

УДК 536.242; 532.546

# Сравнение подходов оребренной поверхности и пористого тела к описанию теплообмена в системах охлаждения лазерных зеркал и чипов

Ю.И. Шанин

Научно-исследовательский институт научно-производственное объединение «ЛУЧ»  
(ФГУП «НИИ НПО «ЛУЧ»), Подольск, 142103, Россия  
e-mail: syi@luch.com.ru

Поступила в редакцию 20.03.2019

После доработки 30.04.2019

Принята к публикации 01.05.2019

Рассмотрены две математические модели для описания теплообмена в системах охлаждения лазерных зеркал и чипов: подход оребренной поверхности и приближение пористого тела. Приведены исходные уравнения, граничные условия, допущения и решения для температурных полей при этих подходах. Проведено сравнение безразмерных температурных полей, коэффициентов теплоотдачи. Установлено, что подход оребренной поверхности более правильно описывает теплообмен в существующих системах охлаждения с упорядоченной структурой каркаса.

**Ключевые слова:** лазерное зеркало, система охлаждения, оребренная поверхность, пористое тело, теплоотдача, распределение температуры.

## Введение

В последнее время в связи с ростом мощности лазерных установок возрастает интерес к использованию охлаждаемых оптических элементов. Охлаждение необходимо, когда высоких коэффициентов зеркального отражения поверхности, получаемых передовыми технологическими методами, недостаточно для снижения идущих в тело элементов тепловых потоков до приемлемых величин. Задача зеркала – перенаправить лазерное излучение при минимальных искажениях оптической поверхности за счет терморасширения и изгиба элементов зеркала. Проблемы охлаждаемых металлических лазерных зеркал широко исследованы в 70–80-е гг. прошлого века применительно к передаче мощного излучения CO<sub>2</sub>-лазеров. Наряду с множеством предложенных конструкций охлаждаемых зеркал были предложены различные математические модели для описания их теплонапряженного состояния [1–3].

В работах [1, 2] изложены методы расчета полей температуры, коэффициентов теплоотдачи и термических деформаций в охлаждаемых

лазерных зеркалах при рассмотрении системы охлаждения как пористого тела. Подробно рассматриваются турбулентная теплопроводность жидкости в пористых средах и пределы интенсификации теплообмена в системах охлаждения зеркал. В работе [2] приведено решение задачи о термическом деформировании зеркала в стационарных условиях.

В обзоре [3] обобщен многолетний опыт исследования в ИОФ им. А.М. Прохорова РАН широкого спектра явлений при воздействии на оптическую поверхность твердого тела излучения, изменяющегося во времени произвольным образом и создающего термические, термонапряженные и деформационные состояния поверхностного слоя. В нем также содержатся данные, связанные с использованием капиллярно-пористых структур из различных материалов с различной степенью развития поверхности для интенсификации теплообмена при температурах теплоносителя ниже температуры его кипения.

В работе [4] применительно к лазерным зеркалам экспериментально исследован теплооб-

мен систем охлаждения с пористой вставкой. Полученные данные обобщены критериальными зависимостями для нескольких систем охлаждения с различными пористыми элементами. Математическая модель пористого тела при этом не применялась.

Известные решения задачи теплообмена каркаса пористого тела с теплоносителем [1, 2] получены при ряде упрощающих допущений, к наиболее грубым из которых относится произвольный выбор величины доли теплоты, воспринимаемой каркасом со стороны подложки и основы зеркала.

Подход, развитый в работах [5, 6], лишен этого недостатка. В этих работах для условий одностороннего теплового нагружения получены соотношения для расчета температурных полей, тепловых потоков, коэффициентов приведенной теплоотдачи для многослойных систем охлаждения проточного типа. Доли теплоты, снимаемые с теплообменных сторон подложки и основы зеркала, получаются из заданных граничных условий. Также в них показано, что в условиях теплопроводных стенок каналов необходимо рассмотреть сопряженного теплообмена с одновременным решением уравнений движения и энергии для жидкой и твердой фазы.

Встает вопрос о возможности применения подхода [5, 6] к заданию долей теплоты, воспринимаемых каркасом со стороны подложки и основы зеркала в подходе пористого тела [1, 2], и дальнейшего сравнения получаемых результатов по распределению полей температур в указанных подходах.

В данной работе проведено сравнение двух аналитических моделей, описывающих температурное поле в охлаждаемом лазерном зеркале. В одном подходе система охлаждения (СО) рассматривается как структурированный набор ребер различной геометрии (полосы, вафли, шипы и др.), заключенный между подложкой с зеркальной поверхностью и основой зеркала, через который осуществляется прокачка охладителя [5, 6]. Тепловой поток подводится со стороны подложки, температурное поле в жидкости и каркасе системы охлаждения одномерное по толщине зеркала и двумерное по длине системы.

Другая математическая модель рассматривает систему охлаждения как пористое тело [1, 2], поле температуры двумерное.

Другим объектом приложения полученных результатов могут служить охлаждаемые чипы. Постановка теплообменных задач для охлаждения зеркал и чипов примерно одинаковая. В чипах так же имеется односторонний тепловой поток, подводимый к мини- и микроканальной системе охлаждения. В чипах нельзя допускать его перегрева выше некоторой критической температуры. Требования к системам охлаждения зеркал более жесткие, так как в них нельзя допускать выхода искажений оптической поверхности зеркала за счет термодетформирования зеркала за значения  $(\eta/20 - \eta/10)$ , где  $\eta$  – длина волны лазера, для современных лазеров она составляет  $\eta = 0.8 - 1.5$  мкм.

