

Численное моделирование термоиндуцированных деформаций кремниевых зеркал источников синхротронного излучения

© В.С. Наумкин,^{1,2} М.В. Горбачев²

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН,
630090 Новосибирск, Россия

²Новосибирский государственный технический университет,
630073 Новосибирск, Россия
e-mail: vsnaumkin@itp.nsc.ru

Поступило в Редакцию 12 ноября 2024 г.

В окончательной редакции 3 июня 2025 г.

Принято к публикации 5 июня 2025 г.

Представлены результаты численного моделирования термоделированного состояния кремниевого зеркала, отражающего пучок синхротронного излучения. Показано, что при оценке полей температуры при малых расходах охладителя (малых коэффициентах теплоотдачи) необходимо учитывать влияние наличия радиатора. Показано, что в исследуемых условиях паз под радиатором охлаждения может уменьшить величину абсолютных деформаций практически на порядок, по сравнению с зеркалом без выреза. Результаты могут быть полезны при проектировании многослойной зеркальной оптики на ондуляторных станциях новых источников типа MAX IV, ESRF EBS, ЦКП „СКИФ“.

Ключевые слова: численное моделирование, большие плотности теплового потока, напряженное деформированное состояние, охлаждение синхротронного оборудования.

DOI: 10.61011/JTF.2025.10.61359.418-24

Введение

В связи с увеличением плотности мощности источников синхротронного излучения (СИ) (порядка $1\text{--}10\text{ W/mm}^2$) возникает необходимость в эффективном охлаждении элементов оптической аппаратуры (зеркала, оптические фильтры, монохроматоры и др.), на которую падает излучение с большой плотностью. На 1 cm^2 кремниевого зеркала может подаваться тепловой поток порядка 1 kW . Такая большая плотность теплового потока может привести к локальному перегреву или к большим градиентам температуры, которые приводят к существенным деформациям поверхности охлаждаемого элемента. Таким образом, возникает необходимость в эффективном отводе сконцентрированного теплового потока с поверхности или объема подобных зеркал.

Для уменьшения абсолютной величины термоиндуцированных деформаций, вызванных тепловым воздействием, в литературе предлагается использовать зеркала различной формы и различными способами охлаждения. Описываемые в литературе формы зеркал схематично представлены в табл. 1. Для всех зеркал СИ падает сверху. Охлаждение во всех случаях, кроме третьего, может осуществляться с нижней, верхней стенок или с боков. В третьем случае охлаждение дополнительно осуществляется через каналы, проходящие внутри зеркала. В восьмом случае цветом закрашен радиатор.

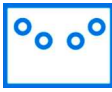
Поток синхротронного излучения может падать на середину поверхности зеркала, а также на стрипы слева и справа от середины, поэтому зеркала с заранее изогнутой поверхностью (схемы 4 и 5), искривляющей-

ся после нагрева, не смогут обеспечить необходимый уровень термоиндуцированных деформаций при несимметричном нагреве. Зеркала с внутренним охлаждением (схема 3) сложнее изготовить, чем зеркало с внешним охлаждением, хотя они и обеспечивают по литературным данным меньшие деформации. В [1] рассматривались внутренние напряжения в зеркале, охлаждаемом с боков (не по всей длине) и по внутренним каналам. Показано, что максимальные температуры и термодформации ниже при внутриканальном охлаждении (на 40 % по максимальной температуре и примерно 4 % по деформациям) по сравнению с охлаждением с боков. В [2] разработана конструкция зеркала с внутренним водяным охлаждением, что обеспечивает меньший уровень термодформаций, чем охлаждение с боков или снизу. Поверхность зеркала представляет собой многослойное покрытие из сочетания вольфрама и углерода.

В [3] рассматривалась оптимизация системы охлаждения зеркала, отражающего излучения лазера. Анализировались так же системы прямого охлаждения зеркала. Показано, что наименьшие значения термодформаций наблюдаются для конфигураций каналов, расположенных внутри зеркала, поворачивающихся на 90° от зоны облучения, при этом на зеркале еще присутствует небольшая вогнутость, уменьшающая толщину зеркала под облучаемой зоной.

