

Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 11. С. 499–511
Thermal processes in engineering, 2024, vol. 16, no. 11, pp. 499–511

Научная статья
УДК 536.25:62-405.8; 621.375
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184262>
EDN: <https://www.elibrary.ru/FTORLA>

Конструктивные меры организации систем охлаждения лазерных зеркал

Е.В. Леонов¹, Ю.И. Шанин²✉

^{1,2}Научно-исследовательский институт Научно-производственного объединения «ЛУЧ», Подольск, Российская Федерация
²ShaninYuI@sialuch.ru✉

Аннотация. Рассмотрены некоторые варианты организации проточных канальных, вафельных, многоэтажных систем охлаждения с целью создания наиболее благоприятных режимов работы охлаждаемых лазерных зеркал. Подробно рассмотрено применение гидравлического профилирования для выравнивания местных расходов теплоносителя в прямых параллельных каналах системы охлаждения в цилиндрическом зеркале. Изложен подход к профилированию переточных систем охлаждения. Среди способов выравнивания поля давления и линий тока в пористом элементе переточной системы охлаждения подробно рассмотрены следующие: 1) применение слоеной пористой системы с различной пористостью пористого элемента напротив каналов и напротив ребер системы охлаждения; 2) установка на ребре непроницаемой перегородки, локально сужающей проходное сечение. В процессе работы проводились моделирование методом электротепловой аналогии, аналитические и экспериментальные исследования макетов систем охлаждения лазерных зеркал. Приведены рекомендации по конструктивным решениям систем охлаждения лазерных зеркал как для пассивной металлооптики, так и для деформируемых зеркал адаптивной оптики.

Ключевые слова: лазерное зеркало, система охлаждения (СО), гидравлическое сопротивление, интенсификация теплоотдачи, многоэтажная система охлаждения, коэффициент интенсификации, коэффициент теплоизоляции

Для цитирования. Леонов Е.В., Шанин Ю.И. Конструктивные меры организации систем охлаждения лазерных зеркал // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 11. С. 499–511. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184262>

Original article

Design measures for organizing laser mirror cooling systems

E.V. Leonov¹, Yu.I. Shanin²✉

^{1,2}LUCH Research and Production Association, Research and Development Institute, Podolsk, Russian Federation
²ShaninYuI@sialuch.ru✉

Abstract. Some options for organizing flow channel, waffle, multi-storey cooling systems (CS) are considered in order to create the most favorable operating modes of cooled laser mirrors. Several me-

thods of structural impact (hydraulic profiling) on the channel CS in the axisymmetric design of a round mirror are considered to obtain a constant: 1) flow through the channels, 2) Reynolds number, 3) effective heat transfer coefficient, 4) heat insulation coefficient of the mirror base. Using the electrothermal analogy method, it is shown in which places of the channel it is necessary to install heat dissipation intensifiers. The approach to profiling of overflow cooling systems with porous inserts (matrices) is described. Flow equalization in porous matrices is carried out by changing the geometric dimensions of the collectors, i.e. hydraulic profiling. Improved distribution can be achieved both by varying the porosity of the matrix along the height and length, and by local throttling, for example, by placing an obstacle of a certain height in front of the collector on the side of the main part of the structure or on the side of the heat loaded substrate. The results of the assessments and studies made it possible to propose a number of design solutions for CS for mirrors with coolant flow.

The use of multi-storey CSs is caused by the following aspirations: to increase effective heat transfer, to reduce the temperature of the main supporting structure. The study of multi-storey systems was carried out both experimentally using thermal modeling and on layouts, and analytically. A number of modeling experiments were carried out to identify the effect of heat exchange intensity in the floors on the temperature field, as well as a study of the effect of various floor materials. Also, numerical evaluations of operability of deformable adaptive mirrors with mini-channel (hydraulic diameter 0,1–0,2 mm) multi-storey CSs were carried out.

In the process of work, the following were carried out: 1) simulations by the method of electrothermal analogy, 2) analytical and 3) experimental studies of models of cooling systems for laser mirrors. Recommendations on design solutions of laser mirror cooling systems for both passive metal optics and deformable mirrors of adaptive optics are given.

Keywords: laser mirror, cooling system (CS), hydraulic resistance, heat transfer intensification, multi-storey cooling system, intensification coefficient, heat insulation coefficient

For citation. Leonov E.V., Shanin Yu.I. Design measures for organizing laser mirror cooling systems. *Thermal processes in engineering*. 2024, vol. 16, no. 11, pp. 499–511. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184262>

Введение

В лазерах, генерирующих импульсно-периодическое или непрерывное излучение большой мощности при значительном времени генерации, применяют преимущественно охлаждаемые зеркала. Жесткие требования, предъявляемые к зеркалам лазерных установок, привели к необходимости создания высокоэффективных компактных теплообменников - систем охлаждения (СО). Задача теплофизики лазерных зеркал – определение коэффициентов теплоотдачи и гидравлических сопротивлений в СО, расчет полей температуры и деформаций оптической поверхности, оптимизация конструкций зеркал и повышение порогов их разрушения.

Расчет полей температуры в каркасе и теплоносителе охлаждаемого зеркала при условном рассмотрении теплообменника как пористого гомогенизированного плоского слоя при различных граничных условиях хорошо развит отечественной научной школой [1, 2]. Было предложено много конструктивных решений реализации СО (микроканальная, щеточная, щелевая, вафельная, из спеченных металлических волокон или порошков и др.) [3–5], которые, однако, экспериментально исследованы недостаточно.

Решение задачи эффективного охлаждения связано с интенсификацией теплообмена и приближением каналов охлаждения к отражающей поверхности. Требуется обеспечить высокую теплоотдачу и механическую жесткость подложки зеркала при минимизации проникновения тепла в основу зеркала. Особую актуальность приобретают методы правильной организации течений в СО зеркал, использования многоэтажных систем и увеличение удельной поверхности теплообмена.

Решение задачи эффективного охлаждения связано с интенсификацией теплообмена и приближением каналов охлаждения к отражающей поверхности. Требуется обеспечить высокую теплоотдачу и механическую жесткость подложки зеркала при минимизации проникновения тепла в основу зеркала. Особую актуальность приобретают методы правильной организации течений в СО зеркал, использования многоэтажных систем и увеличение удельной поверхности теплообмена.

В работе рассмотрены некоторые конструктивные меры, направленные на улучшение работоспособности охлаждаемых лазерных зеркал.

1. Организация систем охлаждения

1.1. Конструктивные меры в канальных системах охлаждения

Одним из возможных путей повышения эффективности теплообменников зеркал является использование конструктивных мер по организации СО и их тепловых режимов. В основном решаются проблемы раздачи жидкости. Вид теплообменного устройства, его СО и подводяще-отводящей системы могут физически влиять на равномерность распределения жидкости. В осесимметричных конструкциях трудно обеспечить одинаковую геометрическую длину охлаждающих каналов. Проявление коллекторных эффектов в системах с пористыми вставками также приводит к неравномерностям распределения. Также возможны различные законы распределения теплового потока по теплообменной поверхности, включая неоднородные, приводящие к неоднородностям теплонпряженного состояния конструкции. Одним из возможных способов воздействия на местный расход жидкости является гидравлическое профилирование. Ниже рассмотрены несколько способов конструктивного воздействия на канальную СО в осесимметричной конструкции круглого зеркала.