Задача настоящей работы – получить распределение температурного поля в каркасе зеркала (чипа) при рассмотрении системы охлаждения как двух различных сред – гетерогенной, где система охлаждения рассматривается как упорядоченная структура ребер и каналов, и гомогенной, где система охлаждения заменяется пористой структурой с некоторыми приведенными свойствами. Безразмерные поля температур необходимы для проведения сравнения при одинаковых условиях нагружения и граничных условиях. Сравнение с экспериментальными результатами поможет выявить лучшую из моделей, а также установить области применения той или иной модели

## 1. Подходы к описанию поля температуры

### 1.1. Оребренная поверхность

Рассмотрим трехслойную пластину, включающую лицевую пластину (подложку), на которую воздействует равномерная плотность теплового потока (рис. 1, а), систему охлаждения с некоторым набором характеристик и внутреннюю пластину (основу). Для такого набора двумерные уравнения стационарного теплообмена для двухтемпературной модели можно записать в виде [5]:

$$\frac{\partial^2 \vartheta_I}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \vartheta_I}{\partial x^2} = 0, \quad 0 < z < h_1, \quad 0 < x < L; \quad (1)$$

$$(1 - \varepsilon)\lambda \left( \frac{\partial^2 \vartheta_I}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \vartheta_I}{\partial x^2} \right) - \alpha_V (\vartheta_{II} - \vartheta_{ж}) = 0, \quad (2)$$

$$h_1 < z < h_2, \quad 0 < x < L;$$

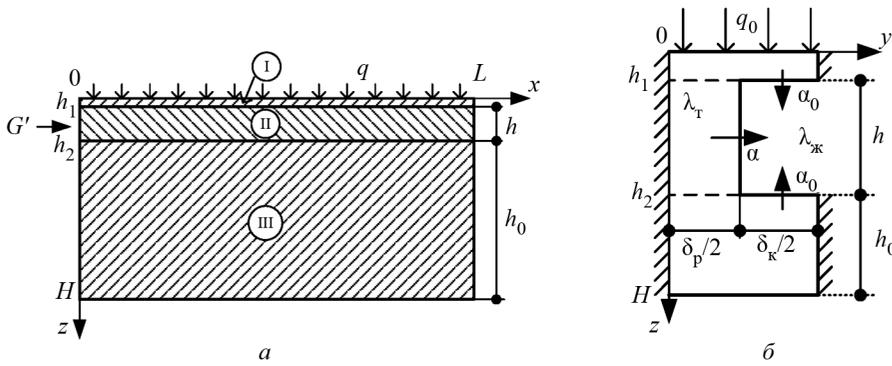


Рис. 1. Расчетные схемы оребренной поверхности: а – трехслойного охлаждаемого зеркала: I – подложка; II – система охлаждения; III – основа; б – расчетной ячейки

$$\varepsilon \lambda_{ж} \frac{\partial^2 \vartheta_{ж}}{\partial z^2} + \alpha_V (\vartheta_{II} - \vartheta_{ж}) = \varepsilon G' C_{рж} \frac{\partial \vartheta_{ж}}{\partial x}, \quad (3)$$

$$h_1 < z < h_2, \quad 0 < x < L;$$

$$\frac{\partial^2 \vartheta_{III}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \vartheta_{III}}{\partial x^2} = 0, \quad (4)$$

$$h_2 < z < H, \quad 0 < x < L,$$

где  $\lambda, \lambda_{ж}$  – коэффициенты теплопроводности материала каркаса и жидкости с учетом перемешивания (турбулентная теплопроводность), Вт/(м·К);  $C_{рж}$  – теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);  $\varepsilon$  – пористость системы охлаждения (т.е. отношение объема пустот к полному объему элементарной ячейки системы охлаждения);  $\vartheta$  – избыточная температура, К;  $\alpha_V$  – коэффициент объемной теплоотдачи, Вт/(м<sup>3</sup>·К);  $G'$  – расходонапряженность, кг/(м<sup>2</sup>·с). Продольной теплопроводностью жидкости (теплопроводностью в направлении 0x) пренебрегаем. Материал пластин считаем однородным и изотропным, а его теплофизические свойства – независимыми от температуры. Объемный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_V$  должен быть отнесен к полному объему системы охлаждения (т.е. суммарному объему жидкой фазы и твердого каркаса). Для системы охлаждения в виде совокупности прямых ребер постоянного сечения  $\alpha_V(x) = \alpha(x) P_p / S_1$  (где  $S_1 = S_p / (1 - \varepsilon)$  – площадь поперечного сечения системы охлаждения, приходящаяся на одно ребро;  $P_p, S_p$  – периметр и площадь ребра;  $\alpha$  – коэффициент поверхностной теплоотдачи). Форма поперечного сечения ребра  $S_p$  может быть произвольной – круг, прямоугольник, овал, треугольник и др., в том числе оно может иметь неправильную форму.

Граничными условиями к уравнениям (1)–(4) будут

$$\vartheta_{ж} = 0 \text{ при } x = 0; \quad (5)$$

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta_I}{\partial z} = q_0 \text{ при } z = 0; \quad (6)$$

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta_{III}}{\partial z} = \alpha_B (\vartheta_{III} - \vartheta_B) \quad (7)$$

при  $z = H,$

где  $\alpha_B$  – поверхностный коэффициент теплоотдачи со стороны нижней поверхности внутренней пластины (например, между воздухом и основой), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\vartheta, \vartheta_B$  – избыточные температуры зеркала и окружающего воздуха;  $q_0$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>.

