

К. т. н. А. Н. ГЕРШУНИ, к. т. н. А. П. НИЩИК

Украина, НТУУ «Киевский политехнический институт»

E-mail: politekhins@gmail.com

КОАКСИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ТРУБА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАЖАТЕЛЯ ЛАЗЕРА

Описаны результаты разработки и исследования коаксиальной тепловой трубы для охлаждения отражателя твердотельного лазера. Показано, что система охлаждения, функционирующая по испарительно-конденсационному принципу, позволяет обеспечить равномерность температуры охлаждаемой поверхности при низком термическом сопротивлении 0,03 К/Вт.

Ключевые слова: отражатель лазера, система охлаждения, коаксиальная тепловая труба.

Широкое применение твердотельных оптических квантовых генераторов (ОКГ), или лазеров, вызвало необходимость интенсивного отвода теплоты от нагретых частей приборов. Использование жидкостных теплоносителей четырех поколений (вода и составы на ее основе; этиленгликолевые растворы, спиртооктановые и фосфорорганические жидкости; кремнийорганические и фторорганические жидкости, эфиры угольной кислоты; теплоносители на основе кремнийорганических жидкостей и эфиров угольной кислоты) привело к улучшению характеристик ОКГ [1–4]. В то же время системы водяного (жидкостного) охлаждения часто рассматриваются как неудобные при практическом использовании вследствие существенных их недостатков [5]. Достоинства контактного способа охлаждения элементов ОКГ заключаются в возможности пространственного разделения источника и стока теплоты, в принципиальной возможности развития поверхности охлаждения вне зоны тепловыделения, в повышении безопасности и надежности из-за отсутствия жидкости в рабочей зоне прибора и отказа от подвижных деталей и разъемных соединений в системе охлаждения [6–10], что характерно для жидкостных систем. К недостаткам контактного способа охлаждения относятся неравномерность температуры поверхности охлаждаемых элементов, большое термическое сопротивление теплопроводов, дополнительное увеличение массы и габаритов из-за наличия монолитных металлических теплопроводов.

Анализ особенностей работы ОКГ и возможностей известных способов их охлаждения, включая конвективный (газовый и жидкостной) и контактный (кондуктивный), а также их комбинации, показывает, что требуемые тепловые режимы данных приборов могут быть обеспече-

ны эффективными теплопередающими устройствами — тепловыми трубами (ТТ). Работают они по испарительно-конденсационному принципу [11, 12], что дает возможность сохранить положительные свойства контактного способа при одновременном устранении ряда его существенных недостатков. Применение ТТ позволяет значительно уменьшить термическое сопротивление тепловода за счет большей (в сотни раз) эквивалентной теплопроводности ТТ по сравнению с лучшими монолитными теплопроводными материалами, значительно увеличить отводимые тепловые нагрузки при малых перепадах температуры, повысить степень изотермичности охлаждаемой поверхности и надежность работы системы обеспечения теплового режима. При меньшей массе и соизмеримых размерах ТТ способны отводить тепла в десятки, а иногда и в сотни раз больше, чем любые металлические теплопроводы [13].

Рациональное решение трех взаимосвязанных задач в случае применения ТТ для обеспечения требуемых тепловых режимов лазеров, а именно: внутренней (охлаждение элементов прибора), транспортной (передача теплоты внутри системы охлаждения и к системе теплосброса) и внешней (обеспечение теплообмена между системой охлаждения и внешней средой) [11, 14], позволяет в итоге повысить энергию излучения и частоту повторения импульсов. Появляется также возможность разработки на данной элементной базе систем обеспечения теплового режима пассивного типа.

Статья посвящена описанию конструкции разработанной тепловой трубы, способной обеспечить температуру теплоотдающей поверхности отражателя лазера не более 120°C при его работе в импульсном режиме. Такое теплопередающее устройство испарительно-конденсационного

типа должно функционировать при любой ориентации в пространстве в условиях теплосъема путем вынужденной конвекции воздуха при его температуре до 60°C.