1.1.1. Система параллельный каналов в цилиндрическом зеркале

Имеется цилиндрическое зеркало с радиусом R , между подложкой и основой которого размещена СО. В ней нарезаны параллельные каналы прямоугольной формы. Подвод/отвод теплоносителя осуществляется по дуговым коллекторам, расположенным по периферии зеркала. Длина произвольного канала l_i подчиняется закономерности $l_i = l_0 f(\beta) = 2R \cos \beta$ (где β – угол в радиальной системе координат). В случае закономерности для коэффициента гидравлического сопротивления $\xi = f(\text{Re}, K_S/d_T)$ (где $\text{Re} = wd_T/\nu$ – число Рейнольдса, w – скорость жидкости в канале, K_S – эквивалентная шероховатость стенки канала, d_T – гидравлический диаметр канала, ν – кинематическая вязкость жидкости), ограничении перепада давления $\Delta p = \text{idem}$ и постоянной по длине геометрии канала $F_k, d_T, K_S/d_T = \text{const}$ (где F_k – площадь сечения канала), распределение расхода по каналам в зависимости от угла β подчиняется закономерности:

$$G_\beta / G_0 = (\cos \beta)^{\frac{-1}{2+n}}, \quad (1)$$

где n – показатель в законе сопротивления $\xi = B \text{Re}^n$, B – постоянная, зависящая от режима течения и шероховатости канала, G_0 – расход через канал, расположенный на диаметре. Зависимость (1) продемонстрирована на рис. 1 для случая гладких каналов ($n = -0,25$), и для случая полного проявления шероховатости ($n = 0$). Из рисунка видно, что при $\beta > 60^\circ$ происходит сильное увеличение расхода через периферийные каналы, достигающее при $\beta = 75^\circ$ приблизительно двух раз по отношению к центральному каналу. Таким образом, нарезка каналов при $\beta > 60^\circ$ будет приводить к сильным неоднородностям расхода, снизить которую можно, например, уменьшая высоту канала h_β .

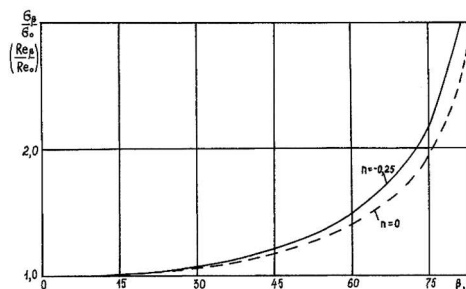


Рис. 1. Распределение расхода (1) в прямоугольных параллельных каналах, нанесенных на торец цилиндра при турбулентном режиме течения: $n = -0,25$ – гладкая поверхность канала; $n = 0$ – полное проявление шероховатости

Для того, чтобы сохранить одинаковым число Re в каналах, его геометрические характеристики должны подчиняться закономерности

$$\left[\frac{(\Pi_{к\beta} F_{к0})}{(\Pi_{к0} F_{к\beta})} \right]^{\frac{1}{2+n}} \cos \beta = 1,$$

где Π_k – периметр канала, β – вторые нижние индексы, относящиеся к центральному и периферийным каналам. Вводя величины относительной высоты канала $\bar{h}_\beta = h_\beta/h_0$, коэффициента формы первоначального канала ($\beta = 0^\circ$) $K_{\phi 0} = \delta_{\phi 0}/h_{к0}$, и соблюдая условие постоянства ширины канала $\delta_{к0} = \text{const}$ для всех каналов, получим зависимость для высоты канала:

$$\bar{h}_\beta = K_{\phi 0} \left[(K_{\phi 0} + 1) \cos \beta^{-\frac{1}{3}} - 1 \right], \quad (2)$$

графическое изображение которой для разных $K_{\phi 0}$ приведено на рис. 2. При некоторых величинах $K_{\phi 0}$ ($K_{\phi 0} = (0,25-0,5)$) поведение функции (2)

близко к закону $\cos\beta$. При меньших $K_{\phi 0}$ изменение высоты канала более существенное.

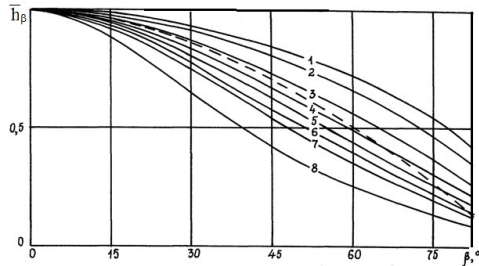


Рис. 2. Распределение относительной высоты каналов, удовлетворяющее условию $Re_\beta = \text{const}$, кривые 1–8 получены по (2): 1 – $K_{\phi 0} = 2$; 2 – 1; 3 – 0,5; 4 – 0,333; 5 – 0,25; 6 – 0,2; 7 – 0,167; 8 – 0,1. Штриховая линия – зависимость $\cos\beta$.

Выполнение требования постоянного местного расхода не обеспечивает равноценного теплового состояния подложки зеркала. При равномерном тепловом потоке по радиусу теплообменника зеркала условие равенства температуры на всей оптической поверхности зеркала $t_{\text{п}} = \text{const}$ равноценно условию постоянства по всей теплообменной поверхности подложки приведенного (эффективного) коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}} = \text{const}$, рассчитываемого как частное от деления теплового потока на избыточную температуру теплообменной поверхности подложки зеркала. В условиях интенсивного охлаждения (когда $mh_k > 2$, где $m = \sqrt{2\alpha/(\lambda\delta_p)}$ – эффективность оребрения, α – коэффициент поверхностной теплоотдачи в канале, λ , δ_p – коэффициент теплопроводности и толщина ребра) и степенной зависимости для поверхностного коэффициента охлаждения $\alpha_\beta \sim \lambda Re_\beta^{n_1}/d_{r\beta}$ должно выполняться условие $Re_0^{n_1}/d_{r0} = Re_\beta^{n_1}/d_{r\beta} = \text{const}$, которое при $\Delta P = \text{const}$ дает следующую зависимость для высоты канала:

$$\bar{h}_\beta = K_{\phi 0} \sqrt[3]{(K_{\phi 0} + 1) \cos \beta^{-N/M} - 1}, \quad (3)$$

где $N = n_1/(2 + n)$, $M = [3n_1/(2 + n)] - 1$.

Графическое представление (3) для гидравлически гладкого канала ($n = -0,25$, $n_1 = 0,8$) и для канала при полном проявлении шероховатости ($n = 0$, $n_1 = 0,8$) (рис. 3) показывает более сильное воздействие на высоту канала условия $\alpha_{\text{пр}} = \text{const}$, нежели $Re_\beta = \text{const}$ при одинаковых $K_{\phi 0}$.

Аналогичные зависимости можно получить при других условиях (например, условие $K_{\text{ти}} =$

$= \text{const}$ (где $K_{\text{ти}}$ – коэффициент теплоизоляции, т.е. отношение избыточных температур теплообменной стороны основы к избыточной температуре теплообменной стороны подложки зеркала) требует одинаковой температуры основной несущей части конструкции, или требование постоянства температуры поверхности подложки $t_{\text{п}\beta} = \text{const}$ при $q_\beta = f(\beta)$.

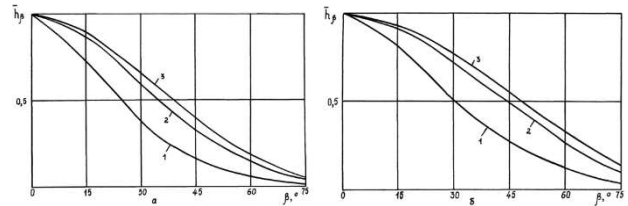


Рис. 3. Распределение относительной высоты каналов, удовлетворяющее условию $\alpha_{\text{пр}}(\beta) = \text{const}$: а – канал с полным проявлением шероховатости, б – гидравлически гладкий канал; 1, 2, 3 – $K_{\phi 0} = 0,25$; 1,0; 2,0

Замена дугового коллектора на подвод в каждый канал через индивидуальное отверстие позволяет выровнять локальный расход ($G_\beta = \text{const}$) путем изменения диаметра этого отверстия в соответствии с формулой:

$$\bar{d}_\beta = d_\beta / d_0 = \left[1 + 2\Delta p(1 - \cos \beta) / (\xi_{\text{мп}} \rho u_0^2) \right]^{-0,25}, \quad (4)$$

где d_0 – диаметр центрального отверстия (при $\beta = 0^\circ$); Δp_0 – перепад давления на центральном канале, u_0 – скорость жидкости в центральном отверстии; $\xi_{\text{мп}}$ – коэффициент местных потерь давления в отверстии.

