

Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 10. С. 462–475  
Thermal processes in engineering, 2024, vol. 16, no. 10, pp. 462–475

Научная статья  
УДК 536.25:62-405.8; 621.375  
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184115>  
EDN: <https://www.elibrary.ru/JSXJFI>

## Влияние технологии изготовления систем охлаждения лазерных зеркал и условий эксплуатации на их эффективность

Е.В. Леонов<sup>1</sup>, Ю.И. Шанин<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup>Научно-исследовательский институт Научно-производственное объединение «ЛУЧ», Подольск, Российская Федерация

<sup>2</sup>[ShaninYul@sialuch.ru](mailto:ShaninYul@sialuch.ru) ✉

**Аннотация.** В статье обсуждаются особенности влияния на теплообмен в системах охлаждения лазерных зеркал (СОЛЗ) технологических и эксплуатационных факторов. Рассмотрены особенности работы СОЛЗ в широком температурном интервале. Среди технологических факторов выделены и рассмотрены два: 1) шероховатость, присущая способу формирования структуры и способу ее соединения, и 2) термическое сопротивление соединения подложки, пакета охлаждения и основы зеркала. Экспериментально определены термические сопротивления паянных соединений при изготовлении лазерных зеркал. Влияние термического сопротивления на характеристики зеркала (поле температур, приведенную теплоотдачу, разогрев основы зеркала, термомодеформации оптической поверхности) исследовано аналитически. Методом электротепловой аналогии проведено экспериментальное исследование влияния локальных неоднородностей (непропаев в местах соединения) на температурное состояние ОЛЗ.

**Ключевые слова:** система охлаждения лазерного зеркала, гидравлическое сопротивление, теплоотдача, шероховатость, непропай, термосопротивление

**Для цитирования.** Леонов Е.В., Шанин Ю.И. Влияние технологии изготовления систем охлаждения лазерных зеркал и условий эксплуатации на их эффективность // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 10. С. 462–475. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184115>

Original article

## Influence of manufacturing technology of laser mirror cooling systems and operating conditions on their efficiency

E.V. Leonov<sup>1</sup>, Yu.I. Shanin<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup>LUCH Research and Production Association, Research and Development Institute, Podolsk, Russian Federation

<sup>2</sup>[ShaninYul@sialuch.ru](mailto:ShaninYul@sialuch.ru) ✉

**Abstract.** The article discusses the peculiarities of influence on heat exchange in cooling systems of laser mirrors of technological and operational factors. The operation of the cooling systems in a wide

temperature range is associated with a change in the thermophysical properties of the coolant in the temperature range from minus 50 °C to +50 °C. The strongest temperature dependence is manifested for the kinetic and dynamic viscosity of the coolant. To solve the problem, cooling systems are needed in which the coefficients of hydraulic resistance and effective heat transfer would be automodel or weakly dependent on the Reynolds number. These requirements are met by two types of heat exchange devices: collector-type systems and cooling systems with the presence of rip currents. As a possible solution, a checkerboard waffle system having suitable characteristics is proposed.

The technology of manufacturing mirror cooling systems is briefly considered: formation of channels, connection of the cooling system with the substrate and the mirror base (soldering or diffusion welding). Technological factors have the strongest impact on the thermal and hydraulic characteristics of the cooling system: 1) the roughness inherent in the methods of forming the structure and its connection, and 2) the thermal resistance at the points of connection of the cooling system with the substrate and the mirror base. Roughness of heat exchange surfaces increases resistance and heat transfer. It has been revealed that in relation to cooling systems of mirrors operating on water, energy efficiency (ratio of Nusselt number to hydraulic resistance coefficient) practically does not depend on technological roughness, since the increase in heat transfer is counteracted by the increase in hydraulic resistance. The thermal resistances of soldered and welded joints used in the manufacture of laser mirrors have been experimentally determined. The influence of thermal resistance in the places of connection of the cooling system with the substrate and the mirror base on its characteristics was studied analytically.

An experimental study of the influence of local inhomogeneities (non-soldering joints at the junction of the mirror substrate with the fins of the cooling system) on the temperature state of cooled laser mirrors was conducted using the electrothermal analogy method.

**Keywords:** laser mirror cooling system, hydraulic resistance, heat transfer, roughness, non-soldering, thermal resistance

**For citation.** Leonov E.V., Shanin Yu.I. Influence of manufacturing technology of laser mirror cooling systems and operating conditions on their efficiency. *Thermal processes in engineering*. 2024, vol. 16, no. 10, pp. 462–475. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184115>

## Введение

Вопросам исследования термических деформаций и теплообмена в пассивных лазерных зеркалах посвящено большое количество публикаций и обобщений полученных результатов [1–4]. Некоторые результаты наших исследований в области зеркал, имеющих технологически отработанные системы охлаждения (СО), также были приведены в периодической научной печати [5, 6]. Ранее в наших работах [7, 8] отмечалось, что из наиболее сильных технологических факторов, оказывающих влияние на тепло-гидравлические характеристики плоского теплообменника зеркала, можно выделить два: шероховатость, присущую способу формирования структуры и способу ее соединения, и термическое сопротивление соединения [7]. Также на теплонапряженное состояние зеркала вли-

ают дефекты: а) локальные непропаи в СО [9]; б) дефекты покрытия (изменение свойств, отслоение, наличие «грязных» пятен) [3, 8].

Судя по исследованию периодической литературы, глубокого анализа работы охлаждаемых лазерных зеркал (ОЛЗ) в широком диапазоне эксплуатационных температур не проводилось. Также в литературе отсутствуют аналитические и экспериментальные исследования влияния шероховатости формируемых технологическими методами (электроэрозия, фрезерование, пайка, диффузионная сварка) каналов СОЛЗ на их тепло-гидравлические характеристики.

В настоящей статье рассмотрены особенности функционирования ОЛЗ в условиях эксплуатации. Особо рассмотрены вопросы, связанные с влиянием технологических факторов при изготовлении каналов (шероховатость) и изготовлении зеркала (пайка, диффузионная свар-

ка) на тепло-гидравлическую эффективность работы зеркала под лазерной нагрузкой. Изложена технология изготовления макетов ОЛЗ. Влияние термического контактного сопротивления между слоями ОЛЗ на температурные поля и приведенную теплоотдачу проанализировано аналитически и исследовано экспериментально.

### 1. Особенности работы СО в широком температурном интервале

Эксплуатационные температуры лазерных зеркал располагаются в диапазоне от минус 50 °С до плюс 50 °С. В качестве теплоносителя используются вода и спиртоводные смеси (СВС). Основные особенности работы СОЛЗ в широком температурном интервале связаны с изменением теплофизических свойств теплоносителя в зависимости от температуры.

Плотность жидкостей  $\rho_{ж}$  при изменении температуры изменяется незначительно (~3–5 %) [10]. Теплопроводность жидкостей  $\lambda_{ж}$  обычно линейно изменяется с температурой [10], причем влияние температуры невелико. Теплопроводность спиртов снижается с ростом температуры, воды – повышается. Зависимость коэффициента теплопроводности  $\lambda_{ж}$  СВС от температуры весьма слабая. Для СВС (60 % вес.)  $\lambda_{ж}(-40\text{ °С}) = 0,3\text{ Вт/(м}\times\text{К)}$ , а  $\lambda_{ж}(+40\text{ °С}) = 0,314\text{ Вт/(м}\times\text{К)}$ , т.е. изменяется всего на 4,4 %. Изменение теплоемкости теплоносителей в указанном температурном интервале также невелико ( $\leq 1\%$ ) [10]. Основная особенность заключается в сильной температурной зависимости динамической вязкости жидкостей  $\mu_{ж}$  [10]:

$$\mu_{ж} = A \exp(B/T), \quad (1)$$

где  $T$  – абсолютная температура в К,  $A$  и  $B$  – постоянные. Экспериментальные данные [10] для 60 % (весовых) раствора этилового спирта в воде с точностью ~7 % обобщаются зависимостью типа (1):

$$\mu_{ж} = 1,54 \times 10^{-7} \exp(2874/T), [\text{Па}\times\text{с}]. \quad (2)$$

Вязкость определяет конкретные значения основных тепло-гидравлических характеристик СО – коэффициента сопротивления  $\xi$  и приве-

денного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{пр}$ . Чтобы получить систему, не сильно изменяющую свои характеристики при изменении температуры теплоносителя в указанных выше пределах, нужно найти решения, для которых указанные коэффициенты не зависят (или слабо зависят) от числа Рейнольдса  $Re$  (т.е. от вязкости, т.к.  $Re = (\rho_{ж} U d_T) / \mu_{ж}$ , где  $U$  – скорость,  $d_T$  – гидравлический диаметр), т.е. автомодельные к числу Рейнольдса в рабочем диапазоне системы. В традиционной теплообменной технике (трубы) в области малых чисел Рейнольдса коэффициент сопротивления сильно зависит от числа Рейнольдса ( $\xi = C/Re$ , где  $C$  – постоянная), а коэффициент теплоотдачи – слабо ( $Nu \sim Re^{0,5}$ ) и, наоборот, в области больших чисел  $Re$  слабо изменяется коэффициент сопротивления ( $\xi \sim C_1/Re^{0,25}$ ) и более сильно – коэффициент теплоотдачи ( $Nu \sim Re^{0,8}$ ). Подходящими характеристиками обладает лишь узкая область переходных чисел Рейнольдса. Характеристики же требуемой СО должны слабо зависеть в рабочем диапазоне температур от числа Рейнольдса. Сказанное иллюстрируется рис. 1. Рабочий диапазон по числам  $Re$  заключается в области  $Re = 5 \times 10^2 - 5 \times 10^3$ .