Конструкция тепловой трубы

Разработанная цилиндрическая коаксиальная тепловая труба (рис. 1) состоит из внутренней оболочки с коническим отверстием и внешней оболочки-радиатора с цельноточеными ребрами. Средняя температура стенки в зоне нагрева для данной конструкции должна отвечать условию $\bar{t}_{\text{ст}}^{\text{II}} \leq 120^\circ\text{C}$ ($\bar{t}_{\text{ст}}^{\text{II}} = (t_1 + t_2) / 2$, где t_1 и t_2 — значения температуры, измеряемые термодатчиками Т1 и Т2 на рис. 1). Размеры радиатора, а также конструктивные параметры оребрения определены для самых неблагоприятных условий: скорость воздуха в «живом» сечении радиатора 3 м/с, соответствующее этой скорости ориентировочное значение коэффициента внешней теплоотдачи $\alpha = 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тепловой поток $Q = 300 \text{ Вт}$ подводится в двух режимах: в импульсном (реальный режим) и в непрерывном. Поверхность оребрения площадью $F_p = 0,16 \text{ м}^2$ выполнена в виде 116 кольцевых ребер высотой $h_p = 5 \text{ мм}$, толщиной $\delta_p = 0,5 - 0,6 \text{ мм}$, размещенных с шагом 1,75 мм. Материал оболочки тепловой трубы (медь) и теплоноситель (вода) выбраны из требований совместимости, высокой прочности при рабочей температуре, наибольших значений теплопроводности компонентов и параметра N рабочей жидкости ($N = \rho_{\text{ж}} \sigma r / \mu_{\text{ж}}$, где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность, σ — коэффициент поверхностного натяжения, r — теплота парообразования, $\mu_{\text{ж}}$ — динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости).

К наружной цилиндрической поверхности внутренней оболочки методом диффузионной сварки припечен пористый материал — капиллярная структура. С целью упрощения технологии изготовления ТТ, а также интенсификации процессов теплообмена в ее зоне конденсации, внутренняя поверхность оболочки-радиатора выполнена гладкой. Между капиллярной структурой и оболочкой-радиатором установлен пористый материал в виде артерии, которая предназначена для подачи конденсата, стекающе-

го в нижнюю часть оболочки-радиатора, в зону нагрева ТТ. Капиллярная структура и артерия изготовлены из медных монодисперсных дискретных волокон диаметром $d_{\text{в}} = 50 \text{ мкм}$, длиной $l_{\text{в}} = 3 \text{ мм}$. Пористость (87%), толщина капиллярной структуры ($\delta_{\text{к}} = 0,5 \text{ мм}$) и толщина артерии ($\delta_{\text{а}} = 1 \text{ мм}$) определены с учетом рекомендаций по оптимизации параметров капиллярной структуры при горизонтальной работе ТТ [15]. Капиллярно-пористая структура ТТ заполнена теплоносителем с образованием небольшого избытка в зоне контакта артерии с внутренней поверхностью радиатора. Масса ТТ составляет 0,94 кг.

Технология изготовления ТТ включала в себя следующие этапы:

- изготовление оболочек и доннышек;
- войлокование и спекание пористого материала, припекание капиллярной структуры к внешней поверхности внутренней оболочки, артерии — к капиллярной структуре и к внутренней поверхности оболочки-радиатора;
- сборка и термическая обработка капиллярной структуры и артерии;
- выполнение неразъемного соединения доннышек с внутренней и внешней оболочками пайкой твердым припоем или сваркой;
- проверка тепловой трубы на герметичность и ее дегазация в вакууме;
- вакуумирование, заполнение теплоносителем и герметизация.

