

Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 10. С. 447–456
Thermal processes in engineering, 2022, vol. 14, no. 10, pp. 447–456

Научная статья
УДК 536.242; 621.03
DOI: 10.34759/tpt-2022-14-10-447-456

Условия перехода от неохлаждаемых к охлаждаемым оптическим элементам

Е.В. Леонов¹, А.В. Черных¹, Ю.И. Шанин^{1✉}

¹ НИИ НПО «ЛУЧ», Подольск, Россия
ShaninYul@sialuch.ru ✉

Аннотация. Проанализированы возможности использования неохлаждаемых и охлаждаемых оптических элементов (включая лазерные пассивные и деформируемые зеркала) при возрастании мощностей лазерных установок. Для повышения допустимых световых нагрузок, действующих на оптические элементы, рассмотрено использование высокоэффективных многоярусных систем охлаждения с миниканалами, обеспечивающими высокую компактность теплообменной поверхности и интенсификацию теплоотдачи. Оценены преимущества и эффективность предлагаемых систем охлаждения для уменьшения перемещений оптической поверхности зеркала за счет изгиба.

Ключевые слова: лазерное зеркало, система охлаждения, многоярусная система охлаждения, миниканал, гидравлическое сопротивление, теплоотдача, интенсификация теплоотдачи

Для цитирования. Леонов Е.В., Черных А.В., Шанин Ю.И. Условия перехода от неохлаждаемых к охлаждаемым оптическим элементам // Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 10. С. 447–456. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-10-447-456

Original article

Transition conditions from the uncooled to cooled optical elements

E.V. Leonov¹, A.V. Chernykh¹, Yu.I. Shanin^{1✉}

¹ NII NPO «LUCH», Podolsk, Russia
ShaninYul@sialuch.ru ✉

Abstract. The article analyzes the possibilities of the uncooled and cooled optical elements application (including both passive and deformable laser mirrors) while the power increase of laser systems. Application of the effective stacked cooling systems with mini-channels ensuring high compactness of the heat exchanging surface and heat transfer enhancement to increase permissible light loading on the optical elements was considered.

The advantages and effectiveness of the proposed cooling systems for reducing the mirror optical surface movement due to its bending were assessed.

Keywords: laser mirror, cooling system, stacked cooling system, mini-channel, hydraulic resistance, heat transfer, heat transfer enhancement

For citation. Leonov E.V., Chernykh A.V., Shanin Yu.I. Transition conditions from the uncooled to cooled optical elements. *Teplovye protsessy v tekhnike = Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 10, pp. 447–456. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2022-14-10-447-456

Введение

В связи с возрастающей мощностью лазерных установок усиливается негативное воздействие на элементы оптического тракта (линзы, зеркала и др.) поглощаемого тепла, приводящее к искажению оптической поверхности элемента и, следовательно, искажению волнового фронта излучения. Различают неохлаждаемые и охлаждаемые оптические элементы (ОЭ), пассивные и активные (адаптивные или деформируемые) лазерные зеркала. Использование интерференционных четвертьволновых диэлектрических покрытий достигло колоссальных успехов и позволило обеспечить практически предельно достижимые коэффициенты зеркального отражения (КЗО) на уровне (99.99–99.995) % в неохлаждаемых ОЭ. Возможности применения неохлаждаемой оптики не бесконечны, так как технологические трудности при дальнейших усилиях по улучшению покрытий возрастают многократно. Необходимость перехода к охлаждаемой оптике [1] диктует требование сохранения качества оптической поверхности – ее перемещения за счет изгиба не должны превышать (5–10) % от длины волны лазерного излучения ближнего ИК-диапазона. Пассивные охлаждаемые лазерные зеркала состоят из тонкой подложки, системы охлаждения (СО) и толстой основы. Задача лазерного зеркала – как можно больше отразить падающее излучение и минимизировать искажения, вызываемые разогревом зеркала. Задача СО пассивного зеркала – снизить уровень избыточной относительно теплоносителя температуры и оградить основу зеркала от проникновения в нее тепла. Применение охлаждения переводит задачи конструирования и технологического исполнения охлаждаемой оптики на качественно другой уровень. Конструкторам необходимо решить ряд противоречивых взаимоисключающих дилемм при разработке СО лазерных зеркал. Задачи многократно усложняются при применении СО в адаптивных (деформируемых) зеркалах (ДЗ) [2]. Здесь приходится решать задачу создания высокоэффективной компактной СО в достаточно тонком оптиче-

ском блоке (толщиной 3–9 мм), с сохранением высокого качества оптической поверхности и возможности управления ее формой с помощью приводов. В этом случае задача оптимального охлаждения – максимально снизить температуру ОЭ и обеспечить ее равномерность по толщине оптического блока зеркала.

В данной работе при некоторых упрощающих допущениях анализируются результаты решения нескольких теплообменных задач как для неохлаждаемых, так и для охлаждаемых ОЭ [3, 4]. При этом для получения качественных результатов и оценок сверху рассматривались только одномерные температурные поля в ОЭ в условиях воздействия на круглую оптическую поверхность равномерного теплового потока. В работе рассмотрено использование высокоэффективных многоярусных СО с микроскопическими деформируемыми зеркалами, обеспечивающими высокую компактность теплообменной поверхности и интенсификацию теплоотдачи за счет использования начальных тепловых участков течения теплоносителя. Для уменьшения изгибных перемещений оптической поверхности рассмотрено использование термокомпенсации. Оценочные расчеты проводились с помощью программ, написанных в математическом редакторе Маткад.