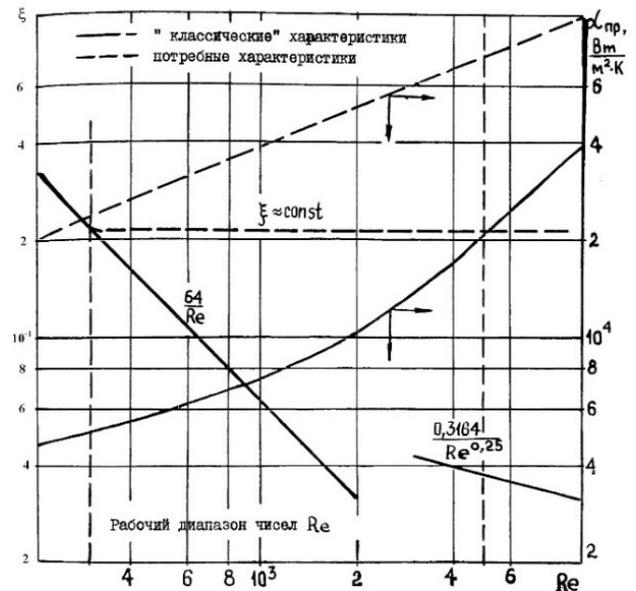


Рис. 1. К анализу эффективной работы СО в широком интервале температур

Автомодельностью сопротивления к числу Рейнольдса обладают два типа теплообменных

устройств: системы коллекторного типа и СО с наличием отрывных течений (вафельные, шаровые засыпки, пучки труб, насадки и т.п.). В первых системах потери давления определяются динамикой жидкости при течении, а эффекты, связанные с сопротивлением трения, ничтожно малы. Потери давления, а, следовательно, и расход в таких системах связаны с динамическими напорами и не зависят от вязкости теплоносителя. Аналогичная ситуация реализуется и с отрывными течениями, за тем исключением, что здесь может иметь место зависящий от вязкости ламинарный режим течения. Однако, в структурах со сложной топологией, как правило, переход в автомодельную область происходит при небольших числах Рейнольдса ( $Re \geq 500$ ).

Сказанное наглядно иллюстрируется результатами наших экспериментов [11]. Канальные системы с большими размерами каналов ( $d_r \sim 2 \times 10^{-3}$  м) ведут себя с точки зрения изменения гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса практически классически. У более чувствительных к технологии мелких каналов ( $d_r \leq 1 \times 10^{-3}$  м) несколько расширяется область переходных чисел Рейнольдса, но изменение  $\xi$  и  $\alpha_{пр}$  в рабочем диапазоне остается значительным.

Дальнейшее улучшение технологии приведет к большему соответствию с классическим поведением  $\alpha_{пр}(Re)$  и  $\xi(Re)$ , что можно заметить также и для канальных систем с интенсификацией. Таким образом, зеркала с указанными СО нужно проектировать на наиболее жесткие условия – область малых чисел  $Re$ . Однако в этой области тепло-гидравлические характеристики канальных СО низки ( $\xi \sim (0,1-0,2)$ ,  $\alpha_{пр} \sim (5 \times 10^3 - 2 \times 10^4)$  Вт/(м<sup>2</sup>×К)). Аналогично сильное изменение  $\alpha_{пр}$  в указанном диапазоне чисел  $Re$  (от  $\sim 7 \times 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>×К) при  $Re = 5 \times 10^2$  до  $\sim 4,5 \times 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>×К) при  $Re = 5 \times 10^3$ ) и менее сильное  $\xi$  (от 0,25 до 0,14 соответственно) наблюдается для коридорной вафельной системы. Ситуация изменяется для шахматной вафельной системы, коэффициент сопротивления которой в области  $Re = 5 \times 10^2 - 5 \times 10^3$ , хотя и высок ( $\xi \sim 3$ ), но практически постоянен, а приве-

денная теплоотдача изменяется не так существенно и довольно высока (от  $\sim 4 \times 10^4$  до  $\sim 9 \times 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>×К)).

Влияние переменной вязкости на теплоотдачу выражается еще и в ее изменении у нагретой стенки СО в случае воздействия на зеркало лазерной нагрузки. Последнее может быть учтено формулой Б.С. Петухова [12], справедливой для капельной жидкости:

$$Nu / Nu_0 = (\mu_{ст} / \mu_{ж})^n, \quad (3)$$

где  $Nu = \alpha d_r / \lambda_{ж}$  – число Нуссельта. При нагревании жидкости  $(\mu_{ст} / \mu_{ж}) < 1$ ,  $n = -0,11$ ; при охлаждении –  $(\mu_{ст} / \mu_{ж}) > 1$ ,  $n = 0,25$ . Число  $Nu_0$  вычисляется при среднемассовой температуре в данном сечении канала. Уравнение (3) справедливо при изменении  $(\mu_{ст} / \mu_{ж})$  от 0,08 до 40,  $10^4 < Re < 1,25 \times 10^5$  и  $2 < Pr < 140$ .

## 2. Влияние технологических факторов при изготовлении СО на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу

Проведенные ранее модельные исследования [9] и экспериментальные измерения [7] указывают на существенное влияние неидеальности технологии формирования СОЛЗ на теплоотдачу и температурные поля в зеркале. Здесь рассмотрено влияние технологических факторов на работу зеркал.

### 2.1. О технологии изготовления СО лазерных зеркал

Каналы для течения теплоносителя в заготовках макетов СО реальных зеркал выполнялись дисковой фрезой в пластине толщиной  $\sim 5$  мм, имитирующей основу зеркала. Для удаления мелких заусенцев каналы некоторых СО подвергались пескоструйной обработке (макеты №1, 2, 3 в табл. 1). Измерения величины шероховатости проводились на профилографе-профилометре модели 252 (погрешность  $\pm 5$  %). Было получено, что величина шероховатости на медных макетах после пескоструйной обработки составляет  $R_z = 10-20$  мкм. Подложка крепилась к основе пайкой или диффузионной сваркой.

Таблица 1. Характеристики исследованных макетов СО

№	Тип СО	Материал, $\lambda$ , Вт/(м×К)	Длина, ширина, высота, мм	Толщина подложки, мм	Высота СО $h_k$ , мм	Тип припоя	Характерные размеры СО, мм
1.	Канальная	медь М1, 395	110×30×6	1,0	3,0	Цинк–кадмий $T_{пл} = 266$ °С	$\delta_p = 2$ , $\delta_k = 2$
2.	Вафельная коридорная	медь М1, 395	110×32×4,9	0,8	2,4	Диф. сварка	$\delta_p = 2 \times 2$ , $\delta_k = 2$
3.	Модифицированная канальная	медь М1, 395	110×30×5,8	0,8	3,0	ПОС-61 ( $T_{пл} = 180$ °С)	$\delta_p = 2$ , $\delta_k = 2$ $\beta = 54^\circ$
4.	Канальная	нерж.сталь 18,5	110×30×6	1,0	3,0	Цинк–кадмий	$\delta_p = 2$ , $\delta_k = 2$
5.	Канальная	медь М1, 395	110×25×5,4	1,0	3,2	ПОС-61	$\delta_p = 0,43$ , $\delta_k = 0,54$
6.	Канальная	медь М1, 395	110×29×6,2	0,95	3,8	ПОС-61	$\delta_p = 0,54$ , $\delta_k = 0,6$
7.	Из гофров	инвар 36Н 15,4	110×30×4,0	1,1	1,6	ВПр-4 ( $T_{пл} \sim 970$ °С) $\delta_{пр} = 0,1$ мм	$\delta_p = 0,2$ , $l_k = 1,8$
8.	Вафельная шахматная	медь М1 395	110×30×5,1	0,9	2,8	Диф. сварка	$\delta_p = 2 \times 2$ , $\delta_k = 2$

