

УДК 536.242; 621.03

Теплогидравлические характеристики охлаждаемых деформируемых лазерных зеркал

Ю. И. Шанин

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

Поступила в редакцию 23.07.2018

После доработки 15.10.2018

Принята к публикации 16.10.2018

Обозначены некоторые особенности задач гидродинамики и теплообмена применительно к системам охлаждения охлаждаемых оптических блоков адаптивных (деформируемых) лазерных зеркал. Приведены и обобщены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплообмену для двух наиболее подходящих для таких применений систем охлаждения – канальной системы с прерывистой стенкой (подрезами) и вафельной системы охлаждения. Сопоставительный анализ эффективности систем охлаждения в составе оптического блока адаптивного лазерного зеркала проведен с учетом влияния на изгибные перемещения оптической поверхности зеркала только их гидравлических и теплофизических характеристик.

Ключевые слова: лазерное зеркало, деформируемое зеркало, адаптивное зеркало, система охлаждения, гидравлическое сопротивление, теплоотдача.

Введение

Основными элементами адаптивных (деформируемых) зеркал являются оптический блок и пьезопривод. Протекающие в них процессы связаны с разогревом вследствие воздействия излучения или электромеханического нагружения. Силовое адаптивное зеркало работает при воздействии на него лазерного излучения большой интенсивности (до $\sim(3-10) \cdot 10^7$ Вт/м² и выше). Конструкционными материалами для оптических блоков адаптивных зеркал могут служить медь, молибден, вольфрам и др. Использование молибдена и вольфрама указывает на повышение требований к разрабатываемым зеркалам по лучевой прочности. Определяющими при работе адаптивного зеркала являются такие его характеристики как локальный и общий прогибы оптического блока, определяемые распределением температур в блоке, его средним перегревом относительно теплоносителя и силового корпуса зеркала. На работу зеркала влияют подогрев теплоносителя в системе охлаждения и условия закрепления

оптического блока, а также его тепловые динамические характеристики. Все указанные характеристики прямо связаны с эффективностью работы системы охлаждения.

Эффективной будем называть систему охлаждения, обеспечивающую минимум термодформаций и времени выхода на стационарный режим при ограниченном перепаде давлений в системе и повышенных значениях лучевой нагрузки. Для обеспечения амплитудных и динамических характеристик при перемещении оптической поверхности зеркала толщина его оптического блока не должна превышать $(6-8) \cdot 10^{-3}$ м. Тенденция к росту диаметра апертуры, ограничения на перепад давления при стремлении прокачать возможно больший расход теплоносителя через систему охлаждения свидетельствуют о том, что организация системы охлаждения адаптивного зеркала является нетривиальной задачей.

Ранее в наших работах были приведены результаты систематического исследования систем охлаждения применительно как к охлаждаемым зеркалам силовой металлооптики, так

и к адаптивным зеркалам. В этой работе упор сделан на особенности тепло-гидравлических задач адаптивных зеркал.

1. Особенности гидродинамики и теплообмена систем охлаждения адаптивного зеркала

1.1. Особенности гидродинамики

Отличительной особенностью гидравлики систем охлаждения адаптивного зеркала является то, что при стремлении к минимальной толщине оптического блока в технически реализуемых системах отношение высоты элементов системы охлаждения к их характерному поперечному размеру невелико. Существенную роль играют пристенные эффекты, и поэтому использование результатов по обтеканию известных элементов (например, трубных пучков) проблематично.

Теплоноситель (хладагент) подводится к круглому в плане оптическому блоку и отводится от него через места крепления приводов и поэтому в расчетах гидравлической задачи необходимо учитывать цилиндричность течения при радиальной раздате теплоносителя.

В системах охлаждения может иметь место неравномерность распределения теплоносителя по площади оптического блока и двухмерность формирующихся полей расходонапряженности в круговых апертурах. Источниками таких явлений служат как организация подвода и отвода теплоносителя (например, в канальных системах охлаждения с периферийным кольцевым подводом и отводом), так и возможная анизотропия гидравлического сопротивления системы охлаждения (например, в вафельных системах охлаждения с несимметрично выполненными подводами и отводами).

В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований фрагментов оптических блоков адаптивных зеркал, геометрические размеры которых позволяли исключить влияние начальных участков ($L/d_t \geq 100$, где L – длина канала, d_t – гидравлический диаметр) и пристенных эффектов, обычно возникающих из-за ограничения поперечных размеров фрагмента, (т. е. имело место отношение $H/\delta_p \geq 10$, где H – ширина системы охлаждения, δ_p – толщина ребра). Исследования проводились на реальных теплоносителях: воде и спиртоводных смесях.

Экспериментально исследовались различные системы охлаждения, но здесь представлены результаты только для проточных канальных и вафельных систем охлаждения. При этом канальные системы выполнялись с поперечными разрезами, что позволяло сделать оптический блок более изотропным и исключить продольную составляющую терморасширений системы охлаждения, тем самым повысить геометрическую стабильность поверхности зеркала. В общем случае образовавшиеся ряды ребер могут иметь различные продольный S_1 и поперечный S_2 шаги, однако для механической изотропности оптического блока зеркала предпочтительно иметь $S_1 = S_2$ (что характерно для вафельных систем охлаждения). В основном такие ребра в плане имеют вид ромбов, относительная высота которых невелика ($h_k/\delta_p \sim 1-3$, где h_k – высота канала).

Вафельные системы исследованы при двух основных углах пересечения каналов β ($\beta=90^\circ$ и $\beta=60^\circ$) и при различных углах их атаки γ ($\gamma=0^\circ-120^\circ$). При этом выявлена сильная зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от угла атаки. Поэтому при использовании круглой апертуры оптического блока необходимо осуществлять профилирование расхода в системе охлаждения. В частности, эта задача выполнима, если систему охлаждения организовать в виде двух слоев различным образом ориентированных вафельных систем, а прилегающий к подложке слой выполнять либо в виде коридорной, либо в виде шахматной ($\varphi=60^\circ$) вафельной систем, а второй – в виде шахматной вафельной системы, то через верхний слой будет протекать $\sim 70-80\%$ общего расхода, а через нижний – остальная часть расхода теплоносителя.