1. Когда следует переходить к охлаждаемым ОЭ

Для неохлаждаемого ОЭ поглощение теплового потока приводит к неравномерному распределению температуры по толщине элемента и постепенному разогреву, который вызывает изгиб оптической поверхности элемента. Для плоской круглой пластины, нагруженной со стороны оптической поверхности равномерным тепловым потоком и теплоизолированной с другой стороны, зависимость для максимального значения стрелки прогиба оптической поверхности при числах Фурье $Fo > 0.3$ имеет вид:

$$W_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{1}{16} \frac{\beta}{\lambda} q D^2 \approx 0.08 \frac{\beta}{\lambda} Q_T, \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока; Q_T – тепловая мощность; β – коэффициент линейного расширения материала ОЭ; λ – коэффициент теплопроводности; $Fo = a\tau/H^2$ – число Фурье; H и D – толщина и диаметр ОЭ; $a = \lambda/(c_p\rho)$ – коэффициент температуропроводности; τ – время.

Из анализа (1) следует, что повышение порога применения неохлаждаемой оптики достигается за счет использования материала с наименьшим β и наибольшим λ , и уменьшением мощности, поглощаемой ОЭ. Последнее достигается увеличением коэффициента зеркального отражения путем использования многослойных интерференционных покрытий. Для выполнения своих функций по передаче лазерного излучения без больших искажений на изгибные перемещения оптической поверхности ОЭ обычно накладывается ограничение $W_{изг}^{max} < (\eta/20 - \eta/10)$ (η – длина волны лазерного излучения). Тогда максимальная поглощенная мощность $Q_T^{пр}$ оценивается для случая, при котором изгибные перемещения не превышают $\eta/10$, по формуле:

$$Q_T^{пр} = 1.25\lambda \cdot \eta / \beta. \quad (2)$$

Оценки $Q_T^{пр}$ при воздействии лазера с длиной волны $\eta = 1$ мкм на различные оптические материалы приведены в табл. 1. При известном КЗО с помощью (2) может быть оценена и предельная (с точки зрения обеспечения геометрической стабильности оптической поверхности) мощность лазерного излучения или при известной лазерной мощности – потребный КЗО.

Таблица 1. Оценка предельных тепловых мощностей для неохлаждаемой оптики, не вызывающих изгиб оптической поверхности ОЭ более 0.1 η

| Материал | $\beta \cdot 10^6, 1/K$ | $\lambda, Вт/(м \cdot K)$ | $Q_T^{пр}, Вт$ |
|----------------|-------------------------|---------------------------|----------------|
| ULE | 0.03 | 1.31 | 54.6 |
| Церодур | 0.05 | 1.65 | 41.3 |
| Кремний | 2.60 | 130.00 | 62.5 |
| Карбид кремния | 2.80 | 190.00 | 84.8 |
| Лейкосапфир | 5.60 | 27.20 | 6.1 |
| Кварц КУ-1 | 0.55 | 1.38 | 3.1 |
| Стекло К8 | 7.10 | 1.11 | 0.2 |
| Ситалл СО115М | 0.05 | 1.18 | 29.5 |

Когда возможности неохлаждаемой оптики удерживать допустимую кривизну оптической поверхности исчерпаны, применяют принудительное охлаждение ОЭ либо газом, либо жидкостью. Для ОЭ в виде круглой пластины со

свободно опертыми краями и при охлаждении его тыльной стороны максимальное установившееся изгибное термомещение оптической поверхности при воздействии на нее постоянного равномерного теплового потока q оценивается по формуле

$$W_{изг}^{max} = \beta q D^2 / (8\lambda) \quad (3)$$

и не зависит от толщины пластины и коэффициента теплоотдачи на охлаждаемой поверхности, который определяет только уровень средней температуры ОЭ. Таким образом, деформация охлаждаемого с обратной стороны ОЭ (зеркала) в два раза выше, чем неохлаждаемого (см. формулу (1) для случая $Fo > 0.3$), за счет линейного распределения температуры по толщине ОЭ.

Для зеркала из однородного материала, выполненного в виде пакета из тонкой отражающей зеркальной пластины-подложки (толщина h), компактной СО (высота h_k) и более толстой основы (общая толщина зеркала – H), при некоторых упрощениях термомещение оптической поверхности зеркала за счет изгиба можно оценить по формуле:

$$W_{изг}^{max} = \frac{1}{8} \beta h \left(\frac{D}{H} \right)^2 \times \left[6 \frac{q}{\alpha_{пр}} \left(1 - \frac{h}{H} \right) + \frac{qh}{\lambda} \left(3 - 2 \frac{h}{H} \right) \right], \quad (4)$$

где $\alpha_{пр}$ – приведенный к теплообменной поверхности подложки коэффициент теплоотдачи. Коэффициент приведенной теплоотдачи определяется отношением теплового потока q к избыточной (относительно теплоносителя) температуре теплообменной поверхности подложки ($T_n - T_{ж}$) системы охлаждения

$$\alpha_{пр} = q / (T_n - T_{ж}).$$

При $h/\lambda \ll (1/\alpha_{пр})$ и $h/H \ll 1$ уравнение (4) упростится:

$$W_{изг}^{max} = \frac{3}{4} \beta h \left(\frac{D}{H} \right)^2 \frac{q}{\alpha_{пр}} = \frac{3}{\pi} \beta \frac{h}{H^2} \frac{Q_T}{\alpha_{пр}}. \quad (5)$$

Из анализа (5) следует, что для уменьшения изгиба необходимо уменьшать значения β , h , Q_T и увеличивать значения H и $\alpha_{пр}$. Конструктивно имеется возможность выбора материала и изменения толщин подложки и основы зеркала. Наиболее эффективно воздействует на уменьшение изгиба увеличение толщины основы, что

и реализуется в охлаждаемой пассивной металлооптике. Также необходимо стремиться увеличить КЗО (для уменьшения Q_T). Конструкция СО должна обеспечить максимальный $\alpha_{пр}$ при заданном перепаде давления теплоносителя на зеркале. Из уравнения (5) можно получить оценку $Q_T^{пр}$ для охлаждаемой оптики, аналогичную (2):

$$Q_T^{пр} \approx 0.1\eta H^2 \alpha_{пр} / (\beta h). \quad (6)$$

Принимая $\eta = 1$ мкм и используя наиболее приемлемые для охлаждаемых оптических блоков ДЗ размеры $h = 1$ мм и $H = 8$ мм, в табл. 2 приведена оценка $Q_T^{пр}$ для различных конструктивных материалов и приведенных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{пр}$.