Расчет проводится в приближении постоянства теплоотдачи по высоте ребра и отсутствии влияния асимметрии нагрева. Кроме того, используются обычные допущения для расчета температур в ребрах [7]. Особенностями расчета является то, что нижние торцы ребер могут быть как теплоизолированными, так и нет, и поверхностные коэффициенты теплоотдачи на боковых поверхностях ребер  $\alpha$  и неореберенных поверхностях  $\alpha_0$  различны. Расчетная ячейка изображена на рис. 1, б. Форма поперечного сечения ребер произвольная, но постоянная для всех ребер и сечений. Поперечное сечение каналов по длине может изменяться, оставаясь при этом прямоугольной формы с постоянной высотой  $h$ . Данная расчетная модель применима, например, к канальной, вафельной, щеточной системам охлаждения (в последнем случае поперечное сечение ребер имеет форму круга). С учетом этих оговорок справедливы уравнения (1)–(4) с граничными условиями (5)–(7) при следующих условиях «сшивки»:

при  $z = h_1$

$$\begin{cases} \vartheta_I = \vartheta_{II}, \\ -\lambda \frac{\partial \vartheta_I}{\partial z} = \varepsilon \alpha_0 (\vartheta_{II} - \vartheta_{ж}) - (1 - \varepsilon) \lambda \frac{\partial \vartheta_{II}}{\partial z}; \end{cases} \quad (8, 9)$$

при  $z = h_2$

$$\begin{cases} \vartheta_{II} = \vartheta_{III}, \\ -(1 - \varepsilon) \lambda \frac{\partial \vartheta_{II}}{\partial z} = \varepsilon \alpha_0 (\vartheta_{III} - \vartheta_{ж}) - \lambda \frac{\partial \vartheta_{III}}{\partial z}, \end{cases} \quad (10, 11)$$

где  $\alpha_0$  – средний коэффициент теплоотдачи на неореберенной части поверхности системы охлаждения, Вт/(м<sup>2</sup>·К). Допускаем, что коэф-

коэффициент  $\alpha_0$  одинаков на верхней ( $z = h_1$ ) и нижней ( $z = h_2$ ) поверхностях системы охлаждения. Средняя температура жидкости по высоте канала  $h = h_k$  и средней скорости течения  $u$  равна:

$$\vartheta_{ж} = T_{ж}(x) - T_{ж}^{вх} = \frac{q}{\rho_{ж} C_{pж} u} \frac{x}{h}. \quad (12)$$

Для теплоизолированной снизу внутренней пластины (основы) в [5] получены следующие выражения для безразмерной температуры и коэффициента приведенной теплоотдачи:

$$\Theta_I = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{\text{ch}(mh+\varphi)}{\text{sh}(mh+2\varphi)} + (h_1-z)m;$$

$$\Theta_{II} = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{\text{ch}[m(h_2-z)+\varphi]}{\text{sh}(mh+2\varphi)}, \quad (13)$$

$$\Theta_{III} = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{\text{ch}\varphi}{\text{sh}(mh+2\varphi)},$$

$$\alpha_{пр} = \varepsilon\alpha_0 + (1-\varepsilon)\lambda m \text{th}(mh+\varphi), \quad (14)$$

где  $\Theta_I \Big|_{x=h_1^-} = \Theta_{II} \Big|_{x=h_1^+}$ ;  $\Theta = \frac{\vartheta}{q_0} \lambda m$ ;  $h = h_2 - h_1$ ;

$\text{th}\varphi = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \frac{\alpha_0}{\lambda m} \leq 1$ ;  $m = \sqrt{\frac{\alpha \Pi_p}{\lambda S_p}}$ ;  $\alpha_{пр} = q_0 / \vartheta_1$  – приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\vartheta_1(z = h_1) = \Theta_I(z = h_1) q_0 / (\lambda m)$  – избыточная температура подложки со стороны системы охлаждения.

Коэффициент интенсификации теплоотдачи получим, раскрывая входящие в (14) величины ( $m$  и  $\text{th}(mh+\varphi)$ ):

$$K_{ин} = \frac{\alpha_{пр}}{\alpha_0} = (1-\varepsilon) \frac{\sqrt{\text{Bi}/(1-\varepsilon)}}{\text{Bi}_0} \times$$

$$\times \frac{(1-\varepsilon)\sqrt{\text{Bi}/(1-\varepsilon)} \text{th}\left[\sqrt{\text{Bi}/(1-\varepsilon)} \bar{h}\right] + \varepsilon \text{Bi}_0}{(1-\varepsilon)\sqrt{\text{Bi}/(1-\varepsilon)} + \varepsilon \text{Bi}_0 \text{th}\left[\sqrt{\text{Bi}/(1-\varepsilon)} \bar{h}\right]} + \varepsilon, \quad (15)$$

где  $\text{Bi} = \alpha_v d^2 / \lambda = \alpha \Pi_p d^2 / (S_1 \lambda)$  – критерий Био, учитывающий теплообмен в системе охлаждения;  $\text{Bi}_0 = \alpha_0 d / \lambda$  – критерий Био, учитывающий теплоотдачу с неоребренной поверхности лицевой пластины или с неоребренной поверхности внутренней пластины;  $d$  – характерный размер системы охлаждения (например, для канальной системы охлаждения  $d = d_r$ ). Черта над переменной означает, что величина отнесена к размеру  $d$ , например,  $\bar{h} = h / d$ .