1.2. Особенности теплообмена

Для повышения геометрической стабильности оптического блока зеркала необходимо повышать тепловую эффективность системы охлаждения путем: а) увеличения приведенного коэффициента теплоотдачи (т. е. теплоотдачи, приведенной к теплообменной поверхности зеркальной пластины-подложки); б) уменьшения «коэффициента теплоизоляции» (т. е. отношения избыточных температур теплообменной поверхности основы зеркала к избыточной температуре теплообменной поверхности подложки зеркала). Априорно ясно, что через оптический блок ограниченной толщины прокачать большие расхо-

ды теплоносителя не удастся. Усилия по поиску подходящей системы охлаждения зеркала должны быть направлены на систему, дающую повышенные коэффициенты теплоотдачи в области умеренных чисел Рейнольдса Re ($Re \leq 2 \cdot 10^4$). Дополнительным требованием к конструкции оптического блока является требование изотропности его механической жесткости.

Для создания эффективного компактного теплообменника для адаптивного зеркала с системой охлаждения, через которую принудительно прокачивается однофазный теплоноситель, необходимо стремиться:

1) использовать развитые поверхности теплообмена при малых значениях гидравлического диаметра (т.е. увеличивать компактность – отношение теплообменной площади к объему элементарной ячейки охлаждения – системы охлаждения);

2) созданием гидродинамических режимов течения теплоносителя эффективно увеличивать коэффициент теплоотдачи при умеренном росте гидравлического сопротивления (т.е. осуществлять энергетически выгодную интенсификацию теплообмена).

Исследования [1, 2] показали, что существуют пределы интенсификации теплообмена, которые применительно к лазерным зеркалам для приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ составляют $\sim (2-3) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К). Многочисленные технические и технологические ограничения при

изготовлении зеркал могут сильно снижать этот предел, и задача по поиску эффективной системы охлаждения для оптического блока адаптивного зеркала становится компромиссной. Так как охлаждаемый оптический блок зеркала теплоизолирован от силового корпуса, роль основы зеркала выполняет сравнительно маложесткая система стержней – пьезоэлектрических приводов и устройств подвода-отвода теплоносителя. Такая система является более чувствительной к температурному полю по толщине оптического блока по сравнению с зеркалами пассивной металлооптики, и для прогноза ее термомеханического поведения граничные условия должны задаваться более строго.

Для анализа температурных полей в оптическом блоке адаптивного зеркала с проточными системами охлаждения нами была разработана и экспериментально обоснована модель расчета распределения температур в многослойных системах охлаждения при одностороннем их нагреве [3].

2. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача некоторых систем охлаждения адаптивного зеркала

2.1. Канальная система с прерывистыми стенками

При увеличении диаметра адаптивного зеркала и сохранении располагаемого перепада давления теплоносителя в системе его

охлаждения рабочая область теплоносителя по числу Рейнольдса может заключаться в диапазоне $(0.5-5) \cdot 10^3$, где, как известно, реализуется ламинарный, переходный и начальный турбулентный режимы течения теплоносителя. Интенсификация теплоотдачи в этих условиях может быть основана на различных методах организации и разрушения структуры потока теплоносителя [3].

Ранее нами [4] специально для охлаждаемых оптических блоков была предложена конструкция системы охлаждения, сочетающая короткие каналы с созданием неоднородностей давления теплоносителя в каналах (рис. 1) [5]. Конструктивно она выполнена путем нанесения в каналы

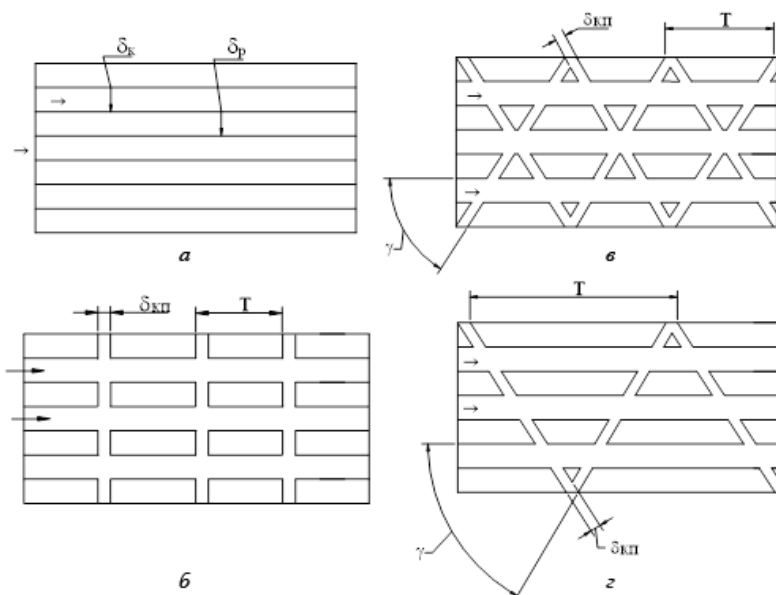


Рис. 1. Вид систем охлаждения (план): а – канальная; б – канальная с поперечными пазами; в – канальная с наклонными пазами («елочка»); г – канальная с наклонными пазами («зигзаг») (см. обозначения в табл. 1)

Таблица 1. Характеристики исследованных систем охлаждения с прерывистой стенкой

Номер макета	Тип системы охлаждения	δ_k , мм	h_k , мм	d_p , мм	δ_p , мм	ε	Примечание
1	Канальная с поперечными пазами (рис. 1, б)	1.0	2.68	1.457	1.0	0.5	$\delta_{\text{кп}}=1.1$ мм; $T=19$ мм
2	Канальная с наклонными пазами («елочка», рис. 1, в)	1.0	2.69	1.462	1.0	0.5	$\delta_{\text{кп}}=2.0$ мм; $T=36.5$ мм; $\gamma=38^\circ$
3	Канальная (рис. 1, а)	1.0	2.68	1.456	1.0	0.5	Макет для нормирования
4	Канальная с наклонными пазами («зигзаг», рис. 1, з)	1.0	2.60	1.444	1.04	0.49	$\delta_{\text{кп}}=1.1$ мм; $T=26$ мм; $\gamma=66^\circ$
5	Канальная с наклонными пазами («елочка», рис. 1, в)	1.0	2.68	1.457	1.0	0.5	$\delta_{\text{кп}}=1.0$ мм; $T=36$ мм; $\gamma=40^\circ$
6	Канальная с наклонными пазами («зигзаг», рис. 1, з)	2.0	3.0	2.4	2.0	0.5	$\delta_{\text{кп}}=2.0$ мм; $T=43$ мм; $\gamma=55^\circ$

Примечания: δ_k – ширина канала охлаждения, ε – пористость.