Заметим, что для высокотеплопроводных конструкционных материалов повысить $\alpha_{пр}$ можно путем совершенствования конструкции, например, при уменьшении гидравлического диаметра и увеличении компактности СО. Для низкотеплопроводных материалов (инвар) $\alpha_{пр}$ будет всегда на уровне поверхностного коэффициента теплоотдачи α (α – осредненный по периметру канала коэффициент теплоотдачи).

В зависимости от Q_T , длительности и периодичности нагружения возможно применение как охлаждаемых, так и неохлаждаемых ОЭ. Если ОЭ изготовлены из одинакового материала и имеют одинаковый КЗО, то одинаковое изгибное перемещение в установившемся режиме (для неохлаждаемого ОЭ при $Fo > 0.3$, для охлаждаемого ОЭ при стационарном режиме) при постоянном и однородном тепловом потоке они будут иметь при соблюдении условия

$$12\lambda h / (\alpha_{пр} H^2) = 1. \quad (7)$$

Если выбран материал и размеры h и H , то из (7) вытекает требование к величине минималь-

ного $\alpha_{пр}$ для перехода от неохлаждаемого к охлаждаемому ОЭ. Увеличивать $\alpha_{пр}$ целесообразно вплоть до значений $\alpha_{пр} = 2\lambda/h$. Для охлаждаемых зеркал из высокотеплопроводных материалов (медь, молибден, карбид кремния и др.) значения $2\lambda/h$ превышают $2 \cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

При условии применимости упрощенного уравнения (5) оценим минимальный $\alpha_{пр}$, при котором надо переходить к охлаждению оптического блока ДЗ. При этом примем те же конструктивные размеры h и H , как и при расчетах для табл. 2. Получим $\alpha_{пр} = 2 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К) для инвара и $\alpha_{пр} = 7.2 \cdot 10^4$ Вт/(м²·К) для меди. Оценим ошибку, вносимую допущением $h/H \ll 1$, которая не выполняется для ДЗ (где $h/H \approx 0.1$). Для низкотеплопроводных металлов (инвар) ошибка достигает 66 % при $\alpha_{пр} = 5 \cdot 10^4$ Вт/(м²·К) и увеличивается с ростом $\alpha_{пр}$. Для меди она составляет от -7 до +5 % при изменении $\alpha_{пр}$ от $5 \cdot 10^4$ Вт/(м²·К) до $1.5 \cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

2. Охлаждаемые деформируемые зеркала

Ранее в работе [4] были приведены и обобщены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплообмену для двух наиболее подходящих систем охлаждения для ДЗ – канальной системы с прерывистой стенкой (подрезами) и вафельной СО. Здесь для вафельной канальной системы охлаждения ДЗ, реализованного на практике, приведены расчеты его термдеформированного состояния. В качестве перспективных систем рассмотрены:

1) компланарная (со скрещивающимися каналами) система с малыми гидравлическими диаметрами;

2) многоярусная система охлаждения с мини-каналами.

Таблица 2. Оценка предельных тепловых мощностей для охлаждаемых деформируемых зеркал, не вызывающих изгиб оптической поверхности ОЭ более 0.1η

| Материал | $\beta \cdot 10^6, 1/K$ | $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ | $Q_T^{пр}, \text{Вт}$ | | |
|----------------|-------------------------|--|---|---|---|
| | | | $\alpha_{пр} = 5 \cdot 10^4, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $\alpha_{пр} = 1 \cdot 10^5, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $\alpha_{пр} = 1.5 \cdot 10^5, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ |
| Медь | 16.7 | 385 | 19.1 | 38.2 | 57.3 |
| Молибден | 5.1 | 130 | 62.7 | 125.4 | 188.1 |
| Бронза БрХ-0,8 | 16.2 | 314 | 19.8 | 39.6 | 59.4 |
| Карбид кремния | 2.8 | 190 | 114.3 | 228.6 | 342.9 |
| Кремний | 2.6 | 130 | 123.1 | 246.2 | 369.3 |
| Инвар | 1.0 | 11 | 320.0 | 640.0 | 960.0 |

2.1. Реализованные системы охлаждения

2.1.1. Воздушное охлаждение

Для анализа взято деформируемое зеркало прямоугольной апертуры. Корпус зеркала выполнен из сплава 29НК. Оптическая поверхность сформирована на подложке толщиной 3.5 мм, с нанесенными на обратную сторону шипами сечением 2×2 мм², шагом 1 мм, высотой 4 мм, выполненными для улучшения отвода тепла (вафельное оребрение). Оптическая подложка изготовлена из кремния и имеет зеркальное интерференционное покрытие, благодаря которому удастся использовать неохлаждаемую оптику. Деформирование подложки осуществляется 124 пьезоэлектрическими приводами. Приводы располагаются в отверстиях корпуса основы в шахматном порядке и через толкатели приклеены к подложке. Плоскость зеркала расположена в вертикальном направлении. Теплообмен может осуществляться как естественной, так и вынужденной конвекцией воздуха.

Естественная конвекция. На вертикальных поверхностях подложки (зеркальной и тыльной оребренной) имеет место теплообмен за счет естественной конвекции. Характер течения в развивающихся на поверхностях пограничных слоях определяется значением числа Грасгофа Gr. Оценки числа Грасгофа показали, что для протяженности вертикальной поверхности ДЗ и максимальных температурных напорах у зеркальной поверхности реализуется ламинарное течение воздуха. В расчетах предполагалось, что температура стенки

(а следовательно, и температурный напор) нарастала равномерно по времени от нуля до максимального значения в конце воздействия лазера. Было показано, что тепловая эффективность оребрения тыльной поверхности подложки $(m \cdot h_p) \cdot \text{th}(m \cdot h_p) \approx 1$ ($m = \sqrt{2\alpha / (\lambda \delta_p)}$ – параметр ребра; δ_p, h_p – ширина и высота ребра) как для условий естественной конвекции (коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ср}} \sim 10$ Вт/(м²·К)), так и для условий вынужденной конвекции ($\alpha_{\text{ср}} \sim 100$ Вт/(м²·К)). Таким образом, в первом приближении с хорошей точностью можно считать эффективность оребрения близкой к единице, и расчет теплоотдачи оребренной поверхности можно проводить как расчет теплоотдачи с соответствующей плоской поверхности, увеличенной на коэффициент развития поверхности K_F .