Важнейшим показателем работы системы охлаждения является коэффициент теплоизоля-

ции  $K_{ти}$ , который для канальной системы охлаждения определяется отношением температуры основной пластины к температуре лицевой пластины со стороны теплообменной поверхности:

$$K_{ти} = \frac{\Theta_{III}}{\Theta_{II}(h=h_1)} =$$

$$= \left[ \text{ch}(mh) + \text{sh}(mh)(mh) \left( \frac{\delta_k}{2h} \right) \right]^{-1} \quad (16)$$

или в упрощенном виде

$$K_{ти} = \frac{\Theta_{III}}{\Theta_{II}(h=h_1)} = \frac{\text{ch}\varphi}{\text{ch}(mh+\varphi)}. \quad (16')$$

Для теплоизолированных со стороны основы торцов ребер решение (13), (14) несколько изменится:

$$\Theta_I = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{\text{ch}(mh)}{\text{sh}(mh+\varphi)} + (h_1-z)m;$$

$$\Theta_{II} = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{\text{ch}[m(h_2-z)]}{\text{sh}(mh+\varphi)}, \quad (17)$$

$$\Theta_{III} = \frac{\text{ch}\varphi}{1-\varepsilon} \frac{1}{\text{sh}(mh+\varphi)},$$

$$\alpha_{пр} = \varepsilon\alpha_0 + (1-\varepsilon)\lambda m \text{th}(mh), \quad (18)$$

где  $\Theta_I \Big|_{x=h_1^-} = \Theta_{II} \Big|_{x=h_1^+}$ .

Соотношения при расчете температур и приведенного коэффициента теплоотдачи были получены в одномерном приближении. Данный подход корректен при умеренных числах Био:  $\text{Bi} = \bar{\alpha} d_r / \lambda < (0.75-1.0)$ , т.е. если для меди, молибдена, вольфрама указанное приближение реализуется в большинстве практических случаев, то для менее теплопроводных материалов (нержавеющая сталь, инвар) полученными соотношениями можно воспользоваться в ограниченном диапазоне чисел Рейнольдса  $\text{Re} = (u d_r / \nu_{ж}) < 1.5 \cdot 10^4$ , где  $u$  – скорость теплоносителя в системе охлаждения, м/с;  $\nu_{ж}$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с.

### 1.2. Приближение пористого тела

Пористая среда рассматривается как гомогенная «смесь» двух сплошных сред – твердого каркаса и движущейся жидкости, которые обмениваются теплом и характеризуются собственными значениями теплофизических свойств. По мнению авторов [1, 2] этот подход может быть

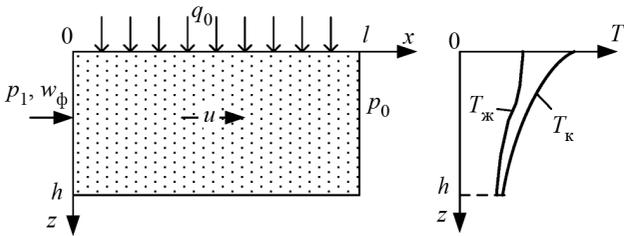


Рис. 2. Схемы охлаждаемого пористого слоя и профили температуры каркаса и жидкости [2]

применен, когда: а) характерные размеры каналов и стенок пористого каркаса не превышают нескольких миллиметров; б) теплопроводность материала каркаса  $\lambda_m$  велика по сравнению с теплопроводностью жидкости  $\lambda_j$ ; в) градиенты средней температуры в каркасе и жидкости меньше градиентов температуры в пограничных слоях теплоносителя. Схема двумерной задачи теплообмена в пористом теле представлена на рис. 2. Однородный пористый слой толщиной  $h$  и длиной  $l$  (межколлекторное расстояние) подвергается со стороны подложки зеркала воздействию равномерного удельного теплового потока  $q_0$ . Слой охлаждается однофазным теплоносителем, движущимся плоскопараллельным потоком с одинаковой по высоте скоростью фильтрации  $w_\phi$ . Нижняя поверхность слоя теплоизолирована. Перенос тепла от нагреваемой стенки вглубь слоя осуществляется теплопроводностью каркаса  $\lambda_k$  и жидкости  $\lambda_j$  (здесь  $\lambda_j$  – эффективная теплопроводность жидкости, которая может значительно превышать молекулярную теплопроводность за счет турбулентного перемешивания в порах).