Результаты исследования и их анализ

Экспериментальное исследование проводилось на установке, основным элементом которой являлась тепловая труба с омическим нагревателем внутри, представляющим собой стальной стержень диаметром 15 мм, покрытый электроизоляционным слоем, с равномерно навитой нихромовой проволокой на длине 70 мм. Снаружи нагреватель покрыт слюдой и с тугой посадкой установлен в медный имитатор конического отражателя. Уменьшение термического сопротивления между имитатором и оболочкой тепловой трубы достигалось при помощи теплопроводной пасты. Тепловой поток, передаваемый ТТ, измерялся ваттметром класса 0,1. Изменение

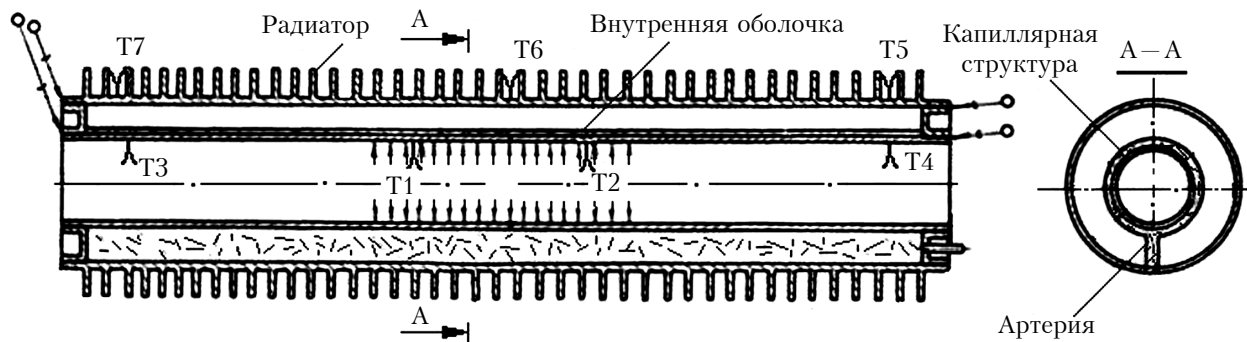


Рис. 1. Конструкция цилиндрической коаксиальной тепловой трубы

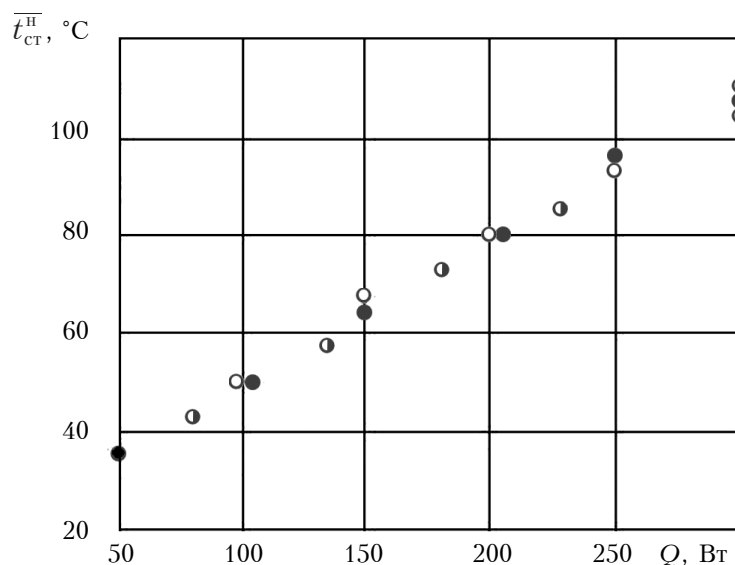


Рис. 2. Зависимость средней температуры стенки в зоне нагрева цилиндрической коаксиальной ТТ от передаваемого теплового потока при различной ее ориентации:

○ — $\varphi=0^\circ$; ● — $\varphi=30^\circ$; ● — $\varphi=90^\circ$

подводимого теплового потока осуществлялось при помощи регулятора напряжения, подключенного к однофазной сети (220 В, 50 Гц) через стабилизатор напряжения. Температура ТТ измерялась в семи точках: четыре точки на внутренней поверхности и три на внешней (см. рис. 1) при помощи медь-константановых термопар, переключателя и цифрового вольтметра. Термопары Т1 и Т2 крепились на расстоянии 15 мм от соответствующих торцов имитатора. Холодные спаи термопар размещались в сосуде с тающим льдом. Тепловая труба обдувалась вентилятором (скорость охлаждающе-

го воздуха около 3 м/с, температура 22°C, $\alpha \approx 25$ Вт/(м²·К)).