В расчетах также предполагалось, что каждому временному температурному напору соответствует свой установившийся ламинарный пограничный слой на теплообменной поверхности подложки. Подвод теплоты постоянен по времени, отвод теплоты нарастает с ростом температурного напора, истинное изменение которого $\Delta T_{\text{пр}}(t)$ рассчитывалось по формуле

$$\Delta T_{\text{пр}}(t) = \left(P_{\text{т}} t - \int_0^t Q_{\text{отв}}(t) dt \right) / (M_{\text{п}} C_p), \quad (8)$$

где $P_{\text{т}}, Q_{\text{отв}}(t)$ – подводимая и отводимая тепловые мощности, Вт; $M_{\text{п}}$ – масса подложки, кг; C_p – удельная теплоемкость материала подложки, Дж/(кг·К); t – время. На рис. 1 приведены характерные расчетные графики.

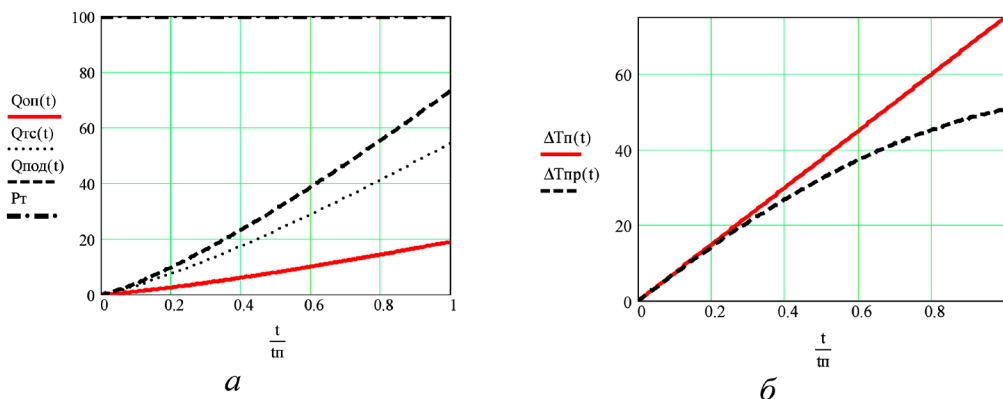


Рис. 1. Расчетные графики: *a* – рост отводимой естественной конвекцией мощности за время пуска: $P_{\text{т}}$ – подводимая тепловая мощность, Вт; $Q_{\text{оп}}(t)$ – мощность, отводимая только с оптической поверхности подложки; $Q_{\text{тс}}(t)$ – мощность, отводимая тыльной поверхностью подложки; $Q_{\text{под}}(t)$ – суммарная мощность, отводимая подложкой; *б* – изменение температуры подложки за время пуска $t_{\text{н}}$: $\Delta T_{\text{н}}(t)$ – температура при отсутствии теплообмена; $\Delta T_{\text{пр}}(t)$ – температура при наличии теплообмена естественной конвекцией в большом объеме

Принудительное охлаждение. Для обеспечения и повышения надежности подложки ДЗ (а следовательно, и всего зеркала) рассмотрим возможности принудительного охлаждения воздухом тыльной стороны подложки. Дополнительно к теплообмену за счет естественной конвекции со стороны зеркальной пластины подложки рассчитаем требуемый дополнительный теплообмен со стороны оребрения для того, чтобы температура подложки не превышала некую заданную критическую температуру $T_{кр}$ (или критический температурный перепад $\Delta T_{кр}$).

Из уравнения теплового баланса определяем необходимый коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции $\alpha_{крк}$ на тыльной стороне подложки

$$\alpha_{крк} = \frac{P_T}{S_{пл} \Delta T_{кр} K_F} - \frac{\alpha_{кр}(x=L_2)}{K_F}, \quad (9)$$

где $\alpha_{кр}(x=L_2)$ – коэффициент теплоотдачи за счет естественной конвекции на верхнем крае подложки ($x=L_2$). Например, при $\Delta T_{кр} = 80$ °С $\alpha_{кр}(x=L_2) = 6.7$ Вт/(м²·К), а $\alpha_{крк}$, рассчитанный по формуле (9), $\alpha_{крк} \approx 107$ Вт/(м²·К), т.е. на порядок больше $\alpha_{кр}(x=L_2)$. На основе [4] оценим вынужденный теплообмен в вафельных системах охлаждения, которой представляется оребренная часть подложки. Результаты в [4] для коридорной вафельной системы обобщены следующими степенными зависимостями для гидравлического сопротивления структуры (коэффициент гидравлического сопротивления ξ_2) и теплоотдачи – число Nu или комплекса K_1 :

$$\xi_2 = 0.72 Re_2^{-0.12},$$

$$K_1 = Nu Pr^{-1/3} = 0.115 Re_1^{0.73}, \quad (10)$$

полученные для $3 \cdot 10^2 < Re_2 < 1.5 \cdot 10^4$. В работе [4] Re_2 и Re_1 рассчитаны по средней и максимальной скоростям воздуха в каналах вафельной системы охлаждения. Число Рейнольдса, необходимое для достижения критической температуры, оценивается по формуле

$$Re_{кр} = \left(\frac{\alpha_{крк} d_T}{0.115 \lambda_B Pr^{1/3}} \right)^{1.37}, \quad (11)$$

где d_T – гидравлический диаметр канала, образованного в оребренной подложке; λ_B – теплопроводность воздуха. Применительно к нашему ДЗ $Re_{кр} = 305$, максимальная скорость воздуха в канале $w = 2.87$ м/с, потери давления в каналах на трение $\Delta P = 60.2$ Па.