ной системе охлаждения системы дополнительных каналов, расположенных с шагом t (Т) под углами $\pm\gamma$ к основным каналам.

Подробно результаты измерений гидравлического сопротивления, теплоотдачи и температурных полей для нескольких таких систем охлаждения (табл. 1) при числах Рейнольдса $Re=70-3 \cdot 10^4$, Прандтля $Pr=5.5-8$ приведены в [5]. Результаты по коэффициенту гидравлического сопротивления ξ , приведенной $\alpha_{\text{пр}}$ и поверхностной α_0 теплоотдаче аппроксимированы со-

ответственно степенными функциями $\xi=C_1 Re^{n_1}$, $\alpha_{\text{пр}}=C_2 Re^{n_2}$ и $\alpha_0=C_3 Re^{n_3}$ (где C_1, C_2, C_3 – постоянные) и приведены на рис. 2 и в табл. 2. Выявлены области чисел Re , в которых такая интенсификация энергетически выгодна с точки зрения приведенного коэффициента теплоотдачи (рис. 3).

Предложенный способ интенсификации теплообмена, по мнению авторов [5], являлся перспективным, поскольку при увеличении трудоемкости конструкции на 8–10% он позволял достичь энергетически выгодной интенсифика-

Таблица 2. Обобщение экспериментальных результатов по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче канальных систем охлаждения с прерывистой стенкой

Номер макета	Гидравлическое сопротивление			Теплоотдача				
	Re	Аппроксимация		Re	$\alpha_{\text{пр}}$, Вт/(м·К)		α_0 , Вт/(м·К)	
		C_1	n_1		Аппроксимация		Аппроксимация	
				C_2	n_2	C_3	n_3	
1	$(3-6.5) \cdot 10^2$	82	-1	$(0.9-10) 10^2$	3160	0.18	858	0.188
	$(5.6-15) \cdot 10^2$	16.8	-0.75	$(8.0-37) 10^2$	16,8	0.96	2.52	1.1
	$(1.5-20) \cdot 10^3$	0.2	-0.132	$(3.7-16) \cdot 10^3$	766	0.49	88	0,62
2	$(3-6.3) \cdot 10^2$	101	-1	$(1-10) \cdot 10^2$	861	0.46	214	0.49
	$(5.5-23) \cdot 10^2$	3.3	-0.47	$(7,3-35) \cdot 10^2$	960	0,45	198	0.51
	$(2.3-21) \cdot 10^3$	0.33	-0.18	$(2,6-20) \cdot 10^3$	873	0.47	116	0.57
3	$(1-10) \cdot 10^2$	82.3	-1	$(1-20) \cdot 10^2$	2280	0,26	602	0,275
	$(1-30) \cdot 10^3$	0.37	-0.212	$(1.7-4.0) \cdot 10^2$	0.942	1.3	0.085	1,46
	-	-	-	$(4-17) \cdot 10^3$	289	0.614	20.7	0.8
4	$(0.8-2.25) \cdot 10^2$	187.3	-1	$(1-10) \cdot 10^2$	1832	0,31	502	0.32
	$(2.25-8) \cdot 10^2$	36.3	-0.834	$(1-2.9) \cdot 10^3$	54.4	0.82	9,4	0.9
	$(8-28) \cdot 10^2$	1.74	-0.38	$(2.9-15) \cdot 10^3$	590	0.523	73.2	0.65
	$(2.8-20) \cdot 10^3$	0.16	-0.08	-	-	-	-	-
5	$(0.75-4.6) \cdot 10^2$	104	-1	$(1-9.5) \cdot 10^2$	2567	0.263	680	0.276
	$(4-20) \cdot 10^2$	7.8	-0.59	$(7.3-35) \cdot 10^2$	38.2	0.892	5.7	0.99
	$(2-14) \cdot 10^3$	0.26	-0,134	$(2.4-15) \cdot 10^3$	1100	0.456	142	0.57
6	$(5-23) \cdot 10^2$	0.223	-0.142	$(0.7-9.5) \cdot 10^2$	1364	0.265	544.7	0.271
	$(2.3-36) \cdot 10^2$	0.327	-0.189	$(9.4-30) \cdot 10^2$	10.8	0.965	2.96	1.025
	-	-	-	$(3.0-26) \cdot 10^3$	383.7	0.533	68.1	0.647