Исследования проводились при вертикальной (угол наклона оси ТТ к горизонтальной плоскости $\varphi=90^\circ$) и горизонтальной ($\varphi=0^\circ$) ориентации ТТ, а также в наклонном положении ($\varphi=30^\circ$). В опытах при $\varphi \neq 90^\circ$ тепловую трубу ориентировали таким образом, чтобы артерия находилась со стороны нижней образующей ТТ.

Зависимость средней температуры стенки тепловой трубы в зоне нагрева $\bar{t}_{ст}^H$ от непрерывно подводимого теплового потока представлена на рис. 2, где видно, что в исследованном диапазоне тепловых нагрузок она носит линейный характер. Отсутствие резкого изменения вида этой функциональной зависимости, характерного для наступления предела теплопередающей способности, свидетельствует о том, что мак-

симальный тепловой поток при любой ориентации ТТ превышает 300 Вт.

На рис. 3 представлены зависимости перепада температуры по тепловой трубе $\Delta \bar{t}_T$ от передаваемого теплового потока Q (а) и плотности теплового потока в зоне нагрева q_H (б). Перепад температуры по ТТ определялся как разность средних температур в зоне нагрева $\bar{t}_{ст}^H$ и в зоне конденсации $\bar{t}_{ст}^K$. В качестве $\bar{t}_{ст}^K$ принята температура в месте крепления термопары Т6, т. к. при наклонном положении трубы показания термопары Т5 (или же Т7) несколько занижены из-за

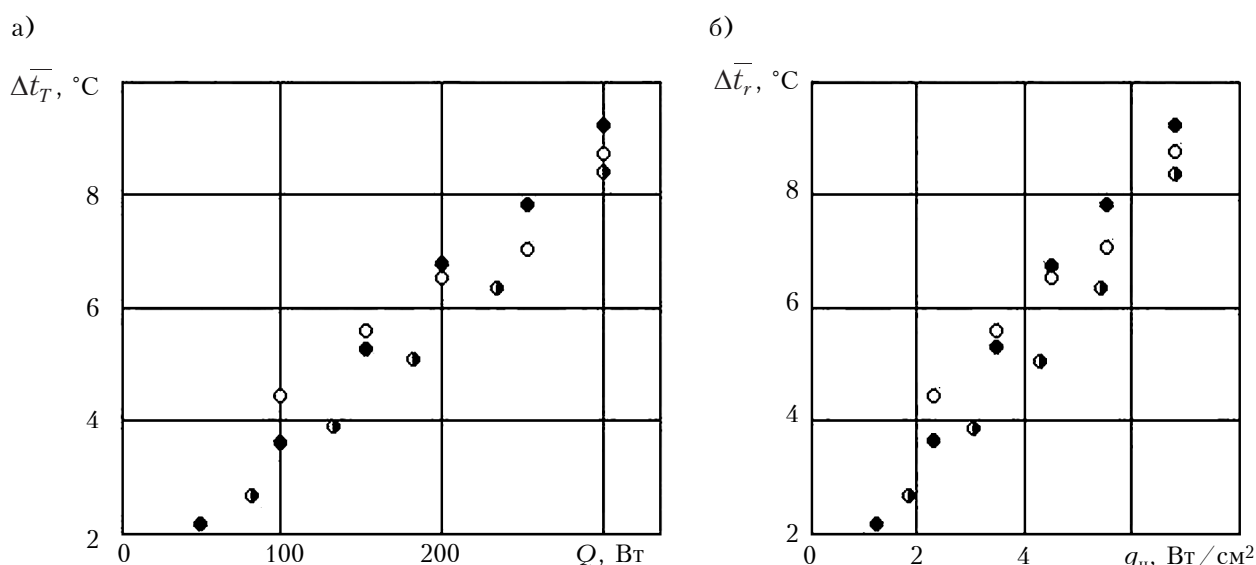


Рис. 3. Зависимость перепада температуры по цилиндрической коаксиальной ТТ от передаваемого теплового потока (а) и от плотности теплового потока в зоне нагрева (б) при различной ее ориентации:

○ — $\varphi=0^\circ$; ● — $\varphi=30^\circ$; ● — $\varphi=90^\circ$

накопления избытка жидкости в нижней части ТТ. Как видно из рис. 3, перепад температуры $\Delta \bar{t}_T$ мало зависит от ориентации ТТ, и при $Q=300$ Вт ($q_n=7$ Вт/см²) $\Delta \bar{t}_T \approx 9^\circ\text{C}$.