2.1.2. Водяное охлаждение

Оценочные расчеты проведены для реализованного оптического блока, охлаждаемого водой ДЗ, сделанного полностью из меди, с диаметром оптической поверхности 410 мм. Толщина подложки зеркала $h = 1.5$ мм, толщина оптического блока $H = 12$ мм. СО – шахматная вафельная. Каналы шириной $\delta_k = 1.3$ мм и глубиной $h_k = 3.5$ мм нарезаны с шагом $t = 2.55$ мм (толщина ребра $\delta_p = 1.25$ мм) под углом 60°. На всю оптическую поверхность воздействовал равномерный тепловой поток мощностью $Q_T = 1$ кВт. При расчете использовались экспериментально полученные формулы [4] для коэффициента гидравлического сопротивления ξ_2 и числа Нуссельта Nu, верные в диапазоне изменения числа Рейнольдса от $Re = 6 \cdot 10^2$ до $Re = 6 \cdot 10^3$:

$$\xi_2 = 3.14 Re_2^{-0.12},$$

$$K_1 = Nu Pr^{-1/3} = 0.41 Re_1^{0.646}. \quad (8)$$

С обратной стороны оптического блока прикладывался компенсационный равномерный тепловой поток мощностью $Q_{Тк} = (0.1-0.2)Q_T$. Коэффициент приведенной теплоотдачи изменялся в диапазоне $\alpha_{пр} = (4.2-13.0) \cdot 10^4$ Вт/(м²·К). При этом максимальный прогиб оптической поверхности зеркала составил:

- 1) для расчетов по уравнению (8): (5–2.73) мкм при $Q_{Тк} = 0$, (3.74–1.85) мкм при $Q_{Тк} = 0.1Q_T$, (2.9–1.23) мкм при $Q_{Тк} = 0.2Q_T$;
- 2) для расчетов по формуле (4): (4.15–1.56) мкм при $Q_{Тк} = 0$, (2.9–0.85) мкм при $Q_{Тк} = 0.1Q_T$, (1.6–0.14) мкм при $Q_{Тк} = 0.2Q_T$.

2.2. Перспективные системы охлаждения

2.2.1. Система охлаждения с компланарными (скрещивающимися) каналами

Компланарная система реализует, по существу, два эффекта интенсификации теплоотдачи:

- 1) разрушение пограничного слоя в каналах малой относительной длины, на которые делятся каналы в результате их перекрещивания;
- 2) интенсивную турбулизацию основного потока за счет подкручивания и перемешивания жидкости.

Здесь продолжено исследование предложенной ранее для использования в пассивной металлооптике системы охлаждения на основе

компланарных каналов [6]. Проведен анализ термомодеформированного состояния оптического блока ДЗ с компланарной системой охлаждения. Конструкция системы охлаждения использует два яруса оребренных каналов, пересекающихся между собой под различным углом. Выбраны квадратные каналы двух размеров $1.5 \times 1.5 \text{ мм}^2$ и $1 \times 1 \text{ мм}^2$, выполненные в медной заготовке. В первом случае ребро имеет толщину $\delta_p = 0.6 \text{ мм}$, пористость системы $\varepsilon = 0.71$, гидравлический диаметр $d_r = 1.5 \text{ мм}$. Во втором случае толщина ребра $\delta_p = 1 \text{ мм}$, пористость системы $\varepsilon = 0.5$, гидравлический диаметр $d_r = 1 \text{ мм}$. Как один из предельных случаев скрещивания каналов (угол пересечения $2\beta = 0^\circ$) рассмотрена система с удвоенной высотой каналов (размеры каналов: 1) $1.5 \times 3.0 \text{ мм}^2$, $d_r = 2.0 \text{ мм}$; 2) $1.0 \times 2.0 \text{ мм}^2$, $d_r = 1.33 \text{ мм}$). Каналы в этом случае «поставлены» друг на друга, ребро сплошное. Также были рассчитаны случаи взаимно перпендикулярных скрещивающихся каналов ($2\beta = 90^\circ$) и каналов, пересекающихся под углом $2\beta = 120^\circ$. Для обоих случаев относительная длина канала выбрана одинаковой $l_k/d_r = 10$, что соответствует применению коротких каналов, теплообмен в которых примерно в 1.5 раза выше, чем в протяженных каналах с установившимся профилем температуры в жидкости.

В расчетах одиночного квадратного канала и «сдвоенного» канала применялись формулы для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в гладких каналах для ламинарного и турбулентного режимов течения воды комнатной температуры в них:

– для ламинарного режима течения ($Re < 2300$)

$\xi = A/Re$, ($A = 64$ для $h_k/\delta_k = 1$; $A = 62$ для $h_k/\delta_k = 2$),

$$Nu_{\text{л}} = 1.4 Pr^{0.33} \left(Re \frac{d_r}{l_k} \right)^{0.4}; \quad (12)$$

– для турбулентного режима течения ($Re > 2300$)

$$\xi = 0.316/Re^{0.25},$$

$$Nu_{\text{т}} = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43}. \quad (13)$$

Для скрещивающихся каналов использованы обобщения других исследователей с применением приведенных геометрических характеристик для трактов [7, 8]. В работе [7] для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в турбулентном режиме течения предложены следующие формулы:

$$\xi = \frac{\exp(5.24 + 2.94\beta)}{Re^{1.32}} + \exp(-4.7 + 3.46\beta), \quad (14)$$

$$Nu = \exp(-2.47 + 0.81\beta) Re^{0.68} Pr^{0.4}.$$

где угол β в радианах.