1.2. Где в каналах интенсифицировать теплообмен?

Улучшение процессов теплообмена в каналах охлаждения возможно при наличии в них локальных интенсификаторов теплообмена. Условно примем, что интенсификация увеличивает местный коэффициент теплообмена в два раза. При проведении моделирования методом электротепловой аналогии (ЭТА) «установка» интенсификаторов осуществлялась в следующих местах призматического канала: верхняя грань канала – теплообменная часть подложки зеркала; верхняя, средняя и нижняя треть боковой поверхности канала (ребра); нижняя его грань – теплообменная часть основы зеркала. Введение интенсификаторов по сравнению с вариантом

без интенсификаторов приводит к значительному снижению температуры по толщине зеркала и теплового потока в основу. Уровень терморасширений зеркала при этом снижается приблизительно на 20 %. Оптимальным с точки зрения минимального терморасширения зеркала является установка интенсификатора на нижней трети боковой грани канала охлаждения, а к минимальному температурному моменту, изгибающего зеркало, приводит интенсификация на верхней грани. При проведении изложенных экспериментов принято, что коэффициент теплоотдачи есть величина постоянная, равная среднему его значению по периметру канала.

1.3 Профилирование переточных СО лазерных зеркал

Как указывалось ранее [6, 7] при проектировании высокоэффективного теплообменника особенно тщательно должны прорабатываться вопросы, связанные с коллекторной раздачей и сбором жидкости. Здесь также, как и для проточных систем, гидравлическое профилирование (выравнивание расходов в пористых матрицах) выполняется изменением геометрических размеров коллекторов. Малое межколлекторное расстояние по отношению к высоте пористого пакета охлаждения и одностороннее расположение коллекторов приводит к сильной двумерности потока в пористой матрице. Улучшение распределения можно добиться как путем изменения пористости пакета по высоте и длине [6], так и местным дросселированием, например, установкой преграды определенной высоты перед сборным коллектором со стороны основной части конструкции [6] или со стороны теплонагруженной подложки [7].

Проанализируем некоторые конструктивные решения применительно к переточной СО, фрагмент которой представлен на рис. 4. Систему уравнений линейной фильтрации в пористом теле представим в виде [8]

$$V_x = -\frac{1}{\alpha\mu} \frac{\partial P}{\partial x}, \quad V_y = -\frac{1}{\alpha\mu} \frac{\partial P}{\partial y}, \quad (5)$$

где α – вязкостный коэффициент сопротивления в пористой среде, μ – коэффициент кинетической вязкости теплоносителя. После подстановки этой системы в уравнение неразрывности $\text{div} \vec{V} = 0$ получим

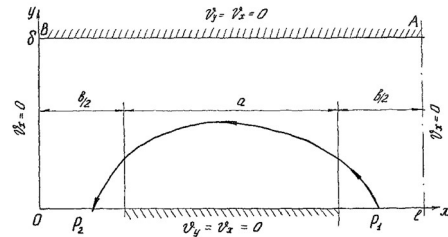


Рис.4. Схема моделируемого фрагмента и реализуемых граничных условий пористой СО с перетоком

$$\frac{1}{\alpha\mu} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{1}{\alpha\mu} \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = 0, \quad (6)$$

или

$$\nabla^2 P = 0. \quad (7)$$

Случай переменной плотности теплоносителя может быть учтен введением в уравнение (5) массовой скорости $\vec{w} = \rho \vec{V}$. Выделяя фрагмент из СО с перетоком, рис. 4, моделируем его методом ЭТА при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} x = 0; V_x = 0; \partial P / \partial x = 0; \\ y = 0; 0 \leq x \leq b / 2; P = P_2; \varphi_2 = 0; \\ y = 0; b / 2 < x \leq a + b / 2; V_x = V_y = 0; \\ \partial P / \partial x = \partial P / \partial y = 0; \\ y = 0; a + b / 2 \leq x \leq a + b; P = P_1; \varphi_1 = 100; \\ x = l; V_x = 0; \partial P / \partial x = 0; \\ y = \delta; V_x = V_y = 0; \partial P / \partial x = \partial P / \partial y = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Из полученных результатов видна существенная неравномерность поля давлений и линий тока во фрагменте, рис. 5 а. Наиболее опасная зона в районе угловой точки (т. В на рис. 4) охлаждается разогретой жидкостью, текущей с малой скоростью. Линии тока выравниваются при выполнении слоеной пористой системы, рис. 5 б, т.е. при выполнении пористого пакета напротив каналов охлаждения с повышенной пористостью (~80 %), а напротив ребер основы с меньшей пористостью (~60 %).

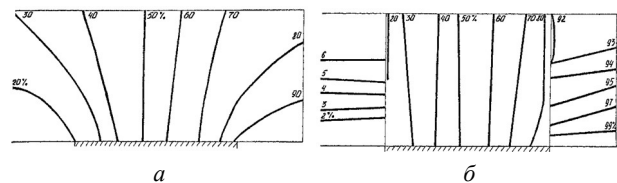


Рис. 5. Распределение полей давлений и линий тока в СО с перетоком: а – однородное сопротивление среды; б – области подвода и отвода теплоносителя выполнены с повышенной пористостью

Установка на ребре непроницаемой перегородки, локально сужающей проходное сечение, позволяет улучшить охлаждение в районе т. В. На рис. 6 приведены результаты исследования СО с перетоком с непроницаемыми перегородками различной высоты. Установка перегородки приводит к выравниванию скорости вдоль подложки и к увеличению скорости в опасной зоне. Видно также, что увеличение высоты перегородки свыше $\sim \delta/2$ не имеет смысла, т.к. практически не приводит к изменению линий тока в окрестности угла.

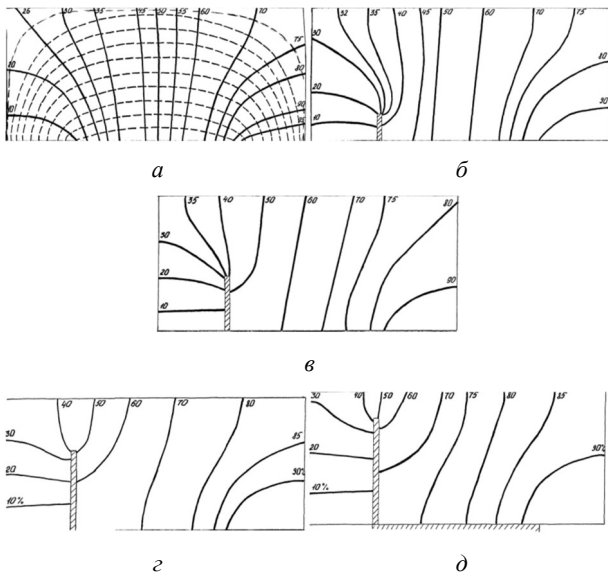


Рис. 6. Исследование влияния высоты непроницаемой перегородки на перераспределение скоростей в пористой СО: а – без перегородки; б – перегородка высотой $1/5\delta$ установлена со стороны сборного канала; в – перегородка высотой $2/5\delta$; г – высотой $3/5\delta$; д – $4/5\delta$ (δ – толщина пористого пакета)

При разогреве теплоносителя (воды) от 20°C до температуры кипения ее вязкость уменьшается в 3 раза. Этот случай был смоделирован в методе ЭТА путем установки в районе подложки в ~ 3 раза более теплопроводной бумаги. Результаты (рис. 7) показывают, что в этом случае распределение линий тока в пористом теле у подложки улучшается. К дополнительному ускорению потока в опасной зоне приводит установка перегородок, рис. 8. Оптимальные размеры перегородки несколько уменьшаются по сравнению со случаем неразогретого теплоносителя и составляют $\leq \delta/2$. Сочетание повышенной пористости в области каналов с перегородкой не приводит к улучшению охлаждения опасной зоны.