Следует отметить, что экспериментально полученные величины $\Delta \bar{t}_T$ завышены, т. к. термопары Т1 и Т2 зачеканивались в канавках, выполненных не в корпусе ТТ, а в медном имитаторе. Контакт термопар с внутренней оболочкой ТТ осуществлялся при прижимании имитатора к этой поверхности. Такой вынужденный способ размещения и крепления термопар привел к завышению значений $\bar{t}_{\text{ст}}^H$ и, соответственно, $\Delta \bar{t}_T$. Согласно расчету, действительный перепад температуры по ТТ составляет 4°C при $Q=300$ Вт, т. е. измеренное значение завышено на $4-5^\circ\text{C}$.

Полный перепад температуры при передаваемом тепловом потоке $Q=300$ Вт равен 87°C ($109-22$) и состоит в основном из перепада температуры между радиатором и охлаждающим воздухом $\Delta \bar{t}_{\text{охл}} = 78^\circ\text{C}$ ($100-22$).

На рис. 4 представлено изменение температуры стенки в зоне нагрева ТТ в переходном режиме при пуске от момента подачи тепловой нагрузки $Q=300$ Вт до достижения установившегося режима. При непрерывном теплоподводе продолжительность пуска τ_n составляет около 14 мин и температура устанавливается на уровне 109°C . При импульсном подводе теплового потока, когда в течение 10 с подается нагрузка 300 Вт, а в следующие 10 с тепловой поток не подводится, время выхода на установившийся режим не изменяется, амплитуда колебаний $\bar{t}_{\text{ст}}^H$ составляет около 4°C , а максимальное значение температуры стенки при установившемся режиме равно 66°C . Следует отметить, что уменьшение теплоемкости источника выделения тепла при замене имитатора реальным отражателем приведет к уменьшению времени выхода на установившийся режим.

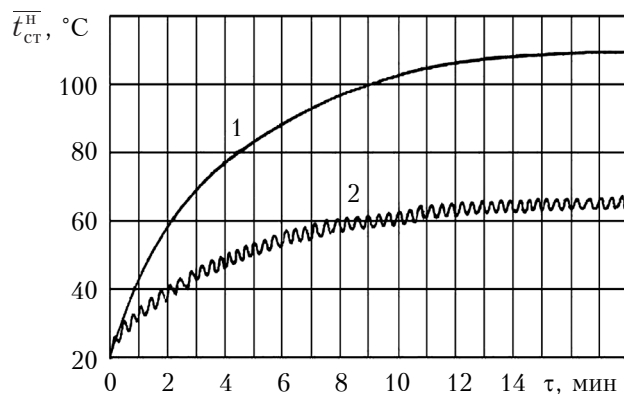


Рис. 4. Пусковые характеристики цилиндрической коаксиальной тепловой трубы ($Q=300$ Вт) при непрерывном (1) и импульсном (2) подводе тепла

При охлаждении ТТ потоком воздуха с температурой $t_{\text{охл}}=60^\circ\text{C}$ температура стенки в зоне нагрева при импульсном подводе теплового потока составляет $66+38=104^\circ\text{C}$ (в действительности же температура возрастет не на 38°C ($60-22$), а несколько меньше, т. к. с увеличением температурного уровня процессы теплообмена в ТТ интенсифицируются). Таким образом, условие $\bar{t}_{\text{ст}}^H \leq 120^\circ\text{C}$ выполняется даже при самых неблагоприятных условиях охлаждения.