Мы будем рассматривать только стационарный перенос по каркасу и жидкости, так как по оценкам [2] для характерных материалов и размеров пористого слоя зеркал продолжительность нестационарных процессов в пористом слое и жидкости не превосходят нескольких сотых долей секунды. Также мы рассмотрим реализуемый в зеркалах вариант охлаждения неметаллическим теплоносителем ( $\lambda_j \ll \lambda_m$ ) мелкодисперсного высокотеплопроводного каркаса, т.е. когда все тепло от стенки пористого слоя воспринимается каркасом. Уравнения для температурных полей в каркасе  $T_k$  и жидкости  $T_j$ :

$$\frac{\partial T_k}{\partial z^2} = \frac{T_k - T_j}{\delta_k^2}, \quad (19)$$

$$\frac{\partial T_j}{\partial x} = \frac{T_k - T_j}{\delta_j}, \quad (20)$$

где  $\delta_k = \sqrt{\lambda_k / \alpha_V}$ ,  $\delta_j = \rho C_p w_\phi / \alpha_V$  – пространственные масштабы для каркаса и жидкости;  $\alpha_V = \alpha K$  – коэффициент объемной теплоотдачи;  $\alpha$  – средний коэффициент теплоотдачи каркаса;  $K$  – компактность теплообменной поверхности (здесь удельная смоченная поверхность пор в расчете на единицу объема пористой среды). Решение (19) и (20) для температуры каркаса  $T_k$  и жидкости  $T_j$  при ее значении на входе  $T_{вх}$  получается в виде суммы нескольких членов, включая ряды:

$$\frac{T_k - T_{вх}}{q \delta_k / \lambda_k} = \frac{X}{H} + \frac{ch(H - Z)}{shH} + \quad (21)$$

$$+ \frac{2}{H} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(\mu_n z)}{\mu_n^2 (1 + \mu_n^2)} [1 - \exp(-A_n X)],$$

$$\frac{T_j - T_{вх}}{q \delta_k / \lambda_k} =$$

$$= \frac{X}{H} + \frac{2}{H} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(\mu_n z)}{\mu_n^2} [1 - \exp(-A_n X)],$$

где  $X = x / \delta_j$ ,  $Z = z / \delta_k$ ,  $H = h / \delta_k$ ,  $\mu_n = \pi n / H$ ,  $A_n = \mu_n^2 / (1 + \mu_n^2)$ .

Средняя по толщине слоя температура жидкости:

$$\bar{T}_j(x) = T_{вх} + \frac{q}{\rho C_p w_\phi h} x, \quad (23)$$

Коэффициент местной теплоотдачи  $\alpha_m$  рассчитывается по формуле:

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_m} = \frac{1}{thH} + \frac{2}{H} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[1 - \exp(-A_n X)]}{\mu_n^2 (1 + \mu_n^2)}, \quad (24)$$

где  $\alpha_k = \lambda_k / \delta_k = \sqrt{\lambda_k \alpha_V}$  – величина, характеризующая предельную теплоотводящую способность каркаса (ее аналогом в оребренной поверхности является величина  $(1 - \epsilon)\lambda m$ );  $\alpha_m = q / [T_k(x, z = 0) - \bar{T}_j(x)]$ . При  $X = 0$  (или  $\rho C_p \rightarrow \infty$ ) коэффициент местной теплоотдачи максимален:

$$\alpha_m(x = 0) = \alpha_k thH \quad (25)$$

и соответствует члену  $(1 - \epsilon)\lambda m th(mh)$  в (14) для оребренной поверхности.

Стабилизированный режим охлаждения (который наступает при выполнении условия  $X > 1 + H^2 / \pi^2$ ) характеризуется:

– линейным ростом температур каркаса и жидкости в направлении течения;

- неизменным профилем температуры;
- одинаковой разностью температур:  $T_k - T_{ж} = q/(h\alpha_v)$ ;
- постоянным коэффициентом местной теплоотдачи:

$$\alpha_m^{-1} = (h/3\lambda_k) + (h\alpha_v)^{-1}. \quad (26)$$

Максимального значения, равного  $(\sqrt{3}/2)\lambda_k/\delta_k$ , коэффициент местной теплоотдачи достигает на стабилизированном участке при оптимальной толщине пористого слоя, равной  $h/\delta_k = \sqrt{3}$  (при ней  $\alpha_m/\alpha_k \rightarrow 0.866 = \max$  при  $q_0 = \text{const}$ ). Применительно с лазерным зеркалом:  $\lambda_k = 200 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ,  $\delta_k = 1.5 \text{ мм}$ ,  $h = 2.6 \text{ мм}$ ,  $X = 1.3$ ,  $\delta_{ж} = 42 \text{ мм}$  (для воды, текущей со скоростью  $w_{ф} = 1 \text{ м/с}$  и  $\alpha_v = 10^8 \text{ Вт/(м}^3\cdot\text{К)}$ ),  $\alpha_m = 1.15 \cdot 10^5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

При малых межколлекторных расстояниях ( $l/\delta_{ж} \ll 1$ ) теплоотдача максимальна и равна  $\alpha_m \approx \alpha_k$ . Выгодно уменьшать межколлекторное расстояние до величин  $l < \delta_{ж}$ . Многозаходная система охлаждения применяется, когда  $L \gg \delta_{ж}$  ( $L$  – характерный размер зеркала) [2].

Когда теплопроводность  $\lambda_{ж}$  велика, то распределение температуры каркаса подчиняется закономерности [2]:

$$T_k(x, z) = \frac{qX}{\alpha_k H} + T_k(0, z), \quad (27)$$

$$\Theta_{\Pi} = \frac{T_k(0, z) - T_{вх}}{q/\alpha_k} = \left( \frac{\eta_0}{\text{sh}H} + \frac{\eta_H}{\text{th}H} \right) \text{ch}(H - Z) + \eta_H \text{sh}(H - Z), \quad (28)$$

где  $\eta_0$  и  $\eta_H$  – части тепла, передаваемые каркасу пористого слоя  $\eta_0$  и подводимого к пористому слою через основу зеркала  $\eta_H$  (ввиду ее теплоизолированности). И еще одно важное допущение для приближения пористого тела: «температура границ пористого слоя  $T_k(x, 0)$ ,  $T_k(x, h)$  совпадает с температурой стенки в данном сечении  $x$ , а температура жидкости в пристенных порах  $T_{ж}(x, 0)$ ,  $T_{ж}(x, h)$  отличается от температуры стенок на величину температурного напора в заторможенном пристенном слое жидкости, характеризуемом термическим сопротивлением  $1/\alpha_{ж}$ , где  $\alpha_{ж}$  – коэффициент эффективной теплоотдачи от стенки к жидкости в пристенных порах» [2].