Равномерный нагрев и отсутствие относительной деформации соединяемых деталей достигались пайкой в специальной печи. В среде воздуха, спаиваемые поверхности предварительно залуживались, а затем на них наносили слой припоя. При пайке использовались два типа припоев: оловянно-свинцовый припой ПОС-61 (61 % Pb, 39 % Sn) с температурой плавления около 180 °С и эвтектический сплав цинк–кадмий (20 % Zn, 80 % Cd), имеющий температуру плавления 266 °С. Нагрев изделия производился до температуры 200–250 °С при использовании припоя ПОС-61 и до 300 °С для припоя Zn–Cd. Пайка медных макетов производилась с канифольно-спиртовым раствором в качестве флюса, а макета из нержавеющей стали – с расплавом хлористых солей цинка (массовая доля 71 %) и аммония (29 % масс.), имеющего температуру плавления 180 °С. Были проведены измерения шероховатости медных пластин диаметром 30 мм, на которые наносился слой припоя Zn–Cd или ПОС-61 толщиной (0,1–0,2) мм. При измерениях выяснилось, что поверхность резко неоднородна в отношении величины шероховатости. Основная часть поверхности имела шероховатость ( $R_a$ ) на уровне (0,5–0,7) мкм. Вместе с тем имелись участки, где шероховатость достигала (2–3) мкм, а иногда 5 мкм и выше.

Выборочный контроль сплошности пайки производился на макетах с канальной СО (макет № 4, 5, 6) с помощью рентгеновского метода.

На рентгенограммах исследованных макетов были видны непропаи ребер в макете с широкими ребрами и каналами ( $\delta_p = \delta_k = 2$  мм). В макетах с шириной каналов на уровне (0,54–0,6) мм, несмотря на специальные меры при пайке, имелось несколько зон затекания припоя в каналы.

## 2.2. Влияние шероховатости каналов СО

Влияние шероховатой теплообменной поверхности на тепло-гидравлические характеристики СО оценивается по формуле [12]

$$\eta = (Nu_{ш}/Nu_{гл}) / (\xi_{ш}/\xi_{гл}), \quad (4)$$

где  $Nu_{ш}$ ,  $Nu_{гл}$ ,  $\xi_{ш}$ ,  $\xi_{гл}$  – числа Нуссельта (коэффициенты теплоотдачи) и коэффициенты гидравлического сопротивления для шероховатых и гладких каналов при одних и тех же значениях чисел Рейнольдса  $Re$  и Прандтля  $Pr$ . В зависимости от параметра шероховатости  $K_s^+ = K_s \sqrt{0,125\xi}/d_r$  (где  $K_s$  – высота эквивалентной шероховатости,  $d_r$  – гидравлический диаметр канала) для чисел Прандтля  $Pr \approx 10$  (вода)  $\eta$  изменятся незначительно от 1,1 до 0,8 ( $30 \leq K_s^+ \leq 300$ ). При работе на СВС в области низких температур выгодно иметь шероховатую теплообменную поверхность. В мелких каналах при  $K_s^+ > 100$  шероховатость не выгодна. В прямоугольных каналах с односторонним нагружением влияние шероховатости на  $\alpha_{пр}$  также менее заметно.

В проведенных экспериментах использовались образцы СО, полученные различными способами: нарезанием фрезой, волочением, электроэрозией [7]. Шероховатость увеличивает коэффициент гидравлического сопротивления. Этот факт широко известен и среди множества формул, аппроксимирующих экспериментальные данные, выбрана зависимость, приведенная в монографии Шлихтинга Г. [13] и хорошо описывающая результаты по гидравлическому сопротивлению  $\xi_{ш}$  для эквивалентной шероховатости в переходной области ее влияния (т.е. до области автомодельности):

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_{ш}}} = 1,74 - 2 \lg \left( \frac{2K_s}{d_r} + \frac{18,7}{\text{Re} \sqrt{\xi_{ш}}} \right). \quad (5)$$

где  $K_s$  – высота элементов эквивалентной песочной шероховатости. В дальнейшем эта зависимость использовалась для обобщения экспериментальных результатов. Для конкретного ее использования необходимо установить связь между технической шероховатостью, присущей способу формирования, и эквивалентной песочной шероховатостью  $K_s$ . Сведения о высоте микронеровностей  $R$  и  $R_z$ , образовавшихся в результате электроэрозионной обработки каналов, в зависимости от различных факторов содержат работы [14, 15]. В зависимости от материала и режима обработки (величины тока  $I$  и его частоты  $f$ ) величина  $R_z$  у металлокерамического твердого сплава Т14К8 составляет 5 мкм ( $I = 5$  А,  $f = 88$  кГц), а у стали 45 –  $R_z = 10$  мкм ( $I = 5$  А,  $f = 99$  кГц). Изменение характеристик процесса ( $I = 40$  А,  $f = 8$  кГц) приводит к увеличению шероховатости до 22 мкм у Т14К8 и 30 мкм у стали 45. Для нержавеющей стали 1Х18Н9Т величина  $R_z = (40–80)$  мкм в зависимости от длительности и энергии импульса [14].

При исследовании тепло-гидравлических характеристик у канальных СО, сформированных в молибдене электроэрозией, шероховатость изменялась в диапазоне  $R_z = (5–30)$  мкм. При отсутствии закономерности, связывающей  $K_s$  и  $R_z$ , в качестве первого приближения можно использовать  $K_s \approx R_z$ .

Интенсифицирующее теплоотдачу влияние шероховатости также хорошо известно. Наряду с многочисленными экспериментальными данными имеются различные аналитические под-

ходы к учету интенсифицирующего влияния шероховатости. Не останавливаясь на сравнительном анализе преимуществ и недостатков различных подходов, нами использован метод расчета теплоотдачи шероховатой поверхности при турбулентном течении, основанный на четырехслойной схеме потока (вязкий подслой, промежуточная область, вихревое ядро во впадине и турбулентное ядро в основном потоке) [16], который справедлив в широком диапазоне чисел  $\text{Re}$  и  $\text{Pr}$ . Формула для теплоотдачи носит аддитивный характер для вкладов в отдельных слоях и имеет несколько громоздкий вид:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{ш} = & \left( 1 + \frac{1,75}{\text{Pr} + 8} \right) \text{Re} \text{Pr} \sqrt{\frac{\xi_{ш}}{8}} \times \\ & \times \left\{ \sqrt{\frac{8}{\xi_{ш}}} (1,325 \sqrt{\xi_{ш}} + 1) \left[ 1 - \left( \frac{2K_s}{d_r} \right)^{\sqrt{\xi_{ш}}} \right] + \right. \\ & + 5\sqrt{n} \text{Pr} \left( \frac{1,285}{\text{Pr}^{0,21}} - \frac{0,265}{\text{Pr}^{1,2}} \right) + 5\sqrt{n} \ln(5 \text{Pr} + 1) + \\ & \left. + \sqrt{n} \frac{(2K_s/d_r) \text{Re} \sqrt{\xi_{ш}/32} - 30/\sqrt{n}}{\frac{1}{\text{Pr}} + 0,4 \sqrt{\frac{\xi_{ш}}{32}} \left( 1 - \frac{2K_s}{d_r} \right) \frac{2K_s}{d_r}} \right\}^{-1} \end{aligned} \quad (6)$$

где  $n = F_{ш}/F_{гп}$  – отношение полной шероховатой поверхности к поверхности гладкой трубы того же диаметра,  $\xi_{ш}$  – определен по формуле (5). Формула (6) содержит величину  $n$ , вычислить которую можно достаточно просто для искусственно нанесенной шероховатости. В случай технической шероховатости рассчитать  $n$  можно, имея статистический закон распределения шероховатости по размеру. Для оценок можно использовать первое приближение –  $n \approx 1$ .

Сравнение интенсификации теплоотдачи шероховатых поверхностей с гладкими каналами проводится при  $\text{Re} = \text{idem}$ . При условии ограничения перепада давления на теплообменнике ( $\Delta p = \text{idem}$ ) выигрыш в теплоотдаче при шероховатых стенках канала теряется за счет уменьшения расхода. Эффективность шероховатости с теплообменной точки зрения в этом случае можно оценить в соответствии с работами [12, 17] по отношению  $(\text{Nu}_{ш}/\text{Nu}_{гп})/(\xi_{ш}/\xi_{гп})$ ,

$(Nu_{ш}/Nu_{гл})^{3,5} / (\xi_{ш}/\xi_{гл})$  (где последнее отношение оценивает энергетическую эффективность теплообменной поверхности [17]).

