяться согласно изменению интенсивности внутреннего теплообмена. Оценочные расчеты показывают, что, например, для неподвижного воздуха комнатной или более низкой температуры, который окружает нагретую поверхность тепловой трубы, тепловое излучение будет превалировать над свободной конвекцией при температуре поверхности порядка 1000 К (в этом случае доля конвекционного теплосъема не превышает 10%). Если тепловая труба охлаждается подвижным воздухом, или находится в более плотной среде, то это предельное значение температуры может оказаться в несколько раз выше, и такой режим работы тепловой трубы уже практически не имеет реальных технических приложений. В условиях разреженного газа или вакуума, например, для космического пространства, основная часть тепла может отводиться излучением и при более низких температурах поверхности.

При подводе или отводе тепла от поверхности тепловой трубы за счет теплопроводности (при непосредственном контакте с другим твердым телом) влияние вибрации на внешний теплообмен сводится лишь к влиянию на величину контактного теплового сопротивления. При твердом неразъемном креплении тепловой трубы к поверхности нагревателя или охладителя (пайка, сварка, приклеивание) это влияние незначительно и, по-видимому, изменение теплопередающей способности тепловой трубы будет определяться изменением интенсивности внутреннего теплообмена.

Наиболее типичным, на наш взгляд, является использование тепловой трубы с конвективным внешним теплообменом со стороны нагревателя или охладителя. В этом случае влияние вибрации на интенсивность внешнего теплообмена может оказаться очень сильным. Для простоты рассмотрим на уровне физических процессов свободную конвекцию жидкости возле нагретой вибрирующей горизонтальной трубы.

На рис. 1 приведена классическая схема теплового пограничного слоя, который образуется при свободной конвекции жидкости возле

горизонтальной трубы. Толщина теплового пограничного слоя δ (зависит от теплофизических свойств жидкости и разности температур жидкости и омываемой поверхности). Эта толщина определяет интенсивность конвективного теплообмена. При этом справедливо соотношение

$$\alpha \equiv \frac{2\lambda}{\delta},$$

где α — коэффициент теплоотдачи, λ — коэффициент теплопроводности жидкости. Из этого соотношения может быть сделана оценка значения δ для реальных технических систем, если известно значение коэффициента теплоотдачи.

Пусть теперь труба делает вибрационное движение в горизонтальном направлении, перпендикулярном оси трубы. Очевидно, если амплитуда колебаний трубы незначительна по сравнению с δ или если скорость перемещения трубы в вибрационном движении значительно ниже скорости конвективного движения жидкости, картина пограничного слоя существенным образом не изменится. Однако, если ни одно из этих условий не выполняется, происходит разрушение теплового пограничного слоя и, как следствие, резкое увеличение коэффициента теплоотдачи. При дальнейшем увеличении значения виброскорости с неизменной амплитудой вибрации (при повышении частоты колебаний системы), особенно в случае вязкой жидкости, тепловой пограничный слой может восстановить свою целостность. Это произойдет в том случае, если за период колебания нагретые слои жидкости не успеют перемещаться под действием массовых или инерционных сил. При этом труба будет делать вибрационное движение как бы в облаке нагретой жидкости, и толщина пограничного слоя станет выше значения амплитуды колебаний, что приведет к снижению интенсивности теплообмена.

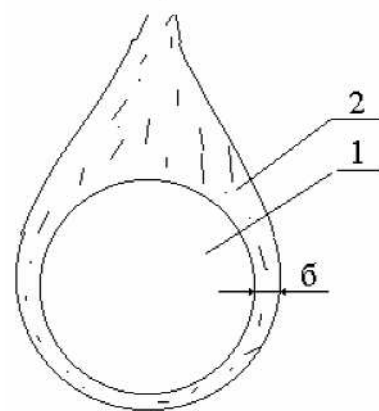


Рис. 1. Схема формирования теплового пограничного слоя вокруг нагретой поверхности тепловой трубы:
1 — корпус тепловой трубы; 2 — пограничный слой жидкости

Таким образом, положительное влияние вибрации на интенсивность внешнего конвективного теплообмена возможно лишь в некотором частотном диапазоне колебаний теплообменной системы, в котором скорость вибрационного движения сравнима со скоростью конвективного или инерционного движения жидкости. Математическое моделирование этого нестационарного процесса является достаточно сложным вследствие изменения пограничного слоя и сложности описания этого явления.