Учет подогрева теплоносителя в районе подложки исправляет эту ситуацию. Таким образом, принятие особых мер (локально повышенная пористость, установка перегородок) приводит к улучшению ситуации в опасной зоне.

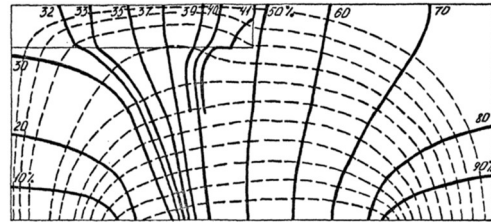


Рис. 7. Распределение полей давлений и линий тока в однородной пористой среде с учетом подогрева в области $0 \leq X \leq (b+a)/2$; $4\delta/5 \leq Y \leq \delta$

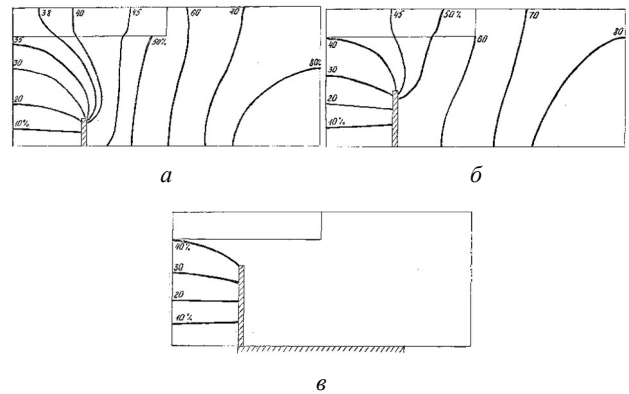


Рис. 8. Исследование влияния высоты непроницаемой перегородки на перераспределение потока теплоносителя с учетом подогрева теплоносителя в районе подложки: а – перегородка высотой $1/5\delta$, б – перегородка высотой $2/5\delta$, в – перегородка высотой $3/5\delta$

1.3.1. Рекомендуемые конструктивные решения СО с перетоком

Результаты проведенных здесь оценок и исследований [6, 7] позволили предложить ряд конструктивных решений СО зеркал с перетоком:

1. Для увеличения теплопроводности и роста теплоотвода рекомендуется сетки пористого пакета крепить к подложке торцами проволоки утка и основы.

2. Оптимизация по пористости дает $\varepsilon_{\text{опт}} \sim 0,75$. В диапазоне пористости (0,6–0,85) отклонение в передаваемом тепловом потоке не превышает 20%. То есть практически без ущерба для теплообмена пористый пакет можно выполнять разнородным по пористости: в районах напротив каналов с повышенной пористостью $\sim 80\%$, а напротив ребер – $\varepsilon \approx 0,6$. Такое распределение

пористости приводит к выравниванию потока теплоносителя через пористый пакет.

3. На распределение потока теплоносителя в пористом пакете влияет установка на ребрах непроницаемых перегородок. Рекомендуется выбирать высоту этих перегородок в диапазоне $(0,3-0,6)\delta$.

4. Исследования коллекторной СО с перетоком позволяют предложить ряд мер по улучшению конструкции СО. Это:

- профилирование сопротивления пакета охлаждения в соответствии с падающей тепловой нагрузкой и с учетом компенсации коллекторных эффектов;

- профилирование геометрии каналов для компенсации коллекторных эффектов (каналы с линейно изменяющейся вдоль координаты площадью);

- выполнение сборно-раздаточных каналов с оптимальными площадями;

- выполнение ячейки СО с перетоком по коллекторной схеме «П».

5. Установка интенсификаторов теплообмена наиболее целесообразна в непосредственной близости к подложке на торцевой поверхности.

Конструктивные решения для СО с перетоком представлены на рис. 9.

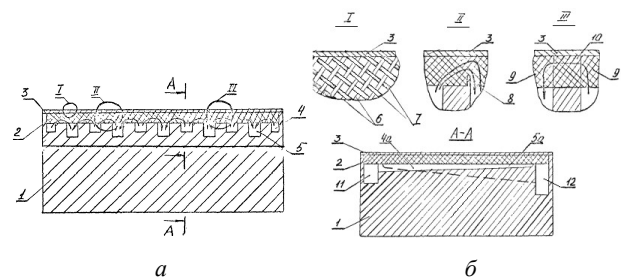


Рис. 9. Схемы некоторых конструктивных решений СО с перетоком: 1 – основа; 2 – пакет охлаждения; 3 – подложка; 4 – раздаточный канал (может быть сужающимся – 4а); 5 – сборный канал (может быть расширяющимся – 5а); 6 – проволоки утка; 7 – проволоки основы; 8 – ребро; 9 – области с повышенной пористостью; 10 – область с пониженной пористостью; 11 – раздаточный коллектор; 12 – сборный коллектор.

2. Применение многоэтажных систем охлаждения

Применение многоэтажных СО может быть вызвано следующими стремлениями: повысить приведенную теплоотдачу, снизить температуру основы.

2.1. Моделирование теплообмена в многоэтажных системах охлаждения

Методом ЭТА исследованы температурные поля в пакетах охлаждения с трехэтажными канальными СО. Основные размеры элементов пакета и СО: толщина подложки 1 мм, высота канала охлаждения и ширина ребра 1 мм, ширина канала 0,6 мм, толщина межэтажных перегородок 1 мм. Каналы СО по этажам располагались друг под другом. На поверхности каналов охлаждения заданы одинаковые коэффициенты теплоотдачи ($\alpha = 4 \times 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$). Проведен ряд моделирующих экспериментов по выявлению влияния интенсивности теплообмена по этажам на температурное поле, а также влияния различных материалов (коэффициента теплопроводности материала).

Путем последовательного выключения из рассмотрения третьего и второго этажей выявлено, что это увеличивает общий уровень температуры зеркала. Например, в одной серии экспериментов температура теплоизолированной основы изменялась с 9 (3 этажа) до 27 (2 этажа) и 87 °С (1 этаж).

Влияние уровня и места интенсификации теплообмена на температурное поле фрагмента макета зеркала было установлено путем двукратного увеличения коэффициента теплообмена в одном из этажей. Наибольшее уменьшение общего уровня температуры соответствует интенсификации теплообмена в каналах первого этажа, наименее эффективна она в третьем этаже. Температурные поля определены также при ступенчатом изменении коэффициента теплообмена (выдержано отношение $1:\sqrt{2}:2$) в двух, расположенных рядом, этажах СО. Воздействие на температурное поле наибольшее при снижении коэффициента теплообмена вглубь зеркала.

Влияние разнородности материалов конструкции пакета охлаждения исследовано путем последовательного трехкратного уменьшения коэффициента теплопроводности материала этажей СО, начиная с третьего. Выявлено, что замена материала в нижних этажах малоэффективна из-за малого влияния на температурное поле. Анализ терморасширений и температурных моментов пакета показал, что увеличение числа этажей не ведет к их снижению. Проведенные для многоэтажных пакетов эксперимен-

ты свидетельствуют о следующем: 1) терморасширение пакета незначительно возрастает с увеличением числа этажей СО; 2) эффективность СО быстро уменьшается с ростом числа этажей; 3) целесообразно интенсифицировать теплообмен в первом этаже; 4) минимальным температурным моментом обладают одноэтажные системы; 5) такие пакеты выгодны там, где требуется низкий уровень температуры основы.