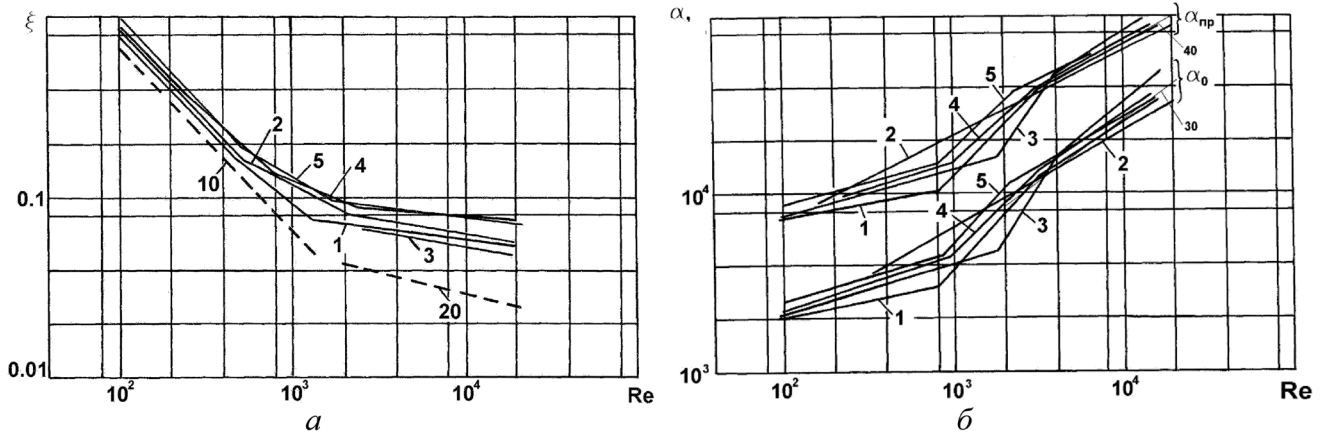


Рис. 2. Зависимость теплогидравлических характеристик от числа Рейнольдса: *a* – коэффициента гидравлического сопротивления ξ , номера кривых 1–5 соответствуют номерам макетов в табл. 1, кривая 10 – $\xi=66.6/Re$ – гидравлическое сопротивление призматического канала в ламинарной области течения, кривая 20 – $\xi=0.316/Re^{0.25}$ – гидравлическое сопротивление призматического канала в турбулентной области течения; *б* – приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$, Вт/(м²·К), коэффициента поверхностной теплоотдачи, α_0 , Вт/(м²·К). Номера кривых 1–5 соответствуют номерам макетов в табл. 1. Кривая 30 – поверхностная теплоотдача в призматическом канале при турбулентном течении, кривая 40 – расчетная приведенная теплоотдача призматического канала, полученная из кривой 30

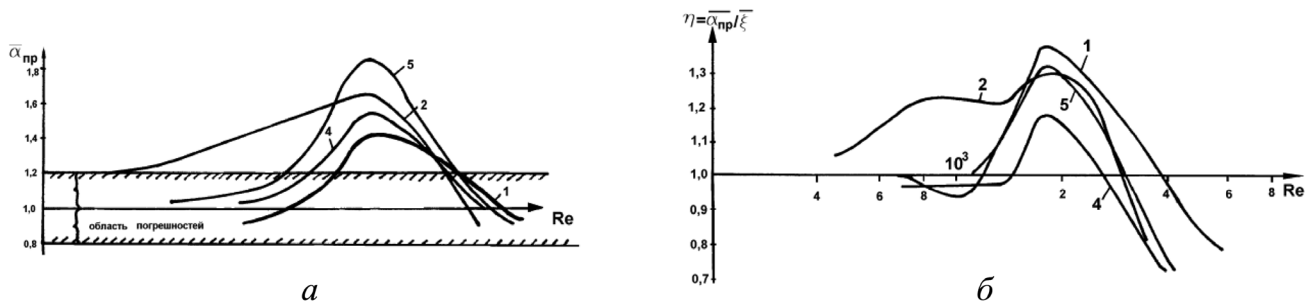


Рис. 3. Зависимость относительных теплообменных характеристик канальных систем с прерывистой стенкой от числа Re : *a* – относительного приведенного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{пр} = \alpha_{пр} / \alpha_{прос}$, $\alpha_{прос}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи образца-свидетеля; *б* – относительной энергетической эффективности $\eta = \bar{\alpha}_{пр} / \xi$. Нормирование проведено на данные образца-свидетеля (макет 3 в табл. 1, 2)

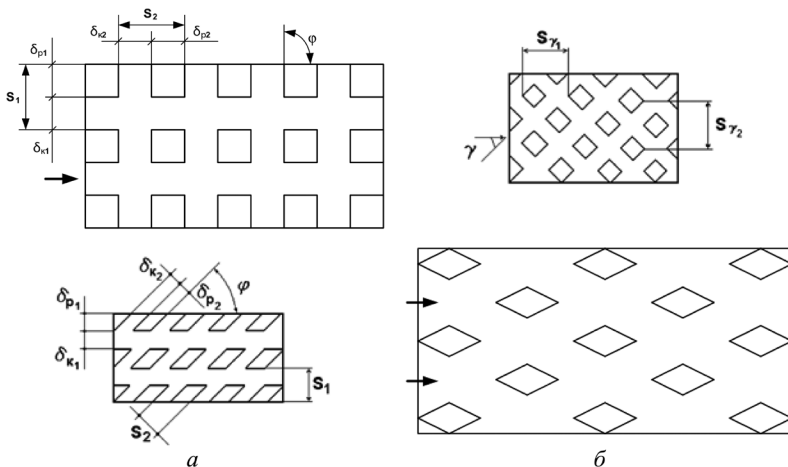


Рис. 4. Вид вафельных структур в плане: *a* – коридорная; *б* – шахматная

ции (с превышением теплоотдачи над гидравлическим сопротивлением на 30–65%) в широком диапазоне скоростей течения теплоносителя ($Re=(1-3.5) \cdot 10^3$).

2.2. Вафельные системы охлаждения

Так называемые вафельные структуры получают путем фрезерования или электроэрозионной обработки в материале рядов взаимно пересекающихся под углом φ каналов одинаковой высоты h_k (рис. 4). Для механической изотропности оптического блока адаптивного зеркала предпочтительнее иметь одинаковые продольный и поперечный шаги расположения каналов (т.е. $S_1=S_2$).

Ранее нами [6–8] для получения и обобщения данных были подробно экспериментально исследованы гидравлическое сопротивление и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами при небольших

их высотах ($h_k/\delta_k \approx 1-3$) для групп специальным образом подобранных 24 макетов. Дополнительные обобщения были выполнены в работе [9]. Диапазоны изменений параметров составляли: чисел Рейнольдса $Re=100-2.5 \cdot 10^4$, Прандтля $Pr=5.5-8.5$, пористости (отношение объема системы охлаждения, занятого теплоносителем, к общему объему системы охлаждения) – $\varepsilon=0.53-0.8$, углов раствора ромба в основании призматического ребра – $\beta=60^\circ, 90^\circ$, углов атаки – $\gamma=0^\circ-120^\circ$ и коэффициентов теплопроводности материала ребер – $\lambda=100-400$ Вт/(м·К). Результаты обобщались в виде критериальных степенных зависимостей гидравлического сопротивления и теплоотдачи от числа Рейнольдса.