Было проведено аналитическое исследование поведения безразмерных сопротивления  $\bar{\xi} = \xi_{ш} / \xi_{гл}$  и теплоотдачи  $\bar{Nu} = Nu_{ш} / Nu_{гл}$  в зависимости от высоты микронеровностей  $d_r/2K_s$  (рис. 2 а) и числа Рейнольдса  $Re$  (рис. 2 б) для воды ( $Pr = 7$ ). При этом для гладких каналов принимались зависимости, хорошо зарекомендовавшие себя в области развитого турбулентного течения:

$$\xi_{гл} = 0,3164 Re^{-0,25}, \quad Nu_{гл} = 0,023 Pr^{0,43} Re^{0,8}.$$

Сопротивление сильно возрастает при малых отношениях  $d_r/2K_s$ , теплоотдача нарастает медленнее. Применение воды при шероховатости  $50 < d_r/2K_s < 100$  дает отношение  $\bar{Nu}/\bar{\xi} = 0,95 - 1,02$  (рис. 2 а) и шероховатость практически не влияет на эффективность ( $\bar{Nu}^{3,5}/\bar{\xi}$ ). Использование же воздуха для этих же диапазонов параметра  $d_r/2K_s$  дает  $\bar{Nu}/\bar{\xi} = 0,75 - 0,77$  и энергетическая эффективность интенсификации от шероховатости сильно падает ( $\bar{Nu}^{3,5}/\bar{\xi}$ ) = 0,5 - 0,54. В оценках использовано предположение  $n = 1$ . В случае же  $n = 2$  заметно (на (20–30) %) снижается  $\bar{Nu}$ , а, следовательно, и  $\bar{Nu}/\bar{\xi}$ . Использование для шероховатых каналов известной зависимости Нуннера [17],

$$\bar{Nu} = \frac{Nu_{ш}}{Nu_{гл}} = \frac{\xi_{ш}}{\xi_{гл}} \frac{1 + 1,5 Re^{-1/8} Pr^{-1/6} (Pr + 1)}{1 + 1,5 Re^{-1/8} Pr^{-1/6} \left( \frac{\xi_{ш}}{\xi_{гл}} Pr + 1 \right)}, \quad (7)$$

дает заниженные результаты, чем в случае использования формулы (6) при  $n = 1$ . Это может свидетельствовать о том, что  $n > 1$ . С другой стороны, авторы [17] критикуют зависимость (7) из-за ошибочной физической модели, положенной Нуннером в основу своих расчетов. Таким образом, энергетическая эффективность теплообменников СОЛЗ, работающих на воде ( $Pr = 5-10$ ), при условии  $\Delta p = idem$  практически

не зависит от шероховатости. Можно показать, что при одностороннем тепловом потоке в такой теплообменник шероховатость стенок каналов оказывает слабое влияние на приведенные характеристики теплоотдачи ( $[(\alpha_{пр})_{ш}/(\alpha_{пр})_{гл}] = 1,1-1,2$ ) и сильнее сказывается на теплоизоляции конструкции ( $[(K_{ти})_{ш}/(K_{ти})_{гл}] = 0,4-0,5$ , где  $K_{ти}$  – коэффициент теплоизоляции – отношение избыточных температур теплообменных поверхностей основы и подложки).

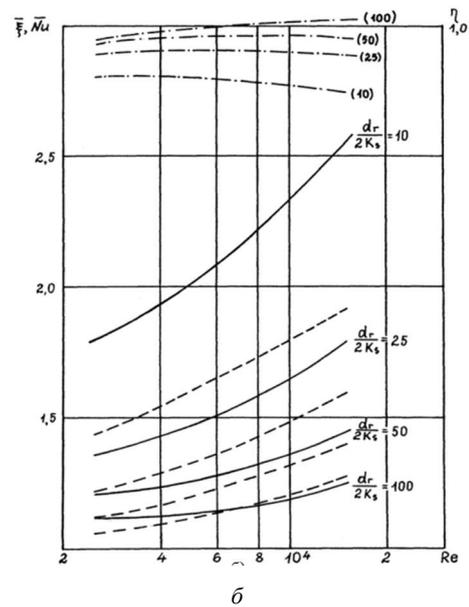
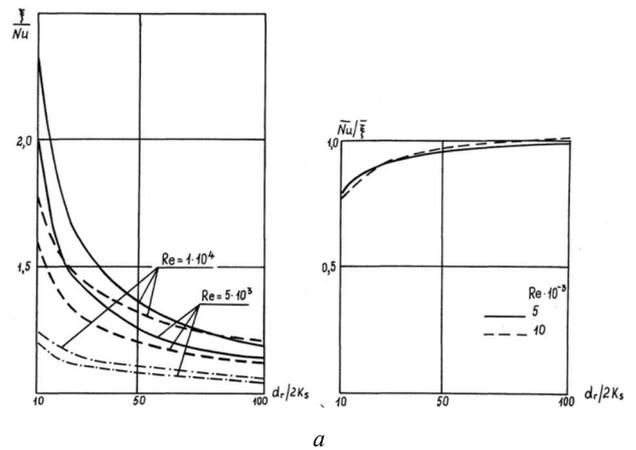


Рис. 2. а – зависимость относительных коэффициентов трения  $\bar{\xi} = \xi_{ш}/\xi_{гл}$  и теплоотдачи  $\bar{Nu} = Nu_{ш}/Nu_{гл}$  от высоты микронеровностей при турбулентном течении воды,  $Pr = 7$ : сплошная линия –  $\bar{\xi}$ , штриховая линия –  $\bar{Nu}$  [16], штрихпунктирная линия –  $\bar{Nu}$  [17]; б – зависимость относительных трения  $\bar{\xi}$  (сплошная кривая) и теплоотдачи  $\bar{Nu}$  (штриховая кривая) и эффективности  $\eta = \bar{Nu}/\bar{\xi}$  (штрихпунктирная линия) для шероховатых поверхностей от числа  $Re$

**2.3. Влияние контактного сопротивления между слоями теплообменника**

**2.3.1. Экспериментальное исследование термического сопротивления**

Исследование термического сопротивления  $R_T$  паяных или сварных швов производилось на цилиндрических образцах диаметром 20 мм и длиной 30 мм. Для повышения точности измерений величины  $R_T$  в каждом цилиндрическом образце имелось два стыка. Эксперименты проводились в стационарном режиме методом аксиального теплового потока в вакууме при давлении 0,13 Па. Тепловой поток определялся по перепаду температур на эталоне, а температурный перепад в паяном или сварном цилиндрическом образце определялся с помощью двух термопар. Теплопроводность материала измерялась на сплошном образце-свидетеле (эталоне), изготовленном из того же материала. Величина термического сопротивления находилась по зависимости (погрешность 10 %)

$$R_T = 0,5l_0 (\lambda_{изм}^{-1} - \lambda_T^{-1}),$$

где  $l_0$  – расстояние между термопарами, м;  $\lambda_{изм}$  – теплопроводность паяного или сварного цилиндрического образца, Вт/(м×К);  $\lambda_T$  – теплопроводность образца-свидетеля, Вт/(м×К). Величи-

на  $\lambda_{изм}$  определялась из выражения  $\lambda_{изм} = ql_0/\Delta t$ , где  $\Delta t$  – перепад температур на длине  $l_0$ , К. Результаты исследования термических сопротивлений паяных и сварных швов для медных образцов представлены в табл. 2. Пайка производилась припоями: ПСр-72, ПСр-3Кд, ПОС-61 и на основе индия, имеющими температуру плавления в диапазоне (120–780) °С. Измерения показали, что термические сопротивления в месте пайки или сварки поверхностей могут быть значительными. Анализ данных в табл. 2 показывает недостаточную воспроизводимость результатов по величине  $R_T$ . Например,  $R_T$  в месте пайки медных образцов припоем ПОС-61 изменяется от  $0,5 \times 10^{-5}$  (м<sup>2</sup>×К)/Вт для образца № 8 до  $1,71 \times 10^{-5}$  (м<sup>2</sup>×К)/Вт для образца № 9.