Заключение

Исследования показали целесообразность использования систем охлаждения, функционирующих по испарительно-конденсационному принципу, для обеспечения теплового режима твердотельных оптических квантовых генераторов. Цилиндрическая тепловая труба коаксиального типа, разработанная для охлаждения отражателя лазера, при отводе тепла вынужденной конвекцией воздуха с температурой 60°C в импульсном режиме подвода теплового потока 300 Вт обеспечивает температуру теплоотдающей поверхности не более 120°C при любой ориентации в поле сил гравитации. Термическое сопротивление разработанной ТТ составляет $0,03$ К/Вт, удельное термическое сопротивление — $1,1 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Подгаецкий В. М., Волюнкин В. М., Комлев И. В., Резниченко А. В. Жидкостные теплоносители для лазеров // Прикладная физика. — 2003. — № 1. — С. 123–142.
2. Пат. 2097887 России. Устройство охлаждения лазера / В.В.Хомченко, Г. Н. Котаев. — 27.11.1997.
3. Пат. 2498467 России. Оптическая усилительная головка с диодной накачкой / Ю. Д. Арапов, А. А. Абышев, Н. В. Корепанов и др. — 10.11.2013.
4. Пат. 6747789 USA. Laser amplifying system / Martin Voss Huonker, Christian Schmitz. — 08.06.2004.
5. Кисель В., Гулевич А., Кондратюк Н. Иттербиевые твердотельные лазерные системы // Фотоника. — 2011. — Вып. 2. — С. 20–24.
6. Пат. 4199735 USA. Optical compensation for thermal lensing in conductively cooled laser rod / Curt H. Chadwick, Edward D. Reed. — 03.07.1978.
7. Пат. 4354272 USA. Solid crystal laser emission device with an improved external cooling circuit / Haus-Peter Schwob, Peter Soppelsa. — 14.07.1980.
8. Пат. 4429394 USA. Conduction cooled solid state laser / Steve Guch, Jr. — 09.11.1981.
9. Пат. 2197043 России. Импульсно-периодический лазер / О. Б. Сторожук, В. А. Беренберг, А. К. Фельк и др. — 20.01.2003.
10. Пат. 2202847 России. Импульсно-периодический лазер / О. Б. Сторожук, О. В. Сизов. — 20.04.2003.
11. Нищик А. П., Савина В. Н., Мохлай Н. В. Системы охлаждения оптических квантовых генераторов / Деп. УкрНДІНТІ 569-Ук87. — Киев, УкрНДІНТІ. — 1987.
12. Улитенко А. И. Принципы построения высокоэффективных систем охлаждения электронных приборов /

Автореф. дис. ... докт. техн. наук. — Рязанский государственный радиотехнический университет. — 2009.

13. Колпаков А. Охлаждение в системах высокой мощности // Силовая электроника. — 2010. — № 3. — С. 62 — 66.

14. Pat. 6768751 USA. Methods and apparatus for removing heat from a lasing medium of a solid-state laser assembly / Roy M. Hoar. — 27.07.2004.

15. Семена М. Г., Гершуни А. Н. Влияние параметров металловолоконистой капиллярной структуры на максимальную теплопередающую способность тепловых труб // Инженерно-физический журнал. — 1982. — Т. 43. — № 4. — С. 604 — 609.

Дата поступления рукописи
в редакцию 05.09 2013 г.

О. Н. ГЕРШУНИ, О. П. НИЩИК

Україна, НТУУ «Київський політехнічний інститут»

E-mail: politekhins@gmail.com

КОАКСИАЛЬНА ТЕПЛОВА ТРУБА ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДБІВАЧА ЛАЗЕРА

Наведено результати розробки та дослідження коаксіальної теплової труби для охолодження відбивача твердотільного лазера. Система охолодження, яка функціонує за випарувально-конденсаційним принципом, дозволяє забезпечити рівномірність температури охолоджуваної поверхні при низькому термічному опорі.

Ключові слова: відбивач лазера, система охолодження, коаксіальна тепла труба.