## 2. Сравнение результатов расчетов

Сравнение результатов, полученных с применением двух расчетных моделей, проводилось для различных систем охлаждения – канальной, вафельной, щеточной. Их геометрические размеры, теплообменные характеристики и расчетные зависимости для коэффициента поверхностной теплоотдачи, используемые в расчетах, приведены в таблице.

В таблице также приведены: а) коэффициент развития поверхности  $K_F$  (для канальных систем охлаждения  $K_F = \Pi_k/(\delta_k + \delta_p)$ ,  $\delta_k, \delta_p$  – ширина канала и толщина ребра, м), равный отношению всей теплообменной поверхности системы охлаждения к теплообменной поверхности подложки зеркала (взятой без оребрения); б) компактность  $K$  системы охлаждения, здесь

### Характеристики исследованных систем охлаждения (СО)

Номер макета	Вид СО, материал, $\lambda_m, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\delta_k, h_k, \text{мм}$	$\delta_p, \text{мм}$	$d_r, \text{мм}$	Пористость $\varepsilon$	$K, \text{м}^2/\text{м}^3$	$K_F$	Расчетные зависимости для коэффициента теплоотдачи
1	Канальная, медь, 380	2.65, 2.65	0.86	2.65	0.755	1140	3.02	$\text{Nu}_{d_r} = 0.021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.43}$
2	Канальная, молибден, 130	0.6, 3.2	0.545	1.0	0.524	2158	6.91	– " –
3	Вафельная коридорная, медь, 380; $\varphi=90^\circ, \gamma=0^\circ$	1.64, 1.62	1.47	1.63	0.77	1567	2.54	$\text{Nu}_{d_r} = 0.126 \text{Re}_2^{0.733} \text{Pr}^{0.43}$
4	Вафельная шахматная, медь, 380; $\varphi=90^\circ, \gamma=45^\circ$	1.63, 1.73	1.34	1.68	0.796	1528	2.64	$\text{Nu}_{d_r} = 0.651 \text{Re}_2^{0.6} \text{Pr}^{0.43}$
5	Вафельная коридорная, молибден, 130; $\varphi=60^\circ, \gamma=0^\circ$	1.12, 3.06	1.26	1.64	0.72	1360	4.16	$\text{Nu}_{d_r} = 0.214 \text{Re}_2^{0.644} \text{Pr}^{0.43}$
6	Щеточная коридорная, медь, 380	2.0, 5.0	$d = 2.0$	$d = 2.0$	0.8	714	3.57	$\text{Nu}_d = 0.27 \text{Re}_2^{0.63} \text{Pr}^{0.36}$

рассчитанная, как отношение теплообменной поверхности элементарной ячейки системы охлаждения к ее объему.

Для канальных и вафельных систем данные по гидравлическому сопротивлению, теплоотдаче и температурным полям были получены экспериментально при охлаждении макетов системы охлаждения водой комнатной температуры. Сравнение проводилось по уровням безразмерной температуры на теплообменных поверхностях, по ее распределению по высоте системы охлаждения и по коэффициентам теплоотдачи. Скорость фильтрации в системе выбиралась такой, чтобы соответствующие числа Рейнольдса  $Re = d_{\Gamma}w/v_{\text{ж}}$ , построенные по характерному размеру – гидравлическому диаметру  $d_{\Gamma}$  или диаметру щетки  $d$  ( $v_{\text{ж}}$  – динамическая вязкость жидкости,  $\text{м/с}^2$ ,  $w$  – характерная скорость жидкости,  $\text{м/с}$ ), находились в области развитого турбулентного течения ( $Re > 5 \cdot 10^3$ ).

Расчеты проведены для двух характерных случаев: 1) при теплоизолированных нижних торцах ребер и теплоизолированной снизу пористой пластине; 2) теплоизолированного основания системы охлаждения.

В первом случае для оребренной поверхности применялись формулы (17), (18), для пористой поверхности – формулы (21), (22). Во втором случае для оребренной поверхности применялись формулы (13), (14), для пористой поверхности – формулы (27), (28). При этом для расчета  $\eta_0$ ,  $\eta_n$  применены формулы:

$$\eta_0 = 1 - \varepsilon, \tag{29}$$

$$\eta_n = \eta_0 K_{\text{ти}}, \tag{30}$$

где  $K_{\text{ти}}$  рассчитывался по формуле (16').