Для проверки качества пайки были исследованы образцы № 1, 3, 4 (табл. 2). Они разрезались вдоль оси цилиндра на две части электроэрозионным способом и изготавливались шлифы. Металлографический анализ показал следующее. Образец № 1 (диффузионная сварка): в центральной части на 70 % длины (общая длина 15 мм) имеется непровар. Образец № 3 (пайка припоем ПСр-72 толщиной 0,05 мм): обнаружены значительные участки паяного соединения с непропаем, суммарная длина которых составляла ~ 55 % от длины соединения.

**Таблица 2. Термическое сопротивление при пайке или сварке медных образцов ( $\lambda = 395$  Вт/(м×К),  $R_{пр}$  – термическое сопротивление слоя припоя)**

Номер образца	Припой				$t$ нагрева, °С	Среда	$R_T \times 10^5$ (м <sup>2</sup> ×К)/Вт		$R_{пр} \times 10^6$ (м <sup>2</sup> ×К)/Вт
	Тип	$\delta_{пр}$ , мм	$\lambda_{пр}$ , Вт/(м×К)	$t_{пл}$ , °С			50 °С	150 °С	
1	Диффузионная сварка полированных поверхностей	–	–	–	850	вакуум (0,13 Па)	1,04	1,07	–
2	Диффузионная сварка пескоструйных поверхностей	–	–	–	850	Вакуум (0,13 Па)	1,27	1,29	–
3	ПСр-72	0,05	96	780	820–850	аргон (2,5×10 <sup>4</sup> Па)	0,52	0,56	0,52
4	ПСр-72	0,10	96	780	820–850	аргон (2,5×10 <sup>4</sup> Па)	0,37	0,26	1,04
5	ПСр-72 (поджатие ~10 <sup>4</sup> Па)	0,10	96	780	800–820	вакуум (2×10 <sup>-4</sup> мм рт. ст.)	0,48	0,44	1,04
6	ПСр-72	0,10	96	780	800–820	вакуум (2×10 <sup>-4</sup> мм рт. ст.)	0,50	0,46	1,04
7	ПСр-3Кд	0,1	–	340	360	воздух (10 <sup>5</sup> Па)	0,45	0,48	–
8	ПОС-61	0,025	5,02	180	220–240	воздух (10 <sup>5</sup> Па)	0,50	0,53	5
9	ПОС-61	0,05	5,02	180	220–240	воздух (10 <sup>5</sup> Па)	1,71	1,29	10
10	ПОИИ-52 (на основе индия)	0,05	34	118	180	Воздух (10 <sup>5</sup> Па)	1,02	0,89	1,47

Причины образования непропаев, по-видимому, связаны с технологическими отклонениями при пайке образца. Образец № 4 (пайка припоем ПСр-72 толщиной 0,1 мм): обнаружено 6 участков паяного шва длиной (0,2–0,7) мм (каждый) с непропаем. Общая длина участков с непропаем составляет ~15 % длины соединения. В случае качественного паяного соединения толщина шва составляла (0,03–0,04) мм. Таким образом, выборочный металлографический анализ подтвердил результаты тепловых измерений и несовершенство паяных или сварных швов в тепловом отношении. С учетом полученных результатов по  $R_T$  паяных и сварных швов нагрев макетов СО (табл. 1) проводился поочередно со стороны подложки и основы. Нагрев в последнем случае позволял практически избавиться от влияния термического сопротивления на теплоотдачу и распределение температуры. В то же время такой способ испытаний позволил определить экспериментально величину термического сопротивления  $R_T$  [7].

**2.3.2. Аналитическое исследование влияния термического сопротивления**

Нами получено [18] аналитическое решение задачи для температурного поля и приведенной теплоотдачи в проточных СО при наличии двух различных термических сопротивлений  $R_T$  в местах контактов ребер с пластинами (см. расчетную схему на рис. 3).

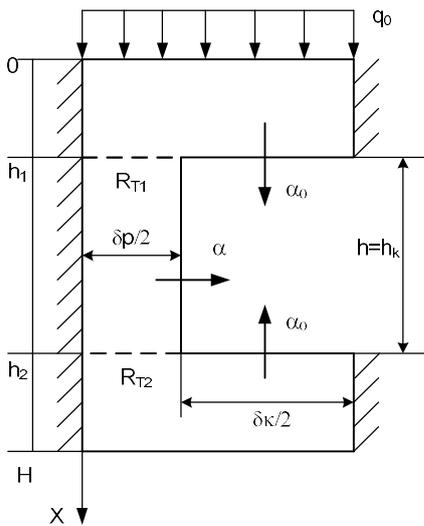


Рис. 3. Расчетная схема учета влияния 2-ух стороннего термического сопротивления

При  $x = h_1$  и  $x = h_2$  терпит разрыв тепловой поток и температура  $\vartheta$ :

$$\vartheta_I(h_1) - \vartheta_{II}(h_1) = (-\lambda \times \partial \vartheta_{II} / \partial x)_{x=h_1} R_{T1}, \quad (8)$$

$$\vartheta_I(h_2) - \vartheta_{II}(h_2) = (-\lambda \times \partial \vartheta_{II} / \partial x)_{x=h_2} R_{T2}. \quad (9)$$

Вводя обозначение

$$\text{th} \Psi_i = \varepsilon \alpha_0 / ([ (1 - \varepsilon) + \varepsilon \alpha_0 R_{T_i} ] \lambda m), \quad i = 1, 2, \quad (10)$$

получено решение для распределения температуры в компактной форме:

$$\begin{aligned} \vartheta_I = & \frac{q_0 \text{ch} \psi_1}{\lambda m [(1 - \varepsilon) + \varepsilon \alpha_0 R_{T1}]} \times \\ & \times \frac{\text{ch}(mh + \psi_2) + \lambda m R_{T1} \text{sh}(mh + \psi_2)}{\text{sh}(mh + \psi_1 + \psi_2)} + \\ & + \frac{q_0}{\lambda} (h_1 - x) \end{aligned} \quad (11)$$

для температуры в лицевой пластине (подложке зеркала),

$$\begin{aligned} \vartheta_{II} = & \frac{q_0 \text{ch} \psi_1}{\lambda m [(1 - \varepsilon) + \varepsilon \alpha_0 R_{T1}]} \times \\ & \times \frac{\text{ch}[m(h_2 - x) + \psi_2]}{\text{sh}(mh + \psi_1 + \psi_2)} \end{aligned} \quad (12)$$

для температуры в ребре системы охлаждения,

$$\begin{aligned} \vartheta_{III} = & \frac{q_0 \text{ch} \psi_1}{\lambda m [(1 - \varepsilon) + \varepsilon \alpha_0 R_{T1}]} \times \\ & \times \frac{\text{ch} \psi_2 - \lambda m R_{T2} \text{sh} \psi_2}{\text{sh}(mh + \psi_1 + \psi_2)} \end{aligned} \quad (13)$$

для температуры в основе зеркала,

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр}} = & \frac{q_0}{\vartheta_I(h_1)} = \\ = & \varepsilon \alpha_0 + (1 - \varepsilon) \frac{\text{th}(mh + \psi_2)}{\frac{1}{\lambda m} + R_{T1} \text{th}(mh + \psi_2)} \end{aligned} \quad (14)$$

для приведенного коэффициента теплоотдачи.

Воздействие термического сопротивления на приведенную теплоотдачу для случая  $R_{T1} = R_T$ ,  $R_{T2} = 0$  охарактеризовано коэффициентом эффективности оребрения  $K_{R_T}$  и перепадом температур на границе подложка–ребро  $\Delta \theta_{\text{п}}$ :

$$K_{R_T} = \frac{\alpha_{np}(R_T) - \varepsilon\alpha_0}{\alpha_{np}(R_T = 0) - \varepsilon\alpha_0} = \left\{ 1 + \left( \frac{\lambda}{h_k} R_T \right) mh_k \operatorname{th}(mh_k + \varphi) \right\}^{-1}, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta\theta_{\Pi}}{\theta_{\Pi} - \theta_o} = \\ & = \frac{\bar{R}_T mh_k [\operatorname{th}\varphi + \operatorname{th}(mh_k + \varphi)] \times}{\left[ 1 + \bar{R}_T mh_k \operatorname{th}\varphi + \operatorname{th}\varphi / \operatorname{th}(mh_k + \varphi) \right] \times} \quad (16) \\ & \quad \times \operatorname{ch}(mh_k + \varphi) \\ & \quad \times \left[ \operatorname{ch}(mh_k + \varphi) - \operatorname{ch}\varphi \right], \end{aligned}$$

где  $\theta_{\Pi} - \theta_o$  – разность температур на ребре без учета термического сопротивления. Анализ влияния термосопротивления на вклад оребрения в теплоотдачу показал высокую чувствительность систем с высокотеплопроводными ребрами к термическому сопротивлению в месте соединения. В частности, при  $R_T = 5 \times 10^{-6} \text{ м}^2 \times \text{К/Вт}$  коэффициент эффективности оребрения  $K_{R_T} = 0,3-0,4$  для медного гофра (или ребра) (что свидетельствует о существенном снижении приведенной теплоотдачи) и  $K_{R_T} = 0,6-0,7$  для инварового гофра (или ребра).