2.2. Аналитическое исследование теплообмена в канальных СО

Аналитическое решение для температурного поля многэтажных СО канального типа для одностороннего теплового потока и теплоизоляции основы получено в [9]. Там подробно рассмотрены предельные случаи поведения коэффициентов: интенсификации теплообмена $K_{ин}$ и теплоизоляции $K_{ти}$ для бесконечного числа идентичных этажей. Определено, что интенсифицирующее влияние нижних этажей вырождается при превышении параметром ребра $mh_k > 2$ и выгодно, как правило, в ламинарной области течения теплоносителя.

Здесь на конкретном примере трехэтажной системы с идентичными каналами рассмотрено влияние каждого последующего этажа на $K_{ин}$ и $K_{ти}$. Использовано решение для коэффициентов приведенной теплоотдачи $\alpha_{пр}$, полученное в общем виде для последовательных этажей трехэтажной СО [9]:

$$\begin{aligned} \alpha_{пр1} &= \frac{(1 - \varepsilon_1)\lambda m_1 \text{sh}[m_1(h_1 - h_{01}) + \varphi_{01} + \varphi_1]}{\text{ch}\varphi_{01} \text{ch}[m_1 h_k + \varphi_1]}, \\ \alpha_{пр2} &= \frac{(1 - \varepsilon_2)\lambda m_2 \text{sh}[m_2 h_k + \varphi_{02} + \varphi_2]}{\text{ch}\varphi_{02} \text{ch}[m_2 h_k + \varphi_2]}, \\ \alpha_{пр3} &= \frac{(1 - \varepsilon_3)\lambda m_3 \text{sh}[m_3 h_k + 2\varphi_{03}]}{\text{ch}\varphi_{03} \text{ch}[m_3 h_k + \varphi_{03}]}, \end{aligned} \quad (9)$$

где для идентичных размеров каналов и ребер этажей имеет место: $m_i = m$; $\varepsilon_i = \varepsilon$; $\text{th}\varphi_{0i} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \frac{\alpha_0}{\lambda m}$;

$$\begin{aligned} \text{th}\varphi_i &= \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \frac{\alpha_0}{\lambda m} + \frac{1}{(1 - \varepsilon)\lambda m} \left(\frac{h_{пер}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{прi}} \right)^{-1}, \quad m = \\ &= \sqrt{2\alpha_0 / (\delta_p \lambda)} - \text{параметр ребра, } \alpha_0 - \text{коэффициент} \end{aligned}$$

поверхностной теплоотдачи в канале,

$\varepsilon = \delta_k / (\delta_k + \delta_p)$ – пористость системы, δ_k , h_k , δ_p – ширина и высота канала, ширина ребра, $h_{пер}$ – высота (толщина) межэтажной перегородки, λ – коэффициент теплопроводности материала каркаса СО. Имея в виду, что коэффициент интенсификации $K_{ин} = \alpha_{пр} / \alpha_0$, введем понятие – меру интенсификации теплоотдачи $K_{мэ}$:

$$K_{мэ}(i) = \alpha_{пр}(i) / \alpha_{пр}(1), \quad \text{где } i = 2, 3. \quad (10)$$

Тогда для двух- и трехэтажной систем имеем

$$\begin{aligned} K_{мэ}(2) &= \frac{\alpha_{пр}(2)}{\alpha_{пр}(1)} = \\ &= \frac{\text{sh}(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{\text{ch}\varphi_1 \text{ch}(mh_k + \varphi_1)} \times \frac{\text{ch}\varphi_{01} \text{ch}(mh_k + \varphi_{01})}{\text{sh}(mh_k + 2\varphi_{01})}, \\ K_{мэ}(3) &= \frac{\alpha_{пр}(3)}{\alpha_{пр}(1)} = \\ &= \frac{\text{sh}(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{\text{ch}\varphi_1 \text{ch}(mh_k + \varphi_1)} \times \frac{\text{ch}\varphi_{01} \text{ch}(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{\text{sh}(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}. \end{aligned} \quad (11)$$

Расчет по этим формулам реализован для трехэтажной СО, сформированной из меди в виде идентичных каналов с размерами $\delta_k = h_k = 1$ мм, $\varepsilon = 0,5$ и $h_{пер} = 1$ мм. При турбулентном течении воды ($Pr = 7$) получены следующие результаты, рис. 10 а. Предельно достижимый уровень интенсификации теплоотдачи за счет последующих за первым этажей [9]:

$$K_{мэ}^* = K_{мэ}(i \rightarrow \infty) = \text{th}(mh_k + \varphi_0)^{-1}. \quad (12)$$

Тогда предельный $K_{пред}$ выразится формулой

$$K_{пред} = K_{мэ}^* K_{ин}(1). \quad (13)$$

Интенсифицирующий эффект быстро вырождается с ростом числа Re , при $Re > 2 \times 10^4$ бесконечное число этажей увеличит теплоотдачу по сравнению с двухэтажной схемой всего на 5%. Основными путями получения низких $K_{ти}$ (рис. 10 б) являются оптимизация $K_{ин}$ по пористости (т.к. обычно максимум $K_{ин}$ достигается при $\varepsilon = (0,6 - 0,85)$, а при таких пористостях $K_{ти}$ достаточно мал), снижение теплопроводности материала, увеличение высоты канала и увеличение числа этажей. Последние два направления альтернативны и при конструировании необходимо оценивать различные факторы (техноло-

гичность, ограничения по расходу и перепадам давления, целевое назначение конструкции).

Дальнейшего увеличения поверхностной теплоотдачи можно добиться, уменьшая гидравлический диаметр канала, а для $\alpha_{пр}$ у многоэтажной СО необходимо применять высокотеплопроводную многоэтажную матрицу с малыми размерами слоев и каналов и организовывать достаточно вялое течение в них (с числами Re, характерными для ламинарного и переходного течений в них). Например, при $h = (3-5)$ мм, $\delta_k = \delta_p = 0,2$ мм, $h_k = (0,2-0,5)$ мм, $h_{пер} = (0,2-0,5)$ мм можно получить $\alpha_{пр} = (2-3) \times 10^5$ Вт/(м²×К).

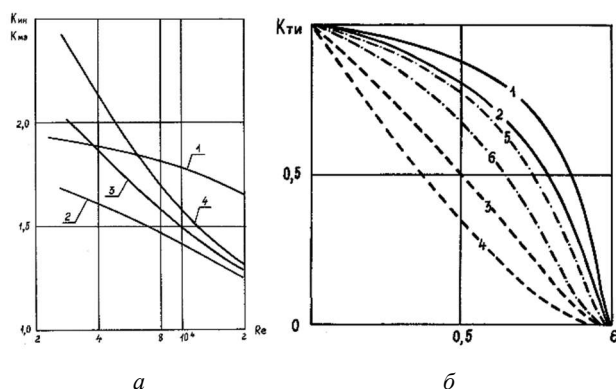


Рис. 10. *a* – Интенсификация теплоотдачи в многоэтажной системе в зависимости от числа Рейнольдса Re: 1 – $K_{мин} = \alpha_{пр}(1)/\alpha_0$, 2 – $K_{мэ}(2) = \alpha_{пр}(2)/\alpha_{пр}(1)$, 3 – $K_{мэ}(3) = \alpha_{пр}(3)/\alpha_{пр}(1)$, 4 – $K_{мэ}^* = \alpha_{пр}(n \rightarrow \infty)/\alpha_{пр}(1)$, *b* – зависимость коэффициента теплоизоляции конструкции от пористости при различном числе этажей: 1,2,5,6 – $\bar{h} = h_k / \delta_k = 1$; 3,4 – $\bar{h} = 2,5$; 1,3,5, 6 – $Re = 5 \times 10^4$; 2,4 – $Re = 10^4$; 1-4 – $n = 1$; 5 – $n = 1$; 6 – $n = 3$

2.3 Исследование теплообмена в вафельных системах охлаждения

В многоэтажных СО, в связи с уменьшением эффективности нижеследующих за первым этажей, выгодно для уменьшения общего расхода перераспределять его по этажам, увеличивая его в верхнем этаже и уменьшая в последующих. При условии $\Delta p = idem$ (общий раздаточный коллектор) этажи выполняют с различным гидравлическим сопротивлением, например, используя обтекание вафельной структуры под различными углами атаки [10]. При использовании идентичных этажей требуется предварительное дросселирование потока в этажном коллекторе до получения необходимого расхода.