В работе [8] в качестве характерного размера при обобщении результатов принят эквивалентный диаметр $d_3 = V_b/F_b$ (V_b – объем, занимаемый теплоносителем в тракте; F_b – теплообменная поверхность тракта). Применительно к нашей конфигурации формулы примут вид:

$$V_b = \delta_k (\delta_k + \delta_p) \left[2h_k \left(1 - \frac{\delta_p}{\delta_k + \delta_p} \right) \right],$$

$$F_b = 2\delta_k (\delta_k + \delta_p) \left[1 + \left(\frac{2h_k}{\delta_k + \delta_p} \right) + \frac{2h_k \delta_k}{(\delta_k + \delta_p)^2} \right] \quad (15)$$

и эквивалентный диаметр равен $d_b = 1.44 \text{ мм}$ (для $2\beta = 90^\circ$) и $d_b = 0.8 \text{ мм}$ (для $2\beta = 120^\circ$).

Для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в турбулентном режиме течения в [8] предложены следующие формулы:

– для коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\xi = B/Re^n, \quad (16)$$

где $n = H / (6S) + 1.8\bar{\beta}^2 - 2\bar{\beta} + 0.55$; $B = 3.65H / S + 150\bar{\beta}^2 - 120\bar{\beta} + 21.15$, $H = h_{k1} + h_{k2} = 2h_k$; $S = \delta_p + \delta_k$ для $2\beta = 90^\circ$ $\bar{\beta} = 0.5$, для $2\beta = 120^\circ$ $\bar{\beta} = 2/3$.

Для наших расчетных случаев: 1) $n = 0.25$, $B = 4.13$ ($2\beta = 90^\circ$) и $n = 0.267$, $B = 13.3$ ($2\beta = 120^\circ$); 2) $n = 0.167$, $B = 2.3$ ($2\beta = 90^\circ$) и $n = 0.183$, $B = 11.5$ ($2\beta = 120^\circ$).

– для поверхностной теплоотдачи:

$$Nu_s = \left(0.24 - 0.185 \frac{H}{S} \right) Re^{0.16 \frac{H}{S} + 0.62} \quad (17)$$

или эмпирической формулы:

$$Nu_{\text{эк}} = B_1 Re^m, \quad (18)$$

где $B_1 = 0.22 - 0.3\bar{\beta}$ и $m = 0.45 + 0.63\bar{\beta}$, и для наших случаев $Nu_{\text{эк}} = 0.07 Re^{0.765}$ ($2\beta = 90^\circ$) и $Nu_{\text{эк}} = 0.02 Re^{0.87}$ ($2\beta = 120^\circ$).

Также для расчета поверхностной теплоотдачи использовалась формула для теплообмена турбулентного потока в коротких каналах [9]. Применительно к нашим условиям она трансформировалась к виду:

$$Nu_{\text{кк}} = 0.0345 (\delta_p/d_r)^{-0.12} Re^{0.8} Pr^{0.43}. \quad (19)$$

Ранее одним из авторов в работе [10] получены формулы для приведенной $\alpha_{пр}$ и поверхностной α_3 теплоотдачи компланарных каналов с размерами $\delta_k \times h_k = 1.5 \times 1.0 \text{ мм}^2$, скрещивающихся под углом $2\beta = 120^\circ$, пористостью системы охлаждения $\varepsilon = 0.5$:

$$\alpha_{пр} = 587.8 \text{Re}^{0.594}, \quad \alpha_3 = 63 \text{Re}^{0.7}. \quad (20)$$

Наши данные по поверхностной теплоотдаче были ближе к данным, полученным в [7, 9].

Результаты расчетов коэффициента гидравлического сопротивления показали, что превышение сопротивления относительно одиночного канала в развивающемся турбулентном режиме течения ($\text{Re} = (2.3-10) \cdot 10^3$) составляет:

1) для первой системы охлаждения 4.6 раза по уравнению (14) и 13 раз по уравнению (16) для $2\beta = 90^\circ$, 11 раз по (14) и 36 раз по (16) для $2\beta = 120^\circ$;

2) для второй системы охлаждения 4.6 раза по (14) и 14.8 раз по (16) для $2\beta = 90^\circ$, 11 раз по (14) и 64 раза по (16) для $2\beta = 120^\circ$.

При этом наблюдался небольшой рост сопротивления при увеличении числа Рейнольдса.

Данные расчетов по поверхностной теплоотдаче показали, что относительное превышение теплоотдачи в режиме развивающегося турбулентного течения ($\text{Re} = (2.3-10) \cdot 10^3$) при применении формул различных авторов составляет от 1.5 до 3 раз и снижается с ростом Re .

2.2.2. Многоярусные миниканальные системы охлаждения

Уменьшение гидравлического диаметра канала и тем самым увеличение компактности теплообменной поверхности представляется наиболее перспективным путем форсирования теплообменных характеристик СО для ДЗ. Многоярусная миниканальная СО с короткими каналами способна существенно увеличить $\alpha_{пр}$ и снизить изгибные перемещения. Здесь приведены результаты расчетных оценок термомодифицированного состояния охлаждаемого блока ДЗ с миниканальной СО, выполненной в меди. Рассмотрены три размера канала квадратного сечения с гидравлическими диаметрами $d_T = 0.2, 0.15, 0.1 \text{ мм}$. Каналы выполнены в тонких пластинах толщиной $h_{пер} = 0.3-0.15 \text{ мм}$ способом фотолитографии. Толщина ребра равна ширине канала (т.е. пористость $\varepsilon = 0.5$). Относительная длина каналов постоянна $l_k/d_T = 100$. Компактность СО оценивалась по

формуле $K_{co} = 2/h_{пер}$ и изменялась от $6.67 \cdot 10^3$ до $13.3 \cdot 10^3 \text{ 1/м}$ при изменении d_T от 0.2 мм до 0.1 мм. Пластины набраны в пакет и соединены термоактивной 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 ярусов системы от одного до шести. При этом в каналах поддерживался ламинарный режим течения воды, число Рейнольдса не превышало критического для ламинарного течения значения $\text{Re}_{кр} \leq 2.3 \cdot 10^3$. 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 $Q_T = 1 \text{ кВт}$. С обратной стороны оптического блока прикладывался компенсационный равномерный тепловой поток $Q_{тк} = (0.1-0.2)Q_T$.