Подробное аналитическое решение для температурного поля при термическом сопротивлении между ребрами получено в [18] (включая двухстороннее расположение термосопротивления, характерное для СО из гофров). Там же проанализировано влияние на  $\alpha_{np}$ , скачок температуры на границе пластина–ребро в зависимости от интенсивности охлаждения, величины относительного термического сопротивления  $\bar{R}_T = \lambda R_T / h_k$  (где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала каркаса системы охлаждения,  $h_k$  – высота канала СО) и места его расположения. В экспериментах по определению приведенной теплоотдачи влияние термического сопротивления на границе пластина–ребро изучалось при нагружении тепловым потоком оребренной  $\alpha_{np}(R_T = 0)$  и неоребренной  $\alpha_{np}(R_T)$  пластин, а собственно термическое сопротивление вычислялось по формуле [7]:

$$R_T = \frac{\alpha_{np}(R_T) - \alpha_{np}(R_T = 0)}{(\alpha_{np}(R_T) - \varepsilon\alpha_0)\lambda m}. \quad (17)$$

Согласно уравнения (14), если имеется термосопротивление со стороны теплонагруженной стороны теплообменника (т.е.  $R_{T1} = R_T$ ,  $R_{T2} = 0$ ), то приведенная теплоотдача описывается формулой:

$$\alpha_{np} = \varepsilon\alpha_0 + (1 - \varepsilon) \frac{\lambda m \operatorname{th}(mh + \varphi)}{1 + \lambda m R_T \operatorname{th}(mh + \varphi)}, \quad (18)$$

где  $m = \sqrt{2\alpha / (\delta_p \lambda)}$  – параметр ребра,  $\delta_p$  – толщина ребра системы охлаждения,  $\operatorname{th}\varphi = \varepsilon\alpha_0 / [(1 - \varepsilon)\lambda m] \leq 1$ . Проанализировано влияние термосопротивления  $R_T$  на коэффициент интенсификации теплоотдачи  $K_{ин} = f(\varepsilon, \bar{R}_T) = \alpha_{np} / \alpha$  (где  $\varepsilon$  – пористость системы охлаждения,  $\alpha$  – средний коэффициент поверхностной теплоотдачи в системе охлаждения,  $\bar{R}_T = \lambda R_T / h_k$ ) и термоперемещение  $\delta$  нагреваемой поверхности. Коэффициент интенсификации теплоотдачи  $K_{ин}$  при отсутствии термосопротивления имеет вид:

$$K_{ин} = \frac{\alpha_{np}}{\alpha_0} = \frac{(1 - \varepsilon)D \operatorname{th}(D\tilde{h}) + \varepsilon \operatorname{Bi}_0}{\operatorname{Bi}_0 (1 - \varepsilon)D + \varepsilon \operatorname{Bi}_0 \operatorname{th}(D\tilde{h})} + \varepsilon, \quad (19)$$

где

$$\begin{aligned} \tilde{h} &= h_k / d_r, \\ D &= \sqrt{\operatorname{Bi} / (1 - \varepsilon)}, \\ \operatorname{Bi} &= \alpha_r d_r^2 / \lambda = 2\varepsilon(2\tilde{h} - 1) \operatorname{Nu} / (\Lambda\tilde{h}), \\ \operatorname{Bi}_0 &= \operatorname{Nu} / \Lambda, \\ \Lambda &= \lambda / \lambda_{ж}. \end{aligned}$$

Опуская преобразования, из формулы (19) получено:

$$K_{ин}(R_T) = \frac{(1 - \varepsilon)D}{\operatorname{Bi}_0} \times \frac{(1 - \varepsilon)D \operatorname{th}(D\tilde{h}) + \varepsilon \operatorname{Bi}_0}{(1 - \varepsilon)D + \varepsilon \operatorname{Bi}_0 \operatorname{th}(D\tilde{h})} + \varepsilon. \quad (20)$$

Выделяя в (20) в явном виде пористость и преобразуя константы, получим выражения для вариантного расчета  $K_{ин}$  для канальной системы охлаждения:

$$K_{ин}(R_T) = \frac{\sqrt{C_1 \varepsilon (1-\varepsilon)} \left( \sqrt{C_1 \varepsilon (1-\varepsilon)} \operatorname{th} \left[ \sqrt{\tilde{h}^2 C_1 \varepsilon / (1-\varepsilon)} \right] + \varepsilon C_2 \right)}{C_2} / \left\{ \sqrt{C_1 \varepsilon (1-\varepsilon)} + \varepsilon C_2 \operatorname{th} \left( \sqrt{\tilde{h}^2 C_1 \varepsilon / (1-\varepsilon)} \right) + \bar{R}_T \sqrt{\tilde{h}^2 C_1 \varepsilon / (1-\varepsilon)} \left[ \varepsilon C_2 + \sqrt{C_1 \varepsilon (1-\varepsilon)} \operatorname{th} \left[ \sqrt{\tilde{h}^2 C_1 \varepsilon / (1-\varepsilon)} \right] \right] \right\}, \quad (21)$$

где  $C_1 = (\text{Nu}/\Lambda)[2(2\tilde{h}-1)/\tilde{h}]$ ,  $C_2 = \text{Nu}/\Lambda$ . Полученную зависимость (21) проиллюстрируем для канальной СО ( $h_k = 4$  мм,  $\delta_k = \delta_p = 1$  мм), сформированной в меди ( $\Lambda = \lambda/\lambda_{ж} = 395/0,6 \approx 660$ ), по каналам которой в турбулентном режиме протекает вода комнатной температуры ( $\text{Pr} \approx 7$ ,  $\text{Nu} = 0,023\text{Pr}^{0,43}\text{Re}^{0,8}$ ). В зависимости от пористости при параметрическом изменении числа  $\text{Re}$  и  $\bar{R}_T$  получен график на рис.4. Наряду с двукратным уменьшением  $K_{ин}$  при  $\bar{R}_T = 1$  по сравнению с  $\bar{R}_T = 0$  имеется также тенденция к уменьшению оптимальной пористости с  $\varepsilon = 0,75-0,8$  до  $\varepsilon = 0,45-0,55$ . Деформации тепловоспринимающей стороны теплообменника лазерного зеркала состоят из термических перемещений за счет расширения и изгиба. Так как изгибную составляющую можно однозначно связать с термическим расширением, то анализировалось только поведение расширения без и с термическим сопротивлением. Терморасширение пакета охлаждения  $\delta(R_T)$  с учетом термосопротивления со стороны теплонагруженной подложки толщиной  $h_1$  рассчитывается по формуле:

$$\delta(R_T) = \frac{q_0 \beta}{\lambda m} \times \left\{ \frac{mh_1^2}{2} + \frac{h_1 m [1 + R_T \lambda m \operatorname{th}(mh + \varphi) \operatorname{ch}(mh + \varphi) + \operatorname{sh}(mh + \varphi) - m(h_1 + h) \operatorname{sh} \varphi \operatorname{ch} \varphi]}{(1-\varepsilon)m} \right\} \times \left[ \operatorname{sh}(mh + \varphi) \left( 1 + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \alpha R_T \right) + \operatorname{th} \varphi \operatorname{ch}(mh + \varphi) \right] \quad (22)$$

Вводя обозначения  $x = mh$ ,  $y = mh + \varphi$ ,  $\bar{h} = h_1/h$ ,  $h = h_k$  и обезразмеривая (22), получим

$$\bar{\delta}(R_T) = \frac{\delta(R_T)}{\left( \frac{q_0 \beta h_1^2}{\lambda} \right) - \frac{1}{2}} = \frac{\bar{h} (1 + \bar{R}_T x \operatorname{th} y) \operatorname{ch} y + \operatorname{sh} y - \operatorname{sh} \varphi - \bar{h} x \operatorname{ch} \varphi - x \operatorname{ch} \varphi}{(1-\varepsilon)x^2 \bar{h}^2 \left[ \operatorname{sh} y \left( 1 + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \alpha_0 R_T \right) + \operatorname{th} \varphi \operatorname{ch} y \right]} \quad (23)$$