Рассмотрим некоторые меры [9, 10], направленные на дальнейшее форсирование теплоот-

дачи, и среди них применение многоэтажности и измельчение структуры в вафельных СО. Рассмотрим двухэтажную вафельную СО, представляющую собой комбинацию коридорной (на верхнем этаже) и шахматной (на нижнем этаже) схем расположения ребер. При равенстве перепада давления по длине системы и степенных зависимостях коэффициента гидравлического сопротивления в этажах $\xi_1 = a_1 Re_1^{n_1}$, $\xi_2 = a_2 Re_2^{n_2}$, связь расходов в этажах пропорциональна отношению чисел Рейнольдса $G_1/G_2 = Re_1/Re_2$

$$Re_2 = \left(a_1/a_2 \right)^{\frac{1}{2+n_2}} Re_1^{\frac{2+n_1}{2+n_2}} . \quad (14)$$

Если имеются аппроксимационные формулы для поверхностного коэффициента теплоотдачи $\alpha_1 = A_1 Re_1^{m_1}$, $\alpha_2 = A_2 Re_1^{m_2}$, то при условии одинаковости градиента давления по длине каналов $\Delta p/l$ по этажам имеет место связь

$$\alpha_2 = A_2 \left[\left(a_1/a_2 \right)^{\frac{1}{2+n_2}} Re_1^{\frac{2+n_1}{2+n_2}} \right]^{m_2} . \quad (15)$$

Проведем оценки для двух СО. Сперва, рассмотрим комбинацию систем, реализованных в макетах коридорной (ширина канала $\delta_k = 1,64$ мм, высота канала $h_k = 1,62$ мм, ширина ребра $\delta_p = 1,47$ мм, угол атаки $\gamma = 0^\circ$) и шахматной (ширина канала $\delta_k = 1,63$ мм, высота канала $h_k = 1,73$ мм, ширина ребра $\delta_p = 1,34$ мм, угол атаки $\gamma = 45^\circ$) [10], для которых получены следующие характеристики:

$$\begin{aligned} \xi_2 &= 0,721 Re_2^{-0,121}, & 800 \leq Re_2 \leq 1,5 \times 10^4 \\ \alpha_{пр} &= 721,3 Re_2^{0,573}, & 2 \times 10^3 \leq Re_2 \leq 1,6 \times 10^4, \\ \alpha &= 106,7 Re_2^{0,733}, \end{aligned} \quad (16)$$

для верхнего этажа, где $\varphi = 90^\circ$ – угол пересечения каналов, $\varepsilon = 0,77$ – пористость системы охлаждения, $d_r = 1,63$ мм – гидравлический диаметр канала СО.

$$\begin{aligned} \xi_2 &= 4,01 Re_2^{-0,0019}, & 400 \leq Re_2 \leq 4,0 \times 10^3 \\ \alpha_{пр} &= 2586,4 Re_2^{0,464}, & 400 \leq Re_2 \leq 3,0 \times 10^3, \\ \alpha &= 537,3 Re_2^{0,6}, \end{aligned} \quad (17)$$

для нижнего этажа, где $\varphi = 90^\circ$, $\varepsilon = 0,796$, $d_r = 1,68$ мм.

На основании (14) для поэтажных чисел Re получена связь

$$Re(2) = 0,424Re(1)^{0,94}. \quad (18)$$

По полученным формулам проведены расчеты теплоотдачи при разных числах Re , результаты которых приведены в табл. 1.

Таблица 1. Теплофизические характеристики двухэтажной вафельной СО при $\varphi = 90^\circ$ (в двух этажах)

Верхний этаж	$Re_1 \times 10^{-3}$	1,5	2,0	5,0	10,0	16,0
	$\alpha_{01} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,227	0,28	0,5	0,91	1,29
	$\alpha_{пр1} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,456	0,557	0,956	1,416	1,845
	$K_{ти1}$	0,665	0,614	0,434	0,3	0,22
Нижний этаж	$Re_2 \times 10^{-3}$	0,11	0,54	1,28	2,45	3,81
	$\alpha_{02} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,197	0,231	0,387	0,57	0,744
	$\alpha_{пр2} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,41	0,47	0,72	0,98	1,21
Два этажа	$\alpha_{пр(2)} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,57	0,652	1,05	1,452	1,867
	$K_{ти(2)}$	0,256	0,193	0,105	0,052	0,03
	$\alpha_{пр(2)}/\alpha_{пр1}$	1,25	1,17	1,1	1,03	1,01
	$K_{ти(2)}/K_{ти1}$	0,385	0,314	0,242	0,173	0,136

Следующая двухэтажная СО «реализована» из шахматных систем: макет с углом атаки $\gamma = 30^\circ$ на верхнем этаже и предыдущий макет на нижней этаже. Для верхнего этажа $\varphi = 60^\circ$ и для него получены следующие характеристики:

$$\xi_2 = 3,14 Re_2^{-0,115}, \quad 140 \leq Re_2 \leq 4 \times 10^3 \quad (19)$$

$$K_1 = Nu Pr^{-1/3} = 0,411 Re_2^{0,646}, \quad 600 \leq Re_2 \leq 6 \times 10^3,$$

где $\varphi = 60^\circ$, $\gamma = 30^\circ$, $\varepsilon = 0,75$, $d_t = 1,6$ мм.

Нижний этаж имел каналы, пересекающиеся под углом $\varphi = 90^\circ$ и его характеристики приведены выше. Для чисел Re получена связь

$$Re(2) = 0,885Re(1)^{0,943}. \quad (20)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 2. Анализируя полученные данные, констатируем, что использование второго этажа целесообразно для существенного уменьшения $K_{ти}$, т.к. даже при достаточно вялых течениях теплоносителя вклад второго этажа в приведенную теплоотдачу не превышает 20 %.

Таблица 2. Теплофизические характеристики двухэтажной вафельной СО при $\varphi = 60^\circ$ (в верхнем этаже)

Верхний этаж	$Re_1 \times 10^{-3}$	0,6	0,8	1,0	2,0	4,0	6,0
	$\alpha_{01} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,234	0,29	0,332	0,52	0,813	1,06
	$\alpha_{пр1} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,487	0,57	0,64	0,916	1,3	1,59
	$K_{ти1}$	0,654	0,608	0,571	0,45	0,328	0,263
Нижний этаж	$Re_2 \times 10^{-3}$	0,37	0,485	0,6	1,15	2,21	3,24
	$\alpha_{02} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,2	0,232	0,263	0,39	0,58	0,724
	$\alpha_{пр2} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,415	0,48	0,53	0,73	0,99	1,18
Два этажа	$\alpha_{пр(2)} \times 10^{-5}$, Вт/(м ² ×К)	0,585	0,66	0,728	0,982	1,34	1,62
	$K_{ти(2)}$	0,251	0,211	0,182	0,107	0,056	0,036
	$\alpha_{пр(2)}/\alpha_{пр1}$	1,2	1,16	1,136	1,073	1,033	1,02
	$K_{ти(2)}/K_{ти1}$	0,384	0,357	0,319	0,239	0,171	0,137

Используя формулу для расчета компактности вафельной СО [9]

$$K_k = \frac{F_T}{V_{яч}} = \frac{4}{\delta_p} - 2\varepsilon \left(\frac{2}{\delta_p} - \frac{1}{h_k} \right), \quad (21)$$