В случае вынужденной конвекции значение коэффициента теплоотдачи может оказаться на несколько порядков выше поскольку тепловой пограничный слой изначально имеет меньший размер. При этом влияние вибрации может сказываться при меньших значениях амплитуды, но уже при более высокой частоте колебаний. Эти выводы, в целом, согласуются с результатами экспериментов, описанных нами ранее. При свободной конвекции воздуха возле горизонтальной тепловой трубы ($\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$) положительное влияние вибрации наблюдалось при частотах 15–25 Гц и амплитудах выше 2–5 мм. При использовании вынужденного водяного охлаждения тепловой трубы ($\alpha = 3 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$) положительный эффект наблюдался только при частотах порядка 1000–3000 Гц, при этом амплитуда колебаний не превышала значения 0,1 мм, а иногда была и значительно ниже. В первом случае, как и ожидалось, эффект влияния вибрации оказался значительно выше. Это объясняется тем, что более высокие значения коэффициента теплоотдачи означают меньшее значение теплового сопротивления внешнего теплообмена, а соответственно, и меньший его вес в значении теплопередающей способности.

Таким образом, значение теплопередающей способности тепловой трубы будет определяться интенсивностью внешнего теплообмена и возрастать при наложении вибраций на теплообменную систему при выполнении следующих условий:

- 1) Теплоотъем и/или теплоподвод к тепловой трубе осуществляется, в основном, за счет конвекции при умеренных значениях коэффициентов теплоотдачи (приблизительно до 10^4 – $10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$).
- 2) Разность температур нагревателя и охладителя не превышает нескольких сотен градусов Цельсия.
- 3) Амплитуда вибрационного движения тепловой трубы или сравнима или превышает толщину теплового пограничного слоя для неподвижной трубы в тех же условиях теплообмена.
- 4) Виброскорость колебательного движения тепловой трубы сравнима с характерной скоростью свободного или вынужденного движения жидкости под действием массовых и/или инерционных сил.

Кроме внешнего теплообмена на теплопередающие характеристики системы может оказывать влияние и внутренний теплообмен в тепловой трубе. Изменение интенсивности внутреннего теплообмена в тепловой трубе может привести к изменению суммарной теплопередающей способности теплопередающего тракта в следующих случаях:

- 1) При очень больших значениях коэффициентов теплоотдачи, которые реализуются при высоких скоростях движения жидкости около тепловой трубы или при изменении агрегатного состояния внешнего теплоносителя.
- 2) При подводе или отводе тепла от поверхности тепловой трубы за счет теплопроводности (при непосредственном контакте с другим твердым телом).
- 3) В случае, когда параметры вибрационного влияния (частота и амплитуда вибрации) имеют значения, далекие от указанных выше диапазонов.

Элементарные процессы внутреннего теплообмена в тепловой трубе сложны и взаимосвязаны. Выше уже отмечалось, что к этим процессам мы отнесли транспорт жидкой и паровой фазы в фитиле и паровом тракте тепловой трубы, а также теплообмен при испарении и конденсации теплоносителя. Ниже приведены возможные аспекты влияния вибрации на интенсивность этих процессов без подробного анализа их значимости. Возможно влияние вибрации на интенсивность теплообмена по механизму, аналогичному описанному выше для внешнего теплообмена. Однако, из-за того, что толщина пограничного слоя при испарении и конденсации рабочего тела чрезвычайно мала (порядка длины свободного пробега молекулы в паровой фазе), то для получения положительного влияния на коэффициент теплоотдачи необходимы вибрации с частотой не ниже десятков – сотен мегагерц даже для тепловых труб, которые работают при очень низких давлениях теплоносителя (порядка 1 мм. рт. ст.).

Влияние вибрации на фитиль, по которому осуществляется транспортировка жидкой фазы теплоносителя при умеренном виброускорении, может привести к снижению гидравлического сопротивления фитиля по аналогии с известными явлениями при вибрационном перемещении сыпучих продуктов по узким каналам. При значительном виброускорении возможно образование кавитационных волн в пористом слое, заполненном жидкостью. Это может привести к резкому росту гидравлического сопротивления движения жидкой фазы. Выброс жидкой фазы из капиллярной структуры под действием инерционных сил может привести как к увеличению интенсивности теплообмена в зоне испарения за счет значительного уменьшения толщины пленки жидкости у



поверхности нагрева, так и к ухудшению условий теплообмена за счет уменьшения градиента температуры между фитилем и паровой фазой и за счет "растягивания" зон испарения и конденсации на транспортный участок тепловой трубы.

Диссипация механической энергии вибрационного движения в фитиле может привести к повышению температуры жидкой фазы. В зависимости от режима работы тепловой трубы это явление может иметь положительное или отрицательное влияние на интенсивность внутреннего теплообмена.

Колебание уровня жидкости в капиллярах пористого слоя фитиля, как в зоне испарения, так и в зоне конденсации приведет, по-видимому, к увеличению эффективной площади теплообмена, что при прочих равных условиях может дать положительный эффект.

При колебании жидкости в порах фитиля в зоне испарения будет происходить циклическое изменение краевого угла смачивания, которое вызывает циклическое изменение потенциальной энергии поверхностного натяжения испаряющейся жидкости. Значение этой энергии влияет на скорость испарения жидкости.