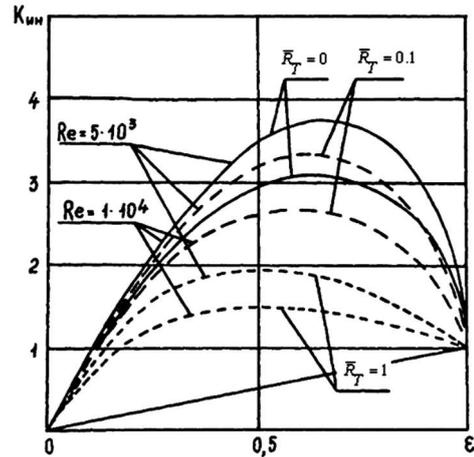


Рис. 4. Зависимость коэффициента интенсификации теплоотдачи  $K_{ин}$  от пористости  $\varepsilon$  при параметрическом изменении скорости течения теплоносителя и величины термического сопротивления  $\bar{R}_T = \lambda R_T / h_k$  (прямоугольный канал в меди,  $h_k = 4$  мм,  $d_f = 1,6$  мм)

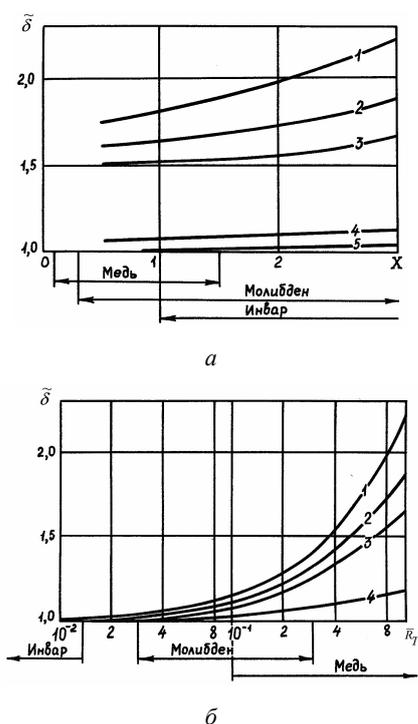
При  $R_T = 0$  имеем из (23)

$$\bar{\delta}(R_T = 0) = \frac{\delta}{\left( \frac{q_0 \beta h_1^2}{\lambda} \right) - \frac{1}{2}} = \frac{\operatorname{ch} \varphi [\operatorname{ch} y + \operatorname{ch} \varphi - \frac{1}{x \bar{h}} (\operatorname{sh} y - \operatorname{sh} \varphi - x \operatorname{ch} \varphi)]}{(1-\varepsilon)x \bar{h} \operatorname{sh}(x + 2\varphi)} \quad (24)$$

Степень воздействия термосопротивления на перемещение охарактеризовано отношением

$$\tilde{\delta} = \frac{\bar{\delta}(R_T)}{\bar{\delta}(R_T = 0)} = \frac{\left\{ \bar{h} x [1 + \bar{R}_T x \operatorname{th} y] \operatorname{ch} y + \operatorname{sh} y - \operatorname{sh} \varphi - \bar{h} x \operatorname{ch} \varphi - x \operatorname{ch} \varphi \right\} \operatorname{sh}(x + 2\varphi)}{x \bar{h} \operatorname{ch} \varphi \left[ \operatorname{sh} y (1 + \bar{R}_T x \operatorname{th} y) + \operatorname{th} \varphi \operatorname{ch} y \right] \times \left[ \operatorname{ch} y - \operatorname{ch} \varphi + \frac{\operatorname{sh} y - \operatorname{sh} \varphi - x \operatorname{ch} \varphi}{x \bar{h}} \right]} \quad (25)$$

Несмотря на сложную функциональную зависимость, (25) не содержит размерных величин и позволяет провести качественный и количественный анализ по безразмерным комплексам  $x$ ,  $\bar{R}_T$ ,  $\varphi$ . Относительное терморасширение  $\tilde{\delta}$  возрастает с увеличением  $x$ ,  $\bar{R}_T$  и уменьшается с ростом  $\varphi$ , и наиболее сильно проявляет себя при больших  $x$  (рис. 5). Паяное соединение материалов с  $\lambda = 150\text{--}400$  Вт/(м×К) может увеличить  $\tilde{\delta}$  на (15–100)%.



**Рис. 5.** Влияние термического сопротивления между подложкой и ребрами на относительное терморасширение при  $\bar{h}=1/3$ : *a* – в зависимости от интенсивности охлаждения  $x$  (1–3 –  $\bar{R}_T = 1$ ; 1 –  $\varphi = 0,1$ ; 2 –  $\varphi = 0,2$ ; 3 –  $\varphi = 0,3$ ); 4 –  $\bar{R}_T = 0,1$ ;  $\varphi = 0,1$ ; 5 –  $\bar{R}_T = 0,01$ ,  $\varphi = 0,1\text{--}0,5$ ); *б* – в зависимости от термического сопротивления  $\bar{R}_T$  при  $x=3$  (1 –  $\varphi = 0,1$ ; 2 –  $\varphi = 0,2$ ; 3 –  $\varphi = 0,3$ ; 4 –  $\varphi = 1,0$ )

### 2.3.3. Экспериментальное исследование влияния локальных неоднородностей на температурное состояние охлаждаемых лазерных зеркал

Ниже проанализировано влияния локальных непропаев (непроваров) при соединении в пакет подложки, СО и основы на температурное поле на примере систем с каналным охлаждением. Непропаянный участок может начинаться со

стороны канала охлаждения и быть вытянутым вглубь по толщине ребра. Также непропай возможен и внутри ребра без выхода в канал охлаждения.

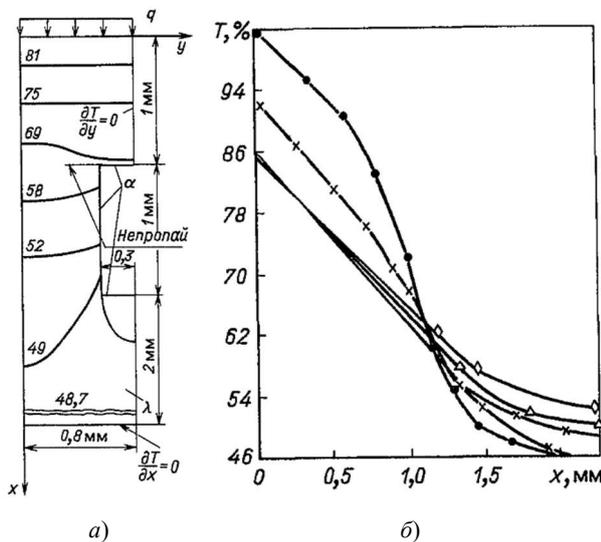
Для проведения исследования выбран метод электротепловой аналогии на установке ЭГДА-9/60. Проведенные методические исследования позволили достичь погрешности получаемых результатов меньше 8%. В качестве объектов исследований выбирались обладающие симметрией фрагменты пакета с каналной СО. Моделирование осуществлялось на основании равенства критериев подобия электропроводности  $A$  и теплопроводности (числа Био  $Bi$ ):

$$A = \rho \delta_m / (\Omega \Delta S) \text{ и } Bi = \alpha \delta_n / \lambda,$$

где  $\delta$  – линейный размер,  $\alpha$  – коэффициент теплообмена,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\rho$  – удельное электрическое сопротивление электропроводной бумаги,  $\Omega$  – активное сопротивление,  $\Delta S$  – площадь участка модели; индексы: м – модель, н – фрагмент макета СО. Эксперименты проводились при смешанных граничных условиях: с одной стороны пакета задана плотность теплового потока  $q = 10^7$  Вт/м<sup>2</sup> (подобные тепловые потоки характеризуют работу лазерных зеркал), на боковых гранях фрагмента соблюдены условия тепловой симметрии –  $\partial T / \partial y = 0$ , тыльная сторона пакета теплоизолирована –  $\partial T / \partial x = 0$ , на поверхности канала охлаждения заданы граничные условия третьего рода ( $\alpha = 4 \times 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>×К)). Принималось, что фрагмент изготовлен из молибдена ( $\lambda = 130$  Вт/(м×К)). На рис. 6 приведены результаты исследований конкретного макета, масштаб выполнения модели из электропроводной бумаги  $M = \delta_m / \delta_n = 40$ . На рис. 6 *б* приведены распределения температуры на оси симметрии ребра по толщине пакета. Отметим, что наличие непропая приводит к уменьшению стока тепла в теплоизолированную основу, одновременно увеличивается температура нагруженной подложки на уровне верхней грани канала охлаждения. Последнее обстоятельство при работе зеркала на грани сохранения фазовой однородности теплоносителя может вызвать местное его закипание. При непропае до 0,5 толщины ребра распределение температур в верхней пластине практически не изменялось. Сравнение резуль-

татов экспериментов при одинаковой ширине непропая и различном его расположении (с началом от канала, с расположением внутри ребра, в виде «сетки» (прерывистой линии) по всей толщине ребра) показывает, что сток тепла в основу, температура подложки, термоперемещения пакета и температурный момент для всех видов непропая приблизительно одинаковы, с отклонением, не превышающим погрешности эксперимента. Вид непропая на нижней грани мало влияет на температурное поле пакета.