где F_T , $V_{яч}$ – теплообменная площадь и объем элементарной ячейки охлаждения. Оценим компактность при измельчении размеров до $\varepsilon = (0,5-0,75)$, $\delta_p = (0,3-1,0)$ мм, $h_k = (0,5-2)$ мм. Получим $K_k = (1750-8700) \text{ м}^{-1}$, что существенно превосходит исследованный выше и ранее $K_k = (1000-1600) \text{ м}^{-1}$ [9, 10], и тот факт, что они удовлетворительно описываются формулами, полученными в литературе для теплоотдачи на неоробренной поверхности «щеточной» СО [11]

$$Nu = 0,055 Re_d^{0,78} Pr^{1/3} \quad (22)$$

и для теплоотдачи в коротких каналах при степени турбулентности основного потока $T = 10\%$ [12]

$$Nu = 0,0132 Re_1^{0,83} Pr^{0,4} T^{0,3} B, \quad B = f(\delta_p/d_t, T) \quad (23)$$

для гипотетической СО с размерами $\varepsilon = 0,75$, $\delta_p = 0,3$ мм, $h_k = 0,5$ мм при охлаждении водой ($Pr = 7$) и относительной скорости $Re = 3 \times 10^3$, дает приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр} = 2,5 \times 10^5$ Вт/(м²×К). Применение нескольких идентичных этажей не способствует сильному увеличению $\alpha_{пр}$, даже при $n \rightarrow \infty$, максимальное увеличение $\alpha_{пр}$ не превышает 1,2 раза. В тоже время для одного этажа $K_{ти} = 0,488$, для двух – $K_{ти} = 0,238$, для трех – $K_{ти} = 0,116$ (при толщине межканальной перегородки $h_{пер} = 0,5$ мм). Таким

образом, оценки показывают, что применение 3–4-этажной измельченной вафельной СО дает практически полную теплоизоляцию основы при высокой приведенной теплоотдаче $\alpha_{пр} = (2,5–2,8) \times 10^5$ Вт/(м²×К), близкой к максимальной $(3–4) \times 10^5$ Вт/(м²×К) [13].

2.4 Многоэтажные миниканальные СО для деформируемых адаптивных зеркал

Уменьшение гидравлического диаметра канала и тем самым увеличение компактности теплообменной поверхности представляется наиболее перспективным путем форсирования теплообменных характеристик СО для лазерных зеркал (включая деформируемые зеркала для адаптивных оптических систем). Многоэтажная миниканальная СО с короткими каналами способна существенно увеличить $\alpha_{пр}$ и снизить изгибные перемещения оптической поверхности. Здесь приведены результаты расчетных оценок термомодеформированного состояния охлаждаемого оптического блока деформируемого адаптивного зеркала с миниканальной СО, выполненной в меди. Рассмотрены три размера канала квадратного сечения с гидравлическим диаметром $d_r = 0,2; 0,15; 0,1$ мм. Каналы выполнены в тонких пластинах толщиной $h_{пер} = (0,15–0,3)$ мм способом фотолитографии. Толщина ребра равна ширине канала (т.е. пористость $\varepsilon = 0,5$). Относительная длина каналов постоянна $l_k/d_r = 100$. Компактность СО оценивалась по формуле $K_{со} = 2/h_{пер}$ и изменялась от $6,67 \times 10^3$ до $13,3 \times 10^3$ 1/м при изменении d_r от 0,2 мм до 0,1 мм. Пластины набраны в пакет и соединены терморезистивной пайкой. Особое внимание в таких СО должно быть уделено созданию сети раздаточно-сборных каналов для обеспечения равномерного подвода и отвода жидкости без перекосов температурного поля в основе зеркала.

Последовательно проведены расчеты при увеличении числа этажей системы от одного до шести. При этом в каналах поддерживался ламинарный режим течения воды, число Рейнольдса не превышало критического для ламинарного течения в каналах значения $Re_{кр} \leq 2,3 \times 10^3$. Расчеты проведены для круглого деформируемого зеркала диаметром 200 мм, с толщинами подложки и всего оптического блока 1,5 мм и 10 мм соответственно. На всю апертуру зеркала действовала равномерная тепловая нагрузка мощностью $Q_r = 1$ кВт. С обратной стороны оптиче-

ского блока прикладывался компенсационный равномерный тепловой поток мощностью $Q_{тк} = (0,1–0,2)Q_r$.

Расчеты распределения температуры по толщине оптического блока проведены по моделям, предложенным в [9, 14]. При этом допущение о примерно равномерном распределении температуры по периметру миниканала, сделанное в [14], удовлетворительно согласуется с решением, предложенным в [9], только тогда, когда число этажей не превосходит трех.

При изменении удельного расхода \bar{G} воды рассчитывались: 1) коэффициенты поверхностной теплоотдачи на стенках каналов α ; 2) распределение температуры по толщине оптического блока; 3) коэффициенты приведенной теплоотдачи применительно к каждому этажу и ко всей системе $\alpha_{пр}$; 4) избыточная температура теплообменной поверхности подложки $\Delta\theta_{то}$; 5) максимальные изгибные перемещения оптической поверхности $W_{изг}(\bar{G}_m)$ путем интегрирования распределения температуры по толщине оптического блока; 6) подогрев жидкости $\Delta t(\bar{G})$ и перепад давления из-за трения в СО; 7) уменьшение термомещений под воздействием термокомпенсации (включая случаи определения необходимого расхода и тепловой мощности компенсации $Q_{тк}$, приводящих к отсутствию изгиба); 8) определение удельного расхода жидкости, при достижении которого вариант охлаждаемого зеркала предпочтительней неохлаждаемого. Выборочно результаты расчетов представлены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты расчетов для $d_r=0,1$ мм при числе Рейнольдса $Re_{кр} = 2,3 \times 10^3$ (т.е. при максимальном удельном расходе \bar{G}_m)

Расчетная величина	Число этажей			
	1	2	3	6
Скорость v (м/с), \bar{G}_m (кг/(м ² ×с)), расход G_m (кг/с)	20/100/2	20/200/4	20/300/6	20/600/12
$\alpha \times 10^{-5}$, $\alpha_{пр} \times 10^{-5}$ (Вт/(м ² ×К))	0,53/1,04	0,53/1,97	0,53/2,65	0,53/3,44
$\Delta\theta_{то}(\bar{G}_m)$, °С	0,460	0,290	0,254	0,218
Изгиб $W_{изг}(\bar{G}_m)$ (мкм) при $Q_{тк} = 0$	0,706	0,81	1,0	1,32
Изгиб $W_{изг}(\bar{G}_m)$ (мкм) при $Q_{тк} = 0,1Q_r$	0,285	н/р	н/р	н/р
$\Delta t(\bar{G}_m)$, °С	0,13	0,065	0,044	0,022
Переход к охлаждению при \bar{G}_m (кг/(м ² ×с))	>34,4	>12,6	>7,3	>14,3

Предсказуемыми тенденциями уменьшения размеров канала в одноэтажной СО явились: 1) увеличение как α , так и $\alpha_{пр}$; 2) увеличение $W_{изг}$ при применении более толстых теплообменных пластин; 3) уменьшение $W_{изг}$ при росте $Q_{тк}$. Такие же тенденции наблюдались и при увеличении числа этажей. Максимальный $\alpha_{пр}$ для оговоренных выше размеров СО определяется из формулы:

$$Nu_{пр} = \varepsilon Nu + (1 - \varepsilon) \sqrt{2\lambda Nu / \lambda_b}, \quad (24)$$

где $Nu_{пр} = \alpha_{пр} d_T / \lambda_b$, Nu – число Нуссельта для поверхностного коэффициента теплоотдачи в канале, λ , λ_b – коэффициенты теплопроводности материала и воды. Расчеты, проведенные по (24) и закону теплообмена при ламинарном режиме течения, приведены на рис. 11 для СО из различных материалов.