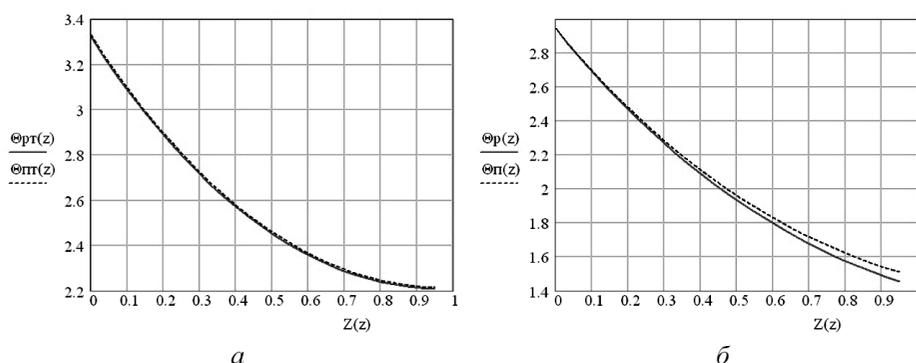


Рис. 3. Распределение безразмерных полей температуры по толщине системы охлаждения зеркала  $Z(z)$  (макет № 1, скорость фильтрации воды – 5 м/с) при теплоизолированной торцевой поверхности ребер и нижней поверхности пористого тела (а), при теплоизолированной тыльной поверхности зеркала (б).  $\Theta_p$ ,  $\Theta_r$  – подход оребренной поверхности;  $\Theta_{\text{пт}}$ ,  $\Theta_n$  – подход пористого тела

Расчеты по модели пористого тела проводились с привлечением формул при низкой теплопроводности жидкости (равной удельной ее теплопроводности  $\lambda_{\text{ж}} \rightarrow 0$ ) – уравнение (21), и при высокой турбулентной теплопроводности жидкости ( $\lambda_{\text{ж}} \rightarrow \infty$ ) – уравнения (27), (28).

Для получения сопоставимых результатов по распределению температурных полей при различных подходах первоначально выбиралась скорость фильтрации, которая гарантировано обеспечивала турбулентный режим течения в выбранных системах охлаждения и для которой могли быть применены формулы для описания теплообмена из таблицы. Далее рассчитывались необходимые теплообменные характеристики и на основе их рассчитывались температуры верхней и нижней поверхностей системы охлаждения. При этом безразмерные температуры, входящие в формулы, приводились к единообразному виду. Числовое отличие, возникающее в моделях за счет различных нормирующих температуры комплексов, учитывалось введением постоянного коэффициента. Так, например, при подходе оребренной поверхности избыточная температура нормировалась на комплекс  $\lambda m/q$ , а в подходе пористого тела – на  $\lambda_{\text{к}}/q\delta_{\text{к}}$ . При этом, описывая пористое тело через геометрические характеристики оребренной поверхности, установлено, что безразмерная температура оребренной поверхности  $\Theta_p$  в уравнениях (13), (17) связана с безразмерной температурой поверхности пористого тела  $\Theta_n$  в уравнениях (21), (28) соотношением  $\Theta_p/\Theta_n = (1 - \varepsilon)^{-1}$ .

При теплоизолированной торцевой части ребер и нижней стороны пористой пластины распределения безразмерного поля температуры по высоте системы охлаждения в подходе оребренной поверхности (уравнение (17), где  $\varphi = 0$ ) и пористого тела (21) пропорциональны одному и тому же комплексу  $\text{ch}[m(h - z)]$  и, следовательно, совпадают (рис. 3, а). Также для них выполняется условие равенства производной по температуре нулю на торцевой поверхности системы охлаждения.

Для сравнения распределений температур при теплоизолированной тыльной стороне систем охлаждения, используя формулы (29), (30) и имея в виду равенства  $H = mh$ ,  $Z = zm$ , преобразуем (28) к виду:

$$\Theta_{\text{п}}(z) = (1 - \varepsilon) \times \left\{ \frac{2\text{ch}[m(h-z)]}{\text{sh}(mh)} + \frac{\text{sh}[m(h-z)]}{\text{ch}(mh)} \right\}. \quad (31)$$

Значения и распределение температур по толщине системы охлаждения (уравнения (13) и (31)) практически совпадают при  $mh > 2$  (рис. 3, б). Совпадения профилей температур по высоте удалось добиться, задавая параметры  $\eta_0$  и  $\eta_{\text{н}}$  по (29), (30). В случае  $\varphi > 0$  профиль температуры по высоте канала несколько деформируется и имеются незначительные различия, не превышающие 4% для температуры тыльной стороны системы охлаждения.

Коэффициент местной теплоотдачи  $\alpha_{\text{м}}$  (25) соответствует вкладу в величину приведенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{пр}}$  только члена  $(1 - \varepsilon)\lambda mth(mh) = \alpha_{\text{к}}thH$  (см. (14), (25)), который характеризует максимальный теплоотвод за счет теплопроводности каркаса.

### Заключение

При расчете теплообменных характеристик (например, коэффициента местной теплоотдачи или коэффициента приведенной теплоотдачи) при различных подходах обязательно нужно учитывать теплообмен неоребранных частей подложки и основы зеркала.