При обобщении результатов за характерный размер был взят гидравлический диаметр канала d_r . В качестве характерной скорости применялись скорость фильтрации W_ϕ , средняя скорость $W_2=W_\phi \varepsilon^{-1}$, максимальная скорость $W_1=W_\phi \varepsilon_m^{-1}$, где $\varepsilon=\varepsilon_m(2-\varepsilon_m)$. Использование различных скоростей уместно при сравнении характеристик данных систем с данными литературных источников: скорость W_ϕ предпочтительна при рассмотрении вафельной структуры как пористого тела; W_1 – при сравнении с канальной системой охлаждения; W_2 – при обтекании одной и той же структуры под различными углами атаки γ . На основе этих скоростей получены соответствующие числа Рейнольдса $Re_i=W_i d_r/\nu_{ж}$, коэффициенты гидравлического сопротивления $\xi_i=\Delta P/[\rho_{ж} W_i^2/2(d_r/l)]$ (где ΔP – перепад давления на длине l ; $\nu_{ж}$, $\rho_{ж}$ – коэффициент кинематической вязкости и плотность теплоносителя).

В качестве базового варианта для выявления зависимости сопротивления $\xi_2(\gamma)$ и теплоотдачи $Nu(\gamma)$ (где $Nu=ad_r/\lambda_{ж}$ – число Нуссельта, $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости) от угла атаки структуры γ выбран вариант с коридорной вафельной структурой. Обобщением результатов по методу наименьших квадратов для коридорной вафельной системы охлаждения получены следующие степенные зависимости:

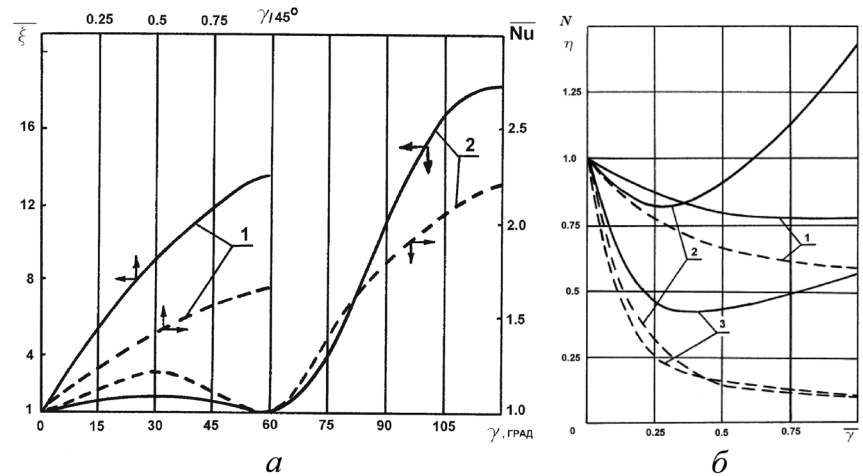


Рис. 5. Зависимости для вафельных систем охлаждения: а – относительных сопротивлений ξ и теплоотдачи Nu от угла обтекания (атаки) γ : 1 – $\phi=90^\circ$, $Re_2=2.5 \cdot 10^3$; 2 – $\phi=60^\circ$; б – зависимость величин η и N от угла обтекания $\bar{\gamma}$: 1 – $\phi=60^\circ$, $0^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$, $\bar{\gamma}=\gamma/30$, $Re_2=2 \cdot 10^3$; 2 – $\phi=60^\circ$, $60^\circ \leq \gamma \leq 120^\circ$, $\bar{\gamma}=(\gamma-60)/60$, $Re_2=2 \cdot 10^3$; 3 – $\phi=90^\circ$, $0^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ$, $\bar{\gamma}=\gamma/45$, $Re_2=2.5 \cdot 10^3$. Сплошные линии – N , штриховые линии – η

для $\phi=60^\circ$, $\gamma=0^\circ, 60^\circ$ и $3 \cdot 10^2 < Re_2 < 8 \cdot 10^3$:

$$\xi_2=0.75Re_2^{-0.036}, K_1=Nu Pr^{-1/3}=0.75Re_1^{0.74}; \quad (1)$$

для $\phi=90^\circ$, $\gamma=0^\circ$ и $8 \cdot 10^2 < Re_2 < 1.5 \cdot 10^4$:

$$\xi_2=0.72Re_2^{-0.12}, K_1=Nu \cdot Pr^{-1/3}=0.115 Re_1^{0.73}. \quad (2)$$

На рис. 5, а представлены графики зависимостей относительного гидравлического сопротивления $\xi=\xi_2(\gamma)/\xi_2(\gamma=0^\circ)$ и относительной теплоотдачи $Nu=Nu(\gamma)/Nu(\gamma=0^\circ)$ от угла атаки γ , полученные путем нормирования на характеристики для базового варианта (формулы (1), (2)) при постоянном числе Рейнольдса. Общим признаком для всех структур является повышение гидравлического сопротивления и теплоотдачи при увеличении γ . При этом при переходе от коридорной к шахматной структуре характерен превалирующий рост гидравлического сопротивления (в 14–16 раз) по сравнению с теплоотдачей (в 1.6–2.2 раза).

Получены следующие формулы для аппроксимации экспериментальных данных полиномом n -ой степени (здесь $n=4$) по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче в зависимости от угла:

при $\phi=90^\circ$, $\bar{\gamma}=\gamma/45$, $0^\circ < \gamma < 45^\circ$

$$\xi = -4.27\bar{\gamma}^4 + 6.4\bar{\gamma}^3 - 9.33\bar{\gamma}^2 + 19.6\bar{\gamma} + 1, \quad (3)$$

$$Nu = -0.85\bar{\gamma}^4 + 1.49\bar{\gamma}^3 - 1.07\bar{\gamma}^2 + 1.07\bar{\gamma} + 1; \quad (4)$$