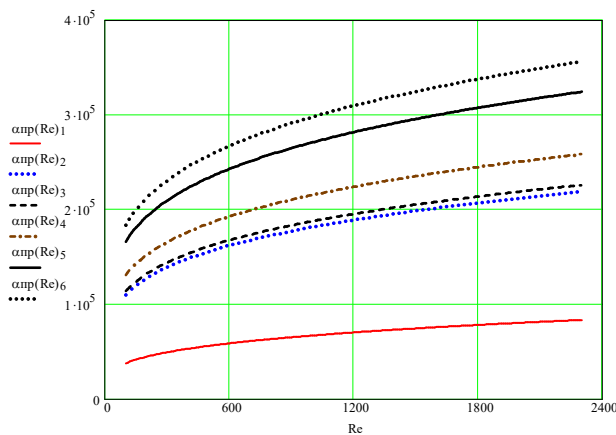


Рис. 11. Предельно возможные значения (многоэтажная СО) коэффициента приведенной теплоотдачи в зависимости от числа Рейнольдса при ламинарном течении в микрочаналах. Индексы в $\alpha_{пр}(Re)$: 1 – инвар, 2 – молибден, 3 – кремний, 4 – карбид кремния, 5 – бронза БрХ-0,8, 6 – медь

Заключение

На примере обеспечения условий $Re = const$ и $t_{п} = const$ для переменной длины канала охлаждения показана возможность организации СО путем воздействия на некоторые конструктивные размеры теплообменника (в данном случае на высоту канала).

Результаты проведенных оценок и исследований позволили предложить ряд конструктивных решений СО зеркал с перетоком (см. 1.3.1).

Достигнутые на сегодня коэффициенты приведенной теплоотдачи в реальных СО лазерных зеркал $\alpha_{пр} = (0,8-1,2) \times 10^5$ Вт/(м²×К). Применение

многоэтажной высокотеплопроводной матрицы (с количеством этажей $n = 3-5$) с размерами $\delta_k = \delta_p = 0,2$ мм, $h_k = (0,2-0,5)$ мм, $h_{пер} = (0,2-0,5)$ мм позволит получить $\alpha_{пр} = (2,0-2,5) \times 10^5$ Вт/(м²×К). Применение многоэтажных СО наиболее эффективно при вялых течениях жидкости ($Re < 1,5 \times 10^3$). При имеющихся на сегодня типоразмерах вафельных систем использование второго этажа целесообразно для существенного уменьшения $K_{тн}$, т.к. даже при достаточно вялых течениях теплоносителя $Re \sim (100-600)$ вклад второго этажа в $\alpha_{пр}$ не превышает 20%.

Результаты настоящего исследования могут применяться в конструкторско-технологических разработках при создании как охлаждаемых многослойных пакетов, так и самих СО лазерных зеркал.

Список источников

1. Харитонов В.В., Плаксеев А.А. Предельные тепловые нагрузки в лазерных зеркалах с охлаждаемой пористой подложкой // Теплофизика высоких температур. 1982. Т. 20. № 4. С. 712–717.
2. Петухов Б.С., Алексеев В.А., Зейгарник Ю.А. и др. Проблемы теплообмена в охлаждаемых зеркалах технологических лазеров // Теплофизика высоких температур. 1985. Т. 23. № 6. С. 1200–1210.
3. Гордеев В.Ф. Металлооптика технологических лазерных установок // Известия АН СССР. Сер. Физическая. 1983. Т. 47. № 8. С. 1533–1539.
4. Цеснек Л.С., Сорокин О.В., Золотухин А.А. Металлические зеркала. М.: Машиностроение, 1983. 230 с.
5. Малашко Я.И., Наумов М.Б. Системы формирования мощных лазерных пучков. М.: Радиотехника, 2013. 328 с.
6. Шанин О.И. Гидродинамика плоских теплообменников // Вопросы теплофизики в ядерно-энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986. С. 84–90.
7. Данилов С.А. Интенсификация теплообмена в компактных теплообменниках // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1990. № 4. С. 54–58.
8. Дружинин Н.И. Метод электрогидродинамических аналогий и его применение при исследовании фильтрации. М., Л.: Госэнергоиздат, 1956. 275 с.
9. Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве // Теплофизика высоких температур. 1991. Т. 29. № 2. С. 308–316.
10. Шанин Ю.И., Афанасьев В.А., Шанин О.И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами. 3. Влияние угла обтекания и числа ярусов // Инженерно-физический журнал. 2000. Т. 73. № 2. С. 214–223.
11. Плаксеев А.А., Субботин В.И., Харитонов В.В. Теплоотдача при вынужденной конвекции в пористом

слое со щеточной структурой // Теплоэнергетика. 1983. № 8. С. 63–65.

12. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М.: Энергия, 1979. 216 с.
13. Субботин В.И., Харитонов В.В. Теплофизика охлаждаемых лазерных зеркал // Теплофизика высоких температур. 1991. Т. 29. № 2. С. 365–375.
14. Шанин Ю.И. Применение миниканалов в системах охлаждения лазерных зеркал и чипов // Тепловые процессы в технике. 2020. Т. 12. № 1. С. 25–38. DOI: 10.34759/tpt-2020-12-1-25-38

References

1. Kharitonov VV, Plakseev AA. Limiting thermal loads in laser mirrors with a cooled porous substrate. *High Temperature*. 1982;20(4): 712–717. (In Russ.).
2. Petukhov BS, Alekseev VA, Zeigarnik YuA et al. Problems of heat transfer in cooled mirrors of technological lasers. *High Temperature*. 1985;23(6):1200–1210. (In Russ.).
3. Gordeev VF. Metal optics of technological laser installations. *Izvestiya AN SSSR, ser. Fizicheskaya*. 1983;47(8): 1533–1539. (In Russ.).
4. Tsesnek LS, Sorokin OV, Zolotukhin AA. *Metallic mirrors*. Moscow: Mashinostroyeniye; 1983. 230 p. (In Russ.).
5. Malashko YaI., Naumov MB. *Systems for generating powerful laser beams*. Moscow: Radiotekhnika; 2013. 328 p. (In Russ.).
6. Shanin OI. Hydrodynamics of flat heat exchangers. *Voprosy teplofiziki v yaderno-energeticheskikh ustanovkakh. Sbornik nauchnykh trudov*. Moscow: Energoatomizdat; 1986. p. 84–90. (In Russ.).
7. Danilov SA. Intensification of heat exchange in compact heat exchangers. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy, Mashinostroyeniye*. 1990;(4):54–58. (In Russ.).
8. Druzhinin NI. *Method of electrohydrodynamic analogies and its application in the study of filtration*. Moscow. Leningrad: Gosenergoizdat; 1956. 275 p. (In Russ.).
9. Shanin YuI, Fedoseev VN, Shanin OI. Heat transfer in multilayer flow cooling systems with one-sided heating. *High Temperature*. 1991; 29(2):308–316. (In Russ.).
10. Shanin YuI, Afanasyev VA, Shanin OI. Hydrodynamics and heat transfer in cooling systems with intersecting channels. 3. Effect of flow angle and number of tiers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2000; 73(2):214–223. (In Russ.).
11. Plakseev AA, Subbotin VI, Kharitonov VV. Heat transfer during forced convection in a porous layer with a brush structure. *Thermal Engineering*. 1983;(8):63–65. (In Russ.).
12. Sukomel AS, Velichko VI, Abrosimov YuG. *Heat transfer and friction during turbulent gas flow in short channels*. Moscow: Energiya; 1979. 216 p. (In Russ.).
13. Subbotin VI, Kharitonov VV. Thermal physics of cooled laser mirrors. *High Temperature*. 1991;29(2):365–375. (In Russ.).
14. Shanin YuI. Application of minichannels in cooling systems of laser mirrors and chips. *Thermal Processes in Engineering*. 2020;12(1):25–38. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2020-12-1-25-38