Ранее экспериментально были установлены величины термического сопротивления в местах пайки для канальных СО [7] и систем из гофров [18]. Так при пайке припоём ПСР-72 (толщина припоя  $\delta_{пр} = 0,06$  мм) медной подложки к СО в виде каналов ( $h_k = 2,6$  мм,  $\delta_k = 0,8$  мм,  $\delta_p = 1,0$  мм), выполненных в медной пластине, осредненное значение термосопротивления составило  $R_T = 6,67 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>×К/Вт, что на порядок превышало сопротивления слоя припоя [7]. При пайке припоём ПМ-17 ( $\delta_{пр} = 0,06$  мм) медного гофра к медным пластинам, осредненное значение термосопротивления составило  $R_T = 3,85 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>×К/Вт, что примерно в 6 раз превышало сопротивления слоя припоя [18].



**Рис. 6.** Фрагмент СО (а) и распределение изотерм (в %) при непропае между подложкой и ребром со стороны канала охлаждения глубиной 0,25 от толщины ребра; (б) распределение относительной температуры на оси симметрии ребра по толщине пакета при различной глубине непропая: Δ – непропай глубиной 0,25 толщины ребра; + – 0,5 толщины; × – 0,75 толщины; ● – 0,875 толщины; ◊ – базовый вариант без непропая (нормировка в % проведена на максимальную в серии опытов температуру)

### Заключение

Шероховатость, присущая технологии формирования каналов ( $20 < d_r/2K_S < 100$ ), практически не влияет на эффективность теплообменной поверхности ( $\overline{Nu}^{3,5} / \bar{\xi}$ ) при омывании ее водой и неэффективна для воздуха.

Термическое сопротивление  $\bar{R}_T \approx 1$  в месте соединения ребер с теплообменной поверхностью подложки до 2 раз снижает эффективность оребрения, изменяет оптимальную пористость канальной системы с 0,7–0,8 до 0,4–0,5 и увеличивает относительное термоперемещение пакета охлаждения на 15–100 %.

### Список источников

1. Субботин В.И., Харитонов В.В. Теплофизика охлаждаемых лазерных зеркал // Теплофизика высоких температур. 1991. Т. 29. № 2. С. 365–375.
2. Шмаков В.А. Силовая оптика. М.: Наука, 2004. 318 с.
3. Власов Н.М., Колесов В.С., Федик И.И. Стабильность оптической поверхности лазерных зеркал. М.: ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2005. 216 с.
4. Аполлонов В.В. Силовая оптика // Квантовая электроника. 2014. Т. 44. № 2. С. 102–121.
5. Шанин Ю.И., Афанасьев В.А., Шанин О.И. Теплообмен и гидросопротивление в канальных системах охлаждения с прерывистой стенкой // Инженерно-физический журнал. 2000. Т. 73. №2. С. 224–231.
6. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Теплоотдача и гидросопротивление при упорядоченном вихреобразовании в системах охлаждения лазерных зеркал // В сб. Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках: пятая междунар. конф.: Труды конф. Казань: КНИТУ-КАИ, 2015. С. 478–500.
7. Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Влияние неидеальности контакта пластин на теплообмен в компактных теплообменниках // Инженерно-физический журнал. 1991. Т. 60. № 5. С. 776–782.
8. Шанин Ю.И., Шанин О.И., Черных А.В., Шарпов И.С. Влияние несовершенств излучения и технологии на термомодеформированное состояние оптических элементов // Тезисы докладов 15 Минского международного форума по тепло- и массообмену. Минск: ИТМО, 2016. Т. 2. С. 456–461.
9. Кузьмин Ю.А., Афанасьев В.А., Шанин О.И., Шанин Ю.И., Мурышкина Е.В. Влияние локальных неоднородностей на температурное состояние охлаждаемых многослойных пакетов // В сб. Теплофизика ядерно-энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1986. С. 91–95.
10. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. Справочное пособие. 3-е изд., перер. и доп., Л.: Химия, 1982. 592 с.

11. 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
12. Леонтьев А.И. (ред.) Теория теплообмена. М.: Высшая школа, 1979. 495 с.
13. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.
14. Фотеев Н.К. Влияние режимов электроэрозионной обработки на характеристики микрогеометрии поверхностей сталей и сплавов // *Электронная обработка материалов*. 1976. № 1. С. 5–7.
15. Фотеев Н.К. Особенности поверхностей, обработанных электроэрозионным способом // *Электронная обработка материалов*. 1979. № 6. С. 5–8.
16. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 143 с.
17. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981. 205 с.
18. 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.
7. Shanin YuI, Fedoseev VN, Shanin OI. Effect of non-ideal contact of plates on heat transfer in compact heat exchangers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 1991;60(5):776–782. (In Russ.).
8. Shanin YuI, Shanin OI, Chernykh AV, Sharapov IS. Influence of imperfections of radiation and technology on the thermally deformed state of optical elements. In: *Tezisy dokl. 15 Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplo- i massoobmenu*. Minsk: ITMO; 2016. Vol. 2. p. 456–461. (In Russ.).
9. Kuzmin YuA, Afanasyev VA, Shanin OI, Shanin YuI, Muryshkina EV. Influence of local inhomogeneities on the temperature state of cooled multilayer packages. In: *Teplofizika yaderno-energeticheskikh ustanovok, Sbornik nauchnykh trudov*. Moscow, Energoatomizdat; 1986. p. 91–95. (In Russ.).
10. Reid RC, Prausnitz JM, Sherwood TK. *Properties of gases and liquids*. 3rd ed., McGraw-Hill, Inc., 1977. 688 p. DOI:10.1002/aic.690240634
11. 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
12. Leont'yev AI. (ed.) *Theory of heat and mass transfer*. Moscow, Vysshaya shkola; 1979. 495 p. (In Russ.).
13. Schlichting H. *Grenzschicht-Theorie*. Karlsruhe: G. Braun, 1965. 736 s. (In Deutsch)
14. Foteev NK. Influence of electrical discharge machining modes on the characteristics of the microgeometry of steel and alloy surfaces. *Elektronnaya obrabotka materialov*. 1976;(1):5–7. (In Russ.).
15. Foteev NK. Features of surfaces processed by electrical discharge machining. *Elektronnaya obrabotka materialov*. 1979;(6):5–8. (In Russ.).
16. Migai VK. *Improving the efficiency of modern heat exchangers*. Leningrad, Energiya; 1980. 143 p. (In Russ.).
17. Kalinin EK, Dreitzer GA, Yarkho SA. *Intensification of heat transfer in channels*. Moscow, Mashinostroenie; 1981. 205 p. (In Russ.).
18. Shanin YuI, Shanin OI. Heat transfer and hydraulic resistance of cooling systems of laser mirrors made of corrugations. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013;86(4):774–784. (In Russ.).

#### References

1. Subbotin VI, Kharitonov VV. Thermal physics of cooled laser mirrors. *High Temperature*. 1991;29(2):365–375. (In Russ.).
2. Shmakov VA. *Power optics*. Moscow: Nauka; 2004. 318 p. (In Russ.).
3. Vlasov NM, Kolesov VS, Fedyk II. *Stability of the optical surface of laser mirrors*. Moscow: TSNIATOM-INFORM; 2005. 216 p. (In Russ.).
4. Apollonov VV. Power optics. *Quantum electronics*. 2014; 44(2):102–121. (In Russ.).
5. Shanin YuI, Afanasyev VA, Shanin OI. Heat transfer and hydraulic resistance in channel cooling systems with a discontinuous wall. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2000;73 (2):224–231. (In Russ.).
6. Shanin YuI., Shanin OI. Heat transfer and hydraulic resistance during ordered vortex formation in cooling systems of laser mirrors. In: *Teploobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh: pyataya mezhdun. konf.: Trudy konf.* Kazan: KNITU-KAI; 2015. p. 478–500. (In Russ.).