при $\phi=60^\circ$, $\bar{\gamma}=\gamma/30$, $0^\circ < \gamma < 30^\circ$



Рис. 6. Сопоставление систем охлаждения по энергетической эффективности. Кривые соответствуют: KCO1–KCO8 – каналные системы охлаждения [9]; KCP1, KCP2 – каналные системы охлаждения с прерывистой стенкой (подрезами) [4]; 1–20 – вафельные системы охлаждения [5–7]

$$\bar{\xi} = 0.21\bar{\gamma}^4 - 0.43\bar{\gamma}^3 - 4.01\bar{\gamma}^2 + 4.23\bar{\gamma} + 1, \quad (5)$$

$$\overline{Nu} = 2.94\bar{\gamma}^4 - 5.89\bar{\gamma}^3 + 2.86\bar{\gamma}^2 + 0.09\bar{\gamma} + 1; \quad (6)$$

при $\varphi=60^\circ$, $\bar{\gamma}=(\gamma-60)/60$, $60^\circ < \gamma < 120^\circ$

$$\bar{\xi} = 29.87\bar{\gamma}^4 - 102.4\bar{\gamma}^3 + 95.73\bar{\gamma}^2 - 6.6\bar{\gamma} + 1, \quad (7)$$

$$\overline{Nu} = 3.41\bar{\gamma}^4 - 7.47\bar{\gamma}^3 + 4.43\bar{\gamma}^2 + 0.83\bar{\gamma} + 1. \quad (8)$$

Отношение $\eta = \overline{Nu} / \bar{\xi}$ (рис. 5, б) показывает, во сколько раз теплоотдача с ростом γ превосходит гидравлическое сопротивление. При заданных тепловой мощности, воздействующей на лазерное зеркало и поверхности теплообмена, стремление к увеличению теплоотдачи приводит к увеличению затрат мощности на прокачку теплоносителя. Имея характеристики для базового варианта в виде степенных функций $Nu=C_1 Re^n$ и $\xi_2=C_2 Re^m$ (где C_1, C_2 – постоянные) и зависимости $\bar{\xi}(\bar{\gamma})$, $\overline{Nu}(\bar{\gamma})$, отношение мощностей на прокачку теплоносителя охарактеризуем комплексом

$$N = \overline{Nu}^{(m+3)/n} / \bar{\xi}, \quad (10)$$

где показатель $(m+3)/n$ равен 4 (для $\varphi=60^\circ$) и 3.93 (для $\varphi=90^\circ$).

Этот комплекс N подходит для сравнения тепловой мощности теплообменных устройств при одинаковых расходах теплоносителя и гидравлических сопротивлениях, и в зависимости

от угла $\bar{\gamma}$ представлен на рис. 5, б. Его поведение отличается от поведения $\eta = \overline{Nu} / \bar{\xi}$ тем, что для некоторых случаев имеется точка минимума по N с дальнейшим его нарастанием. Сама величина N не так сильно отличается от 1 по сравнению с η . Для $\varphi=60^\circ$ при $\gamma > 96^\circ$ имеем $N \geq 1$.

Полученные результаты могут быть использованы для определения гидравлического сопротивления и теплоотдачи в вафельных структурах с различным углом пересечения каналов и далее, как граничные условия, при построении математической модели для расчета локальных расходонапряженностей и температурных полей в теплообменных устройствах с вафельной системой охлаждения.

3. Сопоставительный анализ систем охлаждения

Выбор конструкции системы охлаждения оптического блока зеркала – многофакторная задача. В этой работе анализируется влияние только теплогидравлических и теплофизических характеристик систем охлаждения на термомеханическое состояние зеркала.

Термическое перемещение оптической поверхности зеркала определяется тремя компонентами: термическим расширением, термомеханическими сдвигами и изгибными термомеханическими опти-

ческого блока, которые соответственно пропорциональны однотипным интегралам $\int_{-h/2}^h \beta \vartheta(y) dy$, $\int_{-h/2}^h E \beta \vartheta(y) dy$, $\int_{-h/2}^h E \beta \vartheta(y) y dy$ (здесь β – коэффициент линейного расширения, E – модуль Юнга, y – координата по толщине зеркала, h – толщина зеркала). Профиль температуры $\vartheta(y)$ зависит от конкретного исполнения системы охлаждения, а ее максимум на поверхности зеркала можно представить в виде

$$\vartheta_{\text{пов}} = q \left(\frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} + \frac{h_1}{\lambda} + \frac{S_H}{G c_{\text{рж}}} \right),$$

где q – тепловой поток; h_1 – толщина лицевой пластины зеркала; S_H – облучаемая поверхность; G – расход жидкости; $c_{\text{рж}}$ – теплоемкость жидкости. Все три члена дают сопоставимые вклады. Очевидно, что для уменьшения температуры поверхности следует увеличивать расход G через оптический блок и $\alpha_{\text{пр}}$, а член h_1/λ регулируется выбором материала λ и толщины подложки h_1 . Обычно располагаемый напор давления жидкости на зеркале (величина $\Delta P/l$) определен или задан, и первая оценка эффективности систем охлаждения может быть сделана из рассмотрения зависимостей $\alpha_{\text{пр}}$ ($\Delta P/l$). На рис. 6 в указанных координатах сопоставлены различные системы охлаждения. Из рисунка видно, что максимальные значения $\alpha_{\text{пр}}$ достигаются на вафельных системах, затем на канальных с подрезами, а затем уже на канальных. Полученные ранее зависимости для распределения температур [10] позволяют их проинтегрировать по толщине оптического блока. Учитывая, что основной вклад в перемещение поверхности дает член, определяющий сдвиговую деформацию, и что в вафельных и канальных системах с подрезами этот вклад будет только от подложки и основной пластины, получим:

– для канальных систем охлаждения

$$E \beta \int_0^h \vartheta(y) dy = \frac{E \beta q}{\sqrt{\alpha \lambda \Pi_p / S_p}} \times \left\{ \frac{\text{ch} \varphi_1 [h_1 \text{ch}(mh_k + \varphi_1) + h_0 \text{ch} \varphi_1] + \frac{2}{m} \text{sh} \frac{mh_k}{2} \text{ch} \frac{mh_k + 2\varphi_1}{2}}{(1 - \varepsilon) \text{sh}(mh_k + 2\varphi_1)} + \frac{h_1^2 m}{2} \right\} \Rightarrow \min; \quad (11)$$

– для вафельных и канальных с подрезами систем охлаждения

$$E \beta \int_0^h \vartheta(y) dy = \frac{E \beta q}{\sqrt{\alpha \lambda \Pi_p / S_p}} \times \left\{ \frac{\text{ch} \varphi_1 [h_1 \text{ch}(mh_k + \varphi_1) + h_0 \text{ch} \varphi_1]}{(1 - \varepsilon) \text{sh}(mh_k + 2\varphi_1)} + \frac{h_1^2 m}{2} \right\} \Rightarrow \min, \quad (12)$$

где Π_p , S_p – периметр и площадь ребра; $m = \sqrt{\alpha \Pi_p / (S_p \lambda)}$; $\text{th} \varphi = \varepsilon \alpha / [(1 - \varepsilon) m \lambda] \leq 1$.