В случае теплоизолированной торцевой поверхности ребер и нижней поверхности пористого тела оба метода расчета дают эквивалентные результаты. В случае теплоизолированной тыльной поверхности зеркала подход пористого

тела к расчету температуры каркаса требует задания частей тепла, передаваемых каркасу пористого слоя от подложки и основы зеркала. Подход оребрной поверхности лишен этого недостатка. В первом приближении, давшем практически совпадающие результаты (различия не превышали 4%) по распределению температуры в каркасе, доли тепла от подложки и основы были учтены в расчетах для пористого тела, основываясь на подходе оребрной поверхности (формулы (29), (30)). То есть подход оребрной поверхности более точно описывает теплообмен в системах охлаждения, имеющих структурированный набор ребер с характерными для зеркал размерами. В то же время подход пористого тела лучшим образом может быть применен для более сложных структур пористого тела (пористые вставки, сетки, засыпки и др.).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Плаксеев А.А., Харитонов В.В.** Теплообмен в каналах с пористыми вставками при вынужденном течении жидкости // Инженерно-физический журнал. 1989. Т. 56. № 1. С. 36–44.
2. **Субботин В.И., Харитонов В.В.** Теплофизика охлаждаемых лазерных зеркал // ТВТ. 1991. Т. 29. № 2. С. 365–375.
3. **Аполлонов В.В.** Силовая оптика // Квантовая электроника. 2014. Т. 44. № 2. С. 102–121.
4. **Шанин Ю.И., Шанин О.И.** Теплоотдача компактных систем охлаждения лазерных зеркал // Тепловые процессы в технике. 2015. Т. 7. № 4. С. 166–171.
5. **Федосеев В.Н., Шанин О.И., Шанин Ю.И., Афанасьев В.А.** Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве // ТВТ. 1989. Т. 27. № 6. С. 1132–1138.
6. **Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И.** Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве // ТВТ. 1991. Т. 29. № 2. С. 308–316.
7. **Керн Д., Краус А.** Развитие поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 464 с.

## Comparing the approaches of the finned surface and the porous body to heat transfer description in cooling systems of laser mirrors and chips

Yu.I. Shanin

*Scientific Research Institute Scientific Industrial Association «LUCH», (FSUE SRI SIA LUCH),  
Podolsk, 142103, Russia  
e-mail: syi@luch.com.ru*

The main task of the mirror consists in redirecting laser radiation while ensuring minimal distortion of the optical surface due to thermal expansion and bending. Laser mirrors cooling is a necessary condition when high coefficients of specular reflectance of the optical surface ob-

tained by advanced technological methods are not enough to reduce to acceptable values the heat fluxes, penetrating the skeleton of the mirror. Various mathematical models have been proposed in the literature for the heat-stressed state describing of both uncooled and cooled mirrors. The article regards and compares two analytical mathematical models describing the temperature field in the cooled mirror. The first approach considers the cooling system a structured set of edges of different geometry (stripes, wafers, spikes, etc.), enclosed between a substrate with a smooth surface and the basis of the mirror through which the cooler is pumped. The second mathematical model regards the cooling system as a porous body. The heat flux is supplied from the side of the substrate, the temperature field in the liquid and the cooling system skeleton are assumed one-dimensional along the thickness of the mirror and two-dimensional along its length. Analytic dependences for temperature fields and heat exchange characteristics were obtained. The dimensionless temperature fields and heat transfer characteristics were compared under identical loading conditions and boundary conditions. The comparison of results obtained using two computational models was performed for various cooling systems such as channel, wafer, brush for which experimental results on hydraulic resistance, heat transfer, and temperature fields were obtained earlier. The performed comparison revealed that the finned surface approach described more adequately the heat transfer in cooling systems with a structured set of fins with dimensions characteristic for mirrors. In the adduced heat-transfer, it is necessary to account for the heat transfer of the non-finned parts of the substrate and the mirror base. The porous body approach is also valid with porous bodies of more complex structures and it gives results comparable with the finned surface approach results. Another object of the obtained results application may be cooled electronic equipment (chips). The chip overheating above certain critical temperature is impermissible. The requirements for mirrors cooling systems are much stricter than these for chips cooling, since the optical surface distortions exceeding laser radiation wavelength by more than 5–10% are not allowed.

**Keywords:** laser mirror, cooling system, finned surface, porous body, heat transfer, temperature distribution.

## REFERENCES

1. **Plakseev A.A., Kharitonov V.V.** Heat transfer in channels with porous inserts during forced fluid flow. *Journal of Engineering Physics*, 1989, vol. 56, no. 1, pp. 26–33. <https://doi.org/10.1007/BF00870455>
2. **Subbotin V.I., Kharitonov V.V.** Thermophysics of cooled laser mirrors. *High Temperature*, 1991, vol. 29, no. 2, pp. 290–302.
3. **Apollonov V.V.** Power optics. *Quantum Electronics*, 2014, vol. 44, no. 2, pp. 103–121.
4. **Shanin Yu.I., Shanin O.I.** Teplootdacha kompaktnykh sistem okhlazhdeniya lazernykh zerkal [Heat transfer of a compact cooling system of laser mirrors]. *Teplovyye protsessy v tekhnike – Thermal processes in engineering*, 2015, vol. 7, no. 4, pp. 166–171. In Russ.
5. **Fedoseev V.N., Shanin O.I., Shanin Y.I., Afanasyev V.A.** Heat-transfer in rectangular channels with heat-conducting walls in the case of unidirectional heating. *High Temperature*, 1989, vol. 27, no. 6, pp. 898–904.
6. **Shanin Yu.I., Fedoseev V.N., Shanin O.I.** Heat transfer in multilayered direct-flow cooling systems with unilateral heating. *High Temperature*, 1991, vol. 29, no. 2, pp. 238–246.
7. **Kern D.Q., Kraus A.D.** *Extended Surface Heat Transfer*. New-York: McGraw-Hill Book Company, 1972. 805 p. (Rus. ed. Kern D., Kraus A. *Razvityye poverkhnosti teploobmena*, Moscow, Energy, 1977. 464 p.)