DOI: 10.15222/TKEA2014.2-3.37
UDC 621.3.032.42:621.378.8.038.825

A. N. GERSHUNI, A. P. NISHCHIK

Ukraine, NTUU "Kiev Polytechnic Institute"

E-mail: politekhins@gmail.com

COAXIAL HEAT PIPE FOR COOLING OF A LASER'S REFLECTOR

The paper presents the development and research results for a coaxial heat pipe designed for cooling of a reflector of a solid-state laser. A coaxial cylindrical heat pipe, designed to cool the laser reflector, provides that the temperature of the heat-removing surface does not exceed 120°C at any orientation in the gravitational field, if the heat is removed by forced convection of air with the temperature of 60°C in a pulsed mode of heat flow supply of 300 W. Thermal resistance of the developed heat pipe is 0,03 K/W, the specific thermal resistance — $1,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. The developed cooling system based on the evaporation-condensation principle, allows ensuring temperature uniformity of the cooling surface at low thermal resistance.

Keywords: reflector laser, cooling system, coaxial heat pipe.

REFERENCES

1. Podgaetskii V.M., Volynkin V.M., Komlev I.V., Reznichenko A.V. [Liquid coolants for lasers]. *Prikladnaya fizika*, 2003, no 1, pp. 123-142 (in Russian)
2. Khomchenko V.V., Kotaev G.N. *Ustroistvo okhlazhdeniya lazera* [Laser cooling device]. Patent 2097887 RF, Nov 27, 1997.
3. Arapov Yu.D., Aabyshv A.A., Korepanov N.V. et al. *Opticheskaya usilitel'naya golovka s diodnoi nakachkoi* [Amplifying optical head with a diode-pumping]. Patent 2498467 RF, Nov 10, 2013.
4. Martin Voss Huonker, Christian Schmitz. *Laser amplifying system*. Patent 6747789 USA, Jun 08, 2004.
5. Kisel V., Gulevitch A., Kondratuk N. [Solid state ytterbium laser systems]. *Fotonika*, 2011, iss. 2, pp. 20-24 (in Russian)
6. Curt H. Chadwick, Edward D. Reed. *Optical compensation for thermal lensing in conductively cooled laser rod*. Patent 4199735 USA Jul 03, 1978.
7. Haus-Peter Schwob, Peter Soppelsa. *Solid crystal laser emission device with an improved external cooling circuit*. Patent 4354272 USA, Jul 14, 1980.
8. Steve Guch Jr. *Conduction cooled solid state laser*. Patent 4429394 USA, Nov 09, 1981.

9. Storozhuk O.B., Berenberg V.A., Fel'k A.K. et al. *Impul'sno-periodicheskii lazer* [Repetitively pulsed laser]. Patent 2197043 RF, Jan 20, 2003.
10. Storozhuk O.B., Sizov O.V. *Impul'sno-periodicheskii lazer* [Repetitively pulsed laser] Patent 2202847 RF, Apr 20, 2003.
11. Nishchik A.P., Savina V.N., Mokhlai N.V. [Cooling system of lasers]. *Dep. UkrNDINTI 569-Uk87*, Kiev, UkrNDINTI, 1987 (in Russian)
12. Ulitenko A.I. *Printsipy postroeniya vysokoeffektivnykh sistem okhlazhdeniya elektronnykh priborov* Diss. dokt. tekhn. nauk [Construction principles of high-performance cooling systems of electronic devices. Dr. tech. sci. diss.]. Ryazan State Radio Engineering University, 2009.
13. Kolpakov A. [Cooling of high power systems] *Silovaya elektronika*, 2010, no 3, pp. 62- 66 (in Russian)
14. Roy M. Hoar. *Methods and apparatus for removing heat from a lasing medium of a solid-state laser assembly*. Patent 6768751 USA, Jul 27, 2004.
15. Semena M.G., Gershuni A.N. [Influence of parameters of metal-fibrous capillary structure for maximum heat transfer capacity of the heat pipes]. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, 1982, vol. 43, no 4, pp. 604-609 (in Russian)