Сопоставительный анализ этих выражений дает:

1) с учетом свойств металлооптических материалов по комплексу $E \beta / \sqrt{\lambda}$ они ранжируются (в порядке возрастания) последовательностью: медь, карбид кремния, молибден, вольфрам;

2) выражение в фигурных скобках интеграла (12) меньше выражения в скобках (11), т. е. предпочтительны вафельные системы охлаждения и системы с подрезами (они также удовлетворяют требованию механической изотропности оптического блока);

3) поверхностная теплоотдача в вафельных и канальных системах с подрезами выше, и за счет этого опять же выражение (12) будет меньше (11).

Расход через оптический блок зеркала зависит от гидравлического сопротивления системы охлаждения и площади ее проходного сечения. Заметим, что коридорные вафельные и канальные с подрезами системы охлаждения имеют сопоставимые с канальными системами коэффициенты гидравлического сопротивления. Для обеспечения же одинаковых прогибов оптической поверхности адаптивного зеркала при действии на него приводов необходимо для конструкций оптического блока из различных материалов иметь определенную постоянную жесткость, т. е. комплекс $Eh^3 \approx \text{const}$ (где h – приведенная толщина оптического блока зеркала). Из сравнения модулей Юнга E различных материалов следует, что приведенная толщина оптического блока h (а, следовательно, высота и проходная площадь системы охлаждения) из меди может быть в ~ 1.4 раза больше таковой из молибдена и в ~ 1.54 больше, чем у вольфрама. Соответственно через медный оптический блок расход может быть увеличен

в 2–2.5 раза по отношению к расходу через блок из молибдена или вольфрама..

Таким образом, с теплогидравлической точки зрения рекомендуется изготавливать оптический блок адаптивного зеркала из меди с вафельными или канальными с подрезами системами охлаждения, которые следует формировать в подложке.

Заклучение

Основной проблемой гидродинамики в круглых оптических блоках адаптивных зеркал является задача обеспечения равномерной расходонапряженности по поверхности зеркала. Нетривиальной задачей в области теплообмена является создание эффективной системы охлаждения при ограничениях на ее размеры.

Для решения указанных задач предложены две системы охлаждения – канальная с подрезами и вафельная, для различных модификаций которых получены и обобщены в широком диапазоне чисел Рейнольдса (охватывающем ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения теплоносителя) экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче.

Выявлено, что канальная система с подрезами энергетически эффективна в области чисел $Re = (1-3.5) \cdot 10^3$, где относительная приведенная теплоотдача превышает гидравлическое сопротивление до 1.4 раза.

Сопоставительный анализ показал, что для уменьшения термодисplacements оптической поверхности оптический блок адаптивного зеркала необходимо изготавливать из меди и формировать в нем вафельную или канальную с подрезами систему охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Субботин В. И., Гордеев В. Ф., Харитонов В. В. и др. О пределах интенсификации теплообмена в компактных теплообменниках // Доклады Академии наук СССР. 1984. Т. 279. № 4. С. 888–891.
2. Харитонов В. В. Теплофизика лазерных зеркал. Учебное пособие. 3-е изд. – М.: Изд. МИФИ, 1993. 152 с.
3. Шанин О. И., Шанин Ю. И. Неустановившиеся тепловые процессы в многослойных охлаждаемых пластинах. В сб. Теплофизические проблемы ядерной техники. М.: Энергоатомиздат, 1987. С. 55–58.
4. Бергле А. Интенсификация теплообмена. В кн. Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспектива. Избранные труды 6-й Международной конференции по теплообмену. М.: Мир, 1981. С. 145–192.
5. Шанин Ю. И., Шанин О. И., Афанасьев В. А. Теплообмен и гидросопротивление в канальных системах охлаждения с прерывистой стенкой // Инженерно-физический журнал. 2000. Т. 73. № 2. С. 224–231.
6. Шанин Ю. И., Афанасьев В. А., Шанин О. И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами. 1. Гидродинамические характеристики // Инженерно-физический журнал. 1991. Т. 61. № 5. С. 717–725.
7. Шанин Ю. И., Афанасьев В. А., Шанин О. И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами. 2. Теплоотдача и температурные поля // Инженерно-физический журнал. 1991. Т. 61. № 6. С. 915–924.
8. Шанин Ю. И., Афанасьев В. А., Шанин О. И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами. 3. Влияние угла обтекания и числа ярусов // Инженерно-физический журнал. 2000. Т. 73. № 2. С. 214–223.
9. Шанин Ю. И., Шанин О. И. Теплообмен и гидросопротивление вафельных систем охлаждения лазерных зеркал // Тр. 4-й Рос. национ. конф. по теплообмену (РНКТ-4), 23–27 октября 2006 г. Т. 6. Интенсификации теплообмена. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. С. 293–296.
10. Федосеев В. Н., Шанин О. И., Шанин Ю. И., Афанасьев В. А. Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве // Теплофизика высоких температур. 1989. Т. 27. № 6. С. 1132–1138.

Thermal and hydraulic characteristics of cooled deformable laser mirrors

Yu. I. Shanin

Scientific Research Institute Scientific Industrial Association "LUCH", Podolsk, 142103, Russia
e-mail: syi@luch.podolsk.ru

The article designates some hydrodynamics and heat transfer specifics with reference to the flow in cooling systems of active (deformable) laser mirrors optical blocks:

- a) Three-dimensional flow in the channels of complex shape;
- b) Cylindricity and non-uniformity of flow with radial distribution of the heat carrier in round mirrors;
- c) The need to increase the reduced heat transfer coefficient in the area of moderate Reynolds numbers ($Re \leq 2 \cdot 10^4$);
- d) The need to develop the heat-exchanging surface with simultaneous limiting of the heat, incoming to the mirror base.