Расчеты распределения температуры по толщине оптического блока проведены по моделям, предложенным в [11, 12]. При этом допущение о примерно равномерном распределении температуры по периметру миниканала, сделанное в [12], удовлетворительно согласуется с решением, предложенным в [11], только в случае, когда число ярусов 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 ярусу и ко всей системе $\alpha_{пр}$;
- 4) избыточная температура теплообменной поверхности подложки $\Delta\vartheta_{то}$;
- 5) максимальные изгибные перемещения оптической поверхности $W_{изг}(\bar{G}_m)$ как путем интегрирования распределения температуры по толщине, так и применением формулы (4);
- 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 $Q_{\text{тк}}$, приводящих к отсутствию изгиба);

8) определение удельного расхода жидкости, при достижении которого вариант охлаждаемого зеркала предпочтительней неохлаждаемого.

Выборочно результаты расчетов представлены в табл. 3.

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

$$Nu_{\text{пр}} = \varepsilon Nu + (1 - \varepsilon) \sqrt{2\lambda Nu / \lambda_{\text{в}}}, \quad (21)$$

$$Nu = 1.4 Pr^{0.33} \left(Re \frac{d_{\Gamma}}{l_{\text{к}}} \right)^{0.4}, \quad (22)$$

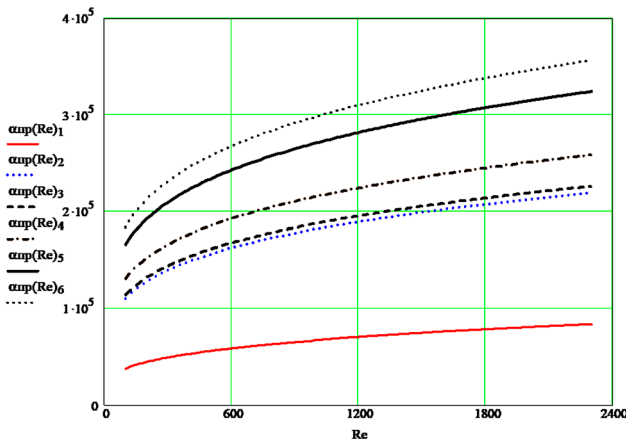


Рис. 2. Предельно возможные значения (многоярусная СО) коэффициента приведенной теплоотдачи в зависимости от числа Рейнольдса при ламинарном течении в микрочаналах с пористостью СО $\varepsilon = 0.5$. Индексы в $\alpha_{\text{пр}}(\text{Re})$: 1 – инвар; 2 – молибден; 3 – кремний; 4 – карбид кремния; 5 – бронза БрХ-0,8; 6 – медь

где $Nu_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}} d_{\Gamma} / \lambda_{\text{в}}$; λ , $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициенты теплопроводности материала и воды. Расчеты, проведенные по (21) и закону теплообмена при ламинарном режиме течения (22) [13], приведены на рис. 2 для СО из различных материалов.

Расчетами установлено, что для высокотеплопроводных материалов (при $\lambda > 130 \text{ Вт/(м·К)}$) коэффициенты приведенной теплоотдачи для одного яруса системы охлаждения практически различаются всего на 1–3 %.

Заключение

Приведенные формулы (1), (4) для оценок максимальных изгибных перемещений оптической поверхности пригодны как для неохлаждаемой, так и охлаждаемой оптики. Условие перехода (7) от неохлаждаемых к охлаждаемым ОЭ позволяет определиться с их конструктивными размерами и выбрать подходящую СО. При непродолжительных временах работы лазерных установок (порядка нескольких минут) надо стремиться использовать неохлаждаемую оптику путем подбора материала и применения высокоотражающих (или пропускающих) покрытий. Ограничения, накладываемые на предельную поглощаемую оптическим элементом тепловую мощность (2), (6), при которой обеспечивается геометрическая стабильность оптической поверхности, будут полезны при выборе материала, формировании требований к КЗО и $\alpha_{\text{пр}}$.

Проведенные оценки для реализованных и перспективных систем водяного охлаждения ДЗ показали, что системы с вафельными каналами технологически просты для реализации и позволяют получить приемлемые теплогидравлические характеристики. Для существенного увеличения теплообменных характеристик СО

Таблица 3. Результаты расчетов для $d_{\Gamma} = 0.1 \text{ мм}$ при числе Рейнольдса $Re_{\text{кр}} = 2.3 \cdot 10^3$ (т.е. при максимальном удельном расходе \bar{G}_m)

| Расчетная величина | Число ярусов | | | |
|--|--------------|-----------|-----------|-----------|
| | 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 |
| $\alpha \cdot 10^{-5}$, $\alpha_{\text{пр}} \cdot 10^{-5}$ (Вт/(м ² ·К)) | 0.53/1.04 | 0.53/1.97 | 0.53/2.65 | 0.53/3.44 |
| $\Delta \vartheta_{\text{то}}(\bar{G}_m)$, °С | 0.460 | 0.290 | 0.254 | 0.218 |
| Изгиб $W_{\text{изг}}(\bar{G}_m)$ (мкм) при $Q_{\text{тк}} = 0$ | 0.706 | 0.81 | 1.0 | 1.32 |
| Изгиб $W_{\text{изг}}(\bar{G}_m)$ (мкм) при $Q_{\text{тк}} = 0.1 Q_{\Gamma}$ | 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} (кг/(м ² ·с)) | > 34.4 | > 12.6 | > 7.3 | > 14.3 |

необходимо переходить на миниканальные ($d_r = 0.1\text{--}0.2$ мм), многоярусные системы с короткими каналами, работающими в области ламинарного режима течения и позволяющими увеличить $\alpha_{\text{пр}}$ в несколько раз по сравнению с канальными, вафельными и компланарными системами.