А. Н. НАУМОВА, к. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ, д. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО

Украина, г. Киев, НТУУ «КПИ»

E-mail: yaya_2000@ukr.net, kravetz_kpi@ukr.net, yunikola@ukr.net

ФИЗИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ И РАСЧЕТ НАЧАЛА КИПЕНИЯ В ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЕ

Получена формула для расчета теплового потока, обеспечивающего начало кипения теплоносителя в пульсационной тепловой трубе (ПТТ), т. е. определяющего нижнюю границу эффективной работы ПТТ. Показано, что основными факторами, влияющими на искомую величину теплового потока, являются движущий капиллярный напор и скорость движения парового пузырька. Формула для определения теплового потока была получена для замкнутых ПТТ, изготовленных из меди, с водой в качестве теплоносителя. Информация о величине теплового потока необходима для дальнейшего проектирования систем охлаждения различных теплонагруженных элементов, чувствительных к перегреву, например светодиодов перспективных осветительных устройств.

Ключевые слова: пульсационная тепловая труба, математическая модель, начало кипения, движущий капиллярный напор, светодиод.

На освещение в Украине расходуется около 25% всей потребляемой электроэнергии. Одним из путей энергосбережения в освещении является использование полупроводниковых источников света — светодиодов (СД), которые при излучении одинакового светового потока потребляют приблизительно в 10 раз меньше электроэнергии, чем лампы накаливания. Мощность так называемых ламп-ретрофитов, использующих в качестве источника света СД, обычно составляет 0,6–7 Вт [1, 2] и ограничивается возможностями системы отвода теплоты от применяемых СД. При недостаточной эффективности охлаждения повышается температура кристалла выше нормативного значения, вследствие чего происходит деградация СД [3], снижение светового потока и срока службы как самого СД, так и осветительного устройства в целом. В связи с этим при проектировании бытовых осветительных устройств с более мощными светодиодными источниками света одной из главных задач является поиск новых конструктивно-технологических решений, направленных на повышение эффективности отвода теплоты, выделяемой СД, снижение рабочей температуры кристалла СД. С этой целью можно использовать как фитильные, так и пульсационные тепловые трубы (ПТТ) — высокоэффективные теплопередающие устройства, которые используются в системах охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла [4, 5]. Вместе с тем, если процессы теплообмена в фитильных тепловых трубах уже в достаточной степени изучены, то вопросы моделирования тепловых процессов в ПТТ в настоящее время решены еще не в полной мере. Так, например, на данный момент существует нема-

ло попыток создать математические модели, которые описывали бы поведение парожидкостной смеси теплоносителя в ПТТ в зависимости от различных параметров [6–8]. Однако известные модели не позволяют теоретически определить тот тепловой поток, после подвода которого происходит наиболее эффективная теплоотдача в ПТТ, что наблюдалось в экспериментальных исследованиях [9].

Целью данной работы был поиск формулы для расчета величины теплового потока, необходимого для начала кипения теплоносителя и определяющего нижнюю границу эффективной работы ПТТ.

Физическая модель

Рассмотрим плоскую ПТТ, которая имеет зоны нагрева, транспорта и конденсации. Будем считать, что коэффициент заполнения теплоносителем равен 50%, что является оптимальным по мнению многих исследователей [10–12]. В таком случае площадь зоны нагрева, соприкасающейся с паровой фазой ($S_{\text{зн}}^{\text{п}}$), равна площади, соприкасающейся с жидкой фазой ($S_{\text{зн}}^{\text{ж}}$):

$$S_{\text{зн}}^{\text{п}} = S_{\text{зн}}^{\text{ж}} = S_{\text{зн}} / 2, \quad (1)$$

где $S_{\text{зн}}$ — общая площадь внутренней поверхности зоны нагрева.

Рассматриваемый процесс относится к зоне нагрева, поскольку именно там происходит зарождение и рост парового пузырька. Будем считать, что тепловой поток Q подводится ко всей площади внешней поверхности зоны нагрева равномерно. При этом если тепло подводится к части ПТТ, заполненной паровой фазой, то это