The experimental data on resistance and heat transfer were obtained with the cooling systems models for laminar, transient and turbulent regimes of water flow at room temperature. The studies were performed for the two cooling systems, the channel system with a discontinuous wall (cuts) and the wafer cooling system. Both systems are most suitable for cooling the optical blocks of the active mirror. In the cooling systems with a discontinuous wall (totally 6 models were studied) the step and a slope angle of the additional transverse channels were being varied. In the wafer cooling systems models (totally 24 models were studied) the angle of the relative crossing of channels and the attack angle on the wafer structure were varied, following from the corridor to the chess scheme of the low. During the experiment the pressure drop, flow rate and temperature fields (the one-dimensional heat flow in the model was provided with a “thermal wedge”) over the thickness of the cooling system model were measured. The result of data processing allowed obtain hydraulic resistance coefficient and reduced coefficient of heat transfer. The last one allowed the surface heat transfer coefficient restoring. The obtained experimental data was generalized by criterion equations by the method of least squares. It was found that the channel cooling system with discontinuous wall was energy favorable (the heat transfer increase exceeds the resistance growth) in the Reynolds number range of $Re = (1-4) \cdot 10^3$. A common feature for wafer structures is the increase in resistance and heat transfer with the increase in the angle of attack. While transition from a flow in corridor structure to a flow in chess structure the prevailing growth of the hydraulic resistance (at 14–16 times) compared to the heat transfer (by 1.6–2.2 times) is characteristic. While comparative analysis of the cooling system impact on the temperature field along the thickness of the optical mirror block, three components were accounted for in the thermal displacement of the optical surface of mirror. They are thermal expansion, shear thermal deformation, and bending thermal deformation of the optical block. A comparative analysis of the cooling systems efficiency revealed the preferable material for the optical mirror block design (the materials are ranged in the following sequence: copper, silicon carbide, molybdenum, tungsten). It was found that the surface heat transfer in the wafer and channel cooling systems with cuts is higher than that in the simple channel systems.

Keywords: laser mirror, deformable mirror, cooling system, hydraulic resistance, heat transfer.

REFERENCES

1. **Subbotin V.I., Gordeyev V.F., Kharitonov V.V. et al.** O predelakh intensivatsii teploobmena v kompaktnykh teploobmennikakh [On the limits of the intensification of heat transfer in compact heat exchangers]. *Doklady Akademii Nauk SSSR – Reports of the Academy of Sciences of the USSR*, 1984, vol. 279, no. 4, pp. 888–891. In Russ.
2. **Kharitonov V.V.** *Teplofizika lazernykh zerkal* [Thermal physics of laser mirrors]. – Moscow.: Izd. MEPhI, 1993. 152 p.
3. **Shanin O.I., Shanin Yu.I.** Neustanovivshiesya teplovyye protsessy v mnogosloynnykh okhlazhdayemykh plastinakh [Unsteady thermal processes in multilayer cooled plates]. *Sbornik nauchnykh trudov MIPhI Pod red. V.I. Subbotina «Teplofizicheskiye problemy yadernoy tekhniki» – Collection of scientific papers MEPhI, ed. V.I. Subbotin «Thermophysical problems of nuclear technology»*. Moscow: Energoatomizdat, 1987, pp. 55–58. In Russ.
4. **Bergles A.** Intensifikatsiya teploobmena [Heat transfer intensification]. *Teploobmen. Dostizheniya. Problemy. Perspektiva. Izbrannye trudy 6-j Mezhdunarodnoj konferentsii po teploobmenu – Heat exchange. Progress. Problems. Perspective. Selected Works of the 6th International Heat Exchange Conference*, Moscow: Mir, 1981, pp.145–192. In Russ.
5. **Shanin Yu.I., Shanin O.I., Afanas'yev V.A.** Heat transfer and hydraulic resistance in channel cooling systems with a discontinuous wall. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2000, vol. 73, no. 2, pp. 220–226. <https://doi.org/10.1007/BF02681720>
6. **Shanin Yu.I., Afanas'yev V.A., Shanin O.I.** Hydrodynamics and heat exchange in cooling systems with intersecting channels. I. Hydrodynamic characteristics. *Journal of engineering physics*, 1991, vol. 61, no. 5, pp 1317–1324. <https://doi.org/10.1007/BF00872247>
7. **Shanin Yu.I., Afanas'yev V.A., Shanin O.I.** Hydrodynamics and heat transfer in cooling systems with intersecting channels. II. Heat transfer and temperature fields. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 1991, vol. 61, no. 6, pp. 1467–1475. <https://doi.org/10.1007/BF00871997>
8. **Shanin Yu.I., Afanas'yev V.A., Shanin O.I.** Hydrodynamics and heat transfer in cooling systems with intersecting channels. 3. Effect of the angle of flow and the number of stages. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2000, vol. 73, no. 2, pp. 209–219. <https://doi.org/10.1007/BF02681719>
9. **Shanin Yu.I., Shanin O.I.** Teploobmen i gidrosoprotivleniye vafel'nykh sistem okhlazhdeniya lazernykh zerkal [Heat transfer and hydraulic resistance of wafer cooling systems for laser mirrors]. *Trudy Chetvertoj Rossijskoj nacional'noj konferentsii po teploobmenu (RNKT-4): Tom 6. Dispersnyye potoki i poristyie sredy. Intensifikatsiya teploobmena – Proceedings of 4th Russian National Conference on Heat Exchange (RNKT-4): Volume 6. Dispersed Flows and Porous Media. Heat transfer intensification*, Moscow: Publishing House MEI, 2006. pp. 293–296. In Russ.
10. **Fedoseev V.N., Shanin O.I., Shanin Yu.I., Afanas'yev V.A.** Heat-transfer in rectangular channels with heat-conducting walls in the case of unidirectional heating. *High Temperature*, 1989, vol. 27, no. 6, pp. 898–904.