Выводы

Проведенные исследования механизма влияния вибрации на теплообменные процессы в тепловой трубе свидетельствуют о сложности этого процесса и неоднозначности характера влияния вибрации на теплопередающую способность тепловой трубы. Указанное обстоятельство требует проведения дальнейших углубленных как теоретических, так и экспериментальных исследований этого явления.

Литература

1. *Тепловые трубы*: Пер. с англ. и нем. / Под ред. Э.Э. Шпильрайна. — М.: Мир, 1972. — 420 с.
2. *Семена М.Г., Гершуни А.Н., Заринов В.К.* Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами. — К.: Вища школа, 1984. — 215 с.
3. *Воронин В.Г., Ревякин А.В., Сасин В.Я., Тарасов В.С.* Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1976. — 200 с.
4. *Алексеев В.А., Арефьев В.А.* Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры. — М.: Энергия, 1979. — 128 с.
5. *Тепловые трубы для систем термостабилизации* / И.Г. Шекриладзе, И.Г. Авалишвили, Г.Б. Гогишвили и др. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 176 с.
6. *Тепломассообмен и вибрация* / В.Ф. Присняков, С.Г. Бондаренко, В.И. Луценко, Ю.Е. Никола-

енко, К.В. Присняков, В.О. Штангеев, В.И. Елисеев. Под общ. ред. В.Ф. Приснякова // Одесса: Нептун-Технология, 2001. — 208 с.

7. *Присняков К.В., Николаенко Ю.Е., Присняков В.Ф.* Кипение и вибрация (обзор) // Промышленная теплотехника, 2001. — Т. 23. — № 6. — С. 40–50.

8. *Николаенко Ю.Е., Рассамкин Б.М., Хайрнатов С.М., Лозбин Д.В.* Влияние механических воздействий на характеристики тепловых труб // Труды восьмой международной научно-практической конференции "Современные информационные и электронные технологии", 21–25 мая 2007 г, Одесса. — С. 266.

9. *Research a Physical Picture of Heat and Mass Transfer Processes in Vibrating Heat Pipes* / Yu. Melikayev, K. Prisniakov, V. Prisniakov, Yu. Nikolaenko, V. Kravez // 4th International Conference on Inverse Problems in Engineering: Theory and Practice. May 26–31, 2002. Angra dos Reis, Rio de Janeiro. Brasil. Rapp. 038. — 1–6 p.p.

10. *Prisniakov V.F., Nikolaenko Yu.E., Prisniakov K.V.* Vibration actions on Heat Pipes as cooling element of Electronic Systems / Thermal Challenges in Next Generation Electronic Systems — THERMES 2002. Santa Fe, New Mexico. — January 13–16, 2002. Session 9. 1–12 p.p.

11. *About Complex Influence of Vibrations and Gravitational Fields on Serviceability of Heat Pipes in Composition of the Space-Rocket Systems* / K. Prisniakov, Yu. Nikolaenko, O. Marchenko, V. Kravetz, V. Prisniakov // 54th International Astronautical Congress. Bremen, Germany. September 29 — Oktober 3, 2003. Paper-Nr.: IAC-03-I. 1.10.

12. *About the Complex Influence of Vibrations and Gravitational Fields on Serviceability of Heat Pipes in Composition of Space-Rocket Systems* / K. Prisniakov, O. Marchenko, Yu. Melikayev, V. Kravetz, Yu. Nikolaenko, V. Prisniakov // Acta Astronautica. — 2004. — № 55. — P. 509–518.

13. *Investigation of Vibration Effect on the Closed Two-Phase Thermosyphon Operation and Heat Pipe* / Yu. Melikayev, Yu. Nikolaenko, K. Prisniakov, V. Prisniakov / Proc. of 12th International Heat Pipe Conf. May 19–24, 2002. Moscow-Kostroma.

14. *About Functioning of the Heat Pipe in Condition of Gravity and Vibration* / K. Prisniakov, O. Marchenko, Yu. Melikayev, Yu. Nikolaenko, V. Prisniakov // 7th International Heat Pipe Symposium. October 12–16, 2003. Seogwipo KAL Hotel, Jeju-DO, Korea / Paper C-1. 1–9 p.p.

15. *Influence of Non-Stationary Conditions on Reliability of Space Systems with Heat Pipes under the Effect of Vibrations* / O. Marchenko, K. Prisniakov, V. Kravez, Yu. Nikolaenko, V. Prisniakov // 55th International Astronautical

Congress. Vancouver, Canada. 4-8 October. — 2004. Paper-Nr.: IAC-04-G. 0.04.

16. *K. Prisniakov*. Investigation of the vibration effect on functioning of the thermosiphon and heat pipe as the component of spacecraft. // 53rd International Astronautical Congress — The World

Space Congress 2002. 10–19 Oct. 2002 / Houston, Texas. Paper IAC-02-I.2.08.

17. *Двайер О.* Теплообмен при кипении жидких металлов. — М.: Мир, 1980. — 516 с.

18. *Присняков В.Ф.* Кипение. — Киев: Наукова думка, 1988. — 240 с.