Список источников

1. Шанин Ю.И., Шанин О.И., Черных А.В., Шарапов И.С. Пределы работоспособности неохлаждаемых и охлаждаемых оптических элементов // Инженерно-физический журнал, 2017. Т. 90. № 6. С. 1380–1386.
2. Robert K. Tyson. Principles of Adaptive Optics, 4th ed. CRC Press, 2015, 360 p.
3. Chernykh A., Shanin Yu. Hydrodynamics and heat transfer in cooled active laser mirrors. *Journal of Physics: Conference Series* 891, 2017, 012044, pp. 1–7. DOI: 10.1088/1742-6596/891/1/012044
4. Шанин Ю.И. Теплогидравлические характеристики охлаждаемых деформируемых лазерных зеркал // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 1. С. 38–47.
5. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Теплообмен и гидросопротивление систем охлаждения лазерных зеркал из гофров // Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. № 4. С. 774–784.
6. Shanin Yu., A. Chernykh A. Possibilities of application of the swirling flows in cooling systems of laser mirrors. *Journal of Physics: Conference Series* 980, 2018, 012036, pp. 1–6. DOI: 10.1088/1742-6596/980/1/012036
7. Пелевин Ф.В., Ильинская О.И., Орлин С.А. Применение компланарных каналов в технике // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2014. № 37. С. 71–85.
8. Соколов Н.П., Полищук В.Г., Андреев К.Д. Теплообмен в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Энергетика. Электротехника. 2013. № 3 (178). С. 17–27.
9. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. Москва: Энергия, 1979. 216 с.
10. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Теплоотдача и гидросопротивление при упорядоченном вихреобразовании в системах охлаждения лазерных зеркал // V Международная конференция «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках»: тезисы докладов. Санкт-Петербург, 2015. С. 106–107.
11. Шанин О.И., Федосеев В.Н., Шанин Ю.И. Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве // Теплофизика высоких температур. 1991. № 2. Т. 29. С. 308–316.
12. 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
13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Москва: Энергия, 1973. 320 с.

References

1. Shanin Yu.I., Shanin O.I., Chernykh A.V., Sharapov I.S. [Operating capacity limits of cooled and uncooled optical elements]. *Journal of engineering physics and thermophysics*, 2017, vol. 90, no. 6, pp. 1310–1316.
2. Robert K. Tyson. Principles of Adaptive Optics, 4th ed. CRC Press, 2015, 360 p.
3. Chernykh A., Shanin Yu. Hydrodynamics and heat transfer in cooled active laser mirrors. *Journal of Physics: Conference Series* 891, 2017, 012044, pp. 1–7.
4. Shanin Yu.I. Teplogidravlicheskiye kharakteristiki okhlazhdayemykh deformiruyemykh lazernykh zerkal [Thermal-hydraulic characteristics of cooled deformable laser mirrors]. *Thermal processes in engineering*, 2019, vol. 11, no. 1, pp. 38–47. (In Russ.)
5. Shanin Yu.I., Shanin O.I. Heat exchange and hydraulic resistance of laser mirror cooling systems from corrugations. *Journal of engineering physics and thermophysics*, 2013, vol. 86, no. 4, pp. 827–838.
6. Shanin Yu., A. Chernykh A. Possibilities of application of the swirling flows in cooling systems of laser mirrors. *Journal of Physics: Conference Series* 980, 2018, 012036, pp. 1–6. DOI: 10.1088/1742-6596/980/1/012036
7. Pelevin F.V., Ilyinskaya O.I., Orlin S.A. Primeneniye komplanarnykh kanalov v tekhnike [The use of coplanar channels in technology]. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2014, no. 37, pp. 71–85. (In Russ.)
8. Sokolov N.P., Polishchuk V.G., Andreev K.D. Teploobmen v kanalakh pryamougol'nogo secheniya so skreshchivayushchimsya orebreniyem [The heat exchange in the rectangular cross section channels with crossed ribs]. *Vedomosti S.-PGPU. Energetika. Elektrotekhnika*, 2013, no. 3 (178), pp. 17–27. (In Russ.)
9. Sukomel A.S., Velichko V.I., Abrosimov Yu.G. Teploobmen i treniye pri turbulentnom techenii gaza v korotkikh kanalakh [Heat transfer and friction during turbulent gas flow in short channels]. Moscow, Energiya, 1979, 216 p. (In Russ.)
10. Shanin Yu.I., Shanin O.I. Teplootdacha i gidrosoptivleniye pri uporyadochenom vikhreobrazovanii v sistemakh okhlazhdeniya lazernykh zerkal [Heat transfer and hydraulic resistance during ordered vortex formation in laser mirror cooling systems] // V Mezhdunarodnaya konferentsiya "Teploobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh": tezisy dokladov. 2015, pp. 106–107. (In Russ.)
11. Shanin O.I., Fedoseev V.N., Shanin Yu.I. Heat transfer in multilayered direct-flow cooling systems with unilateral heating. *High Temperature*, 1991, vol. 29, no. 2, pp. 238–246.
12. Shanin Yu.I. Primeneniye minikanalov v sistemakh okhlazhdeniya lazernykh zerkal i chipov [Application of minichannels in cooling systems for laser mirrors and chips]. *Thermal processes in engineering*, 2020, vol. 12, no. 1, pp. 25–38. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2020-12-1-25-38
13. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. Osnovy teploperedachi [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Energiya, 1973. 320 p. (In Russ.)

Статья поступила в редакцию 14.09.2022; одобрена после рецензирования 27.09.2022; принята к публикации 27.09.2022.

The article was submitted on 14.09.2022; approved after reviewing on 27.09.2022; accepted for publication on 27.09.2022.