В [4] предложено использовать боковые проточки в зеркале, которые гораздо легче организовать, чем внутреннее охлаждение. В [5] рассматривается влияние боковых проточек в зеркале на величину термодформаций

Таблица 1. Формы кремниевых зеркал

1	2	3	4	5	6	7	8
							
[1], [8], [9], [5], [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16]	[5], [4], [17]	[1], [8], [12], [2]	[18]	[2], [19]	[20]	[6]	[7]

и сравнивается влияние охлаждения с боков или снизу. Из анализа результатов авторы [5] сделали следующие выводы:

- 1) охлаждение зеркала с боков приводит к меньшим деформациям отражающей поверхности зеркала;
- 2) чем больше высота зеркала, тем меньше термодформации;
- 3) вырез может значительно снизить термодформации.

Несмотря на относительную популярность зеркал с боковыми проточками, в литературе практически отсутствуют данные о систематическом исследовании геометрических параметров боковых проточек на величину деформаций отражающей поверхности. Поэтому одной из целей настоящей работы является изучение влияния глубины боковых проточек на максимальное значение термоиндуцированных деформаций поверхности кремниевое зеркала.

В [6] предложена форма асимметричного зеркала для отражения пучка с плотностью мощности 8 W/mm^2 . Асимметричная форма зеркала позволяет охлаждать его с трех сторон (сбоку, снизу и опционально сверху). Охлаждения водой при рассматриваемых значениях подводимого теплового потока достаточно, чтобы термодформации были на приемлемом уровне.

В PhD [7] предложена новая форма радиатора для охлаждения трапецевидного зеркала, разделенного на несколько частей и помещенного между ребер радиатора. В [12] представлены типичные значения коэффициента теплоотдачи со стороны радиатора:

- 1) $\alpha = 3000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ при удовлетворительном термическом сопротивлении между медным радиатором и охлаждаемым зеркалом. Соответствует случаю, когда боковая поверхность зеркала и радиатора имеют существенную шероховатость и не совсем плотно прилегают друг к другу;
- 2) $\alpha = 5000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ для случая хорошего термического контакта. Соответствует хорошо отполированной поверхности контакта зеркала и радиатора;
- 3) $\alpha = 8000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ для более хорошего термического контакта. Соответствует термическому контакту,

заполненному промежуточным материалом, типа индия или инвара;

- 4) $\alpha = 18000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ коэффициент теплоотдачи для бокового охлаждения соизмеримый со случаем прямого охлаждения внутри зеркала. Достигается путем увеличения площади соприкосновения охлаждаемой поверхности.

В [12] на основе метода конечных элементов показано, что для фиксированной геометрии зеркала, в общем диапазоне работы монохроматора, увеличение коэффициента теплоотдачи не приводит к существенному снижению термодформаций поверхности зеркала.

Для уменьшения термодформаций предлагаются и активные методы воздействия на зеркала. Так, в [9] предложен механизм, позволяющий изгибать зеркало в процессе эксплуатации с заданной точностью.

В [21] экспериментально показано, что охлаждение зеркала теплоносителем с криогенной температурой существенно уменьшает величину термодформаций, по сравнению с охлаждением водой. Однако использование криогенных температур сопряжено с большим количеством трудностей: некоторые используемые материалы оптической аппаратуры становятся хрупкими, что увеличивает риск выхода из строя аппаратуры, при проведении работы; сложность и дороговизна применения криоциллеров и др.

В [16] проведено сопоставление различных вариантов систем охлаждения зеркал технологических лазеров: канального типа, на основе пористых структур, струйного охлаждения, охлаждения с помощью двухфазного теплоносителя. Рассмотрены относительные преимущества и недостатки каждой из систем. Показано, что некоторые системы охлаждения могут обеспечить коэффициент теплоотдачи до $200\,000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$. В табл. 2 приведена сводная информация из литературных источников относительно мощности падающего излучения Q , [W]; плотности теплового потока, падающего на зеркало q , W/mm^2 ; размерам зеркал, по способам охлаждения и по расходам (числам Рейнольдса, Re_d) охлаждающей жидкости. Проведенный анализ показывает, что преимущественно подобные зеркала охлаждаются с помо-

Таблица 2. Способы охлаждения зеркал

Источ- ник литера- туры	Q [W]	q [W/mm ²]	Размеры зеркала [mm × mm × mm]	Размер пучка на зеркале [mm × mm]	Охлаждение				α [kW/(m ² ·K)]	Re _d	Охла- дитель
					Прямое (непосред- ственно в кристалле)	Косвен- ное с боков	Косвен- ное снизу	Косвен- ное комбини- рованное			
[6]		8.5	10 × 10 × 15					×	7	—	Вода
[1]	333 _{max}			310.14 × 4.488	×	×			3	—	Вода
[8]	100	0.15	40 to 150 × 25 to 35 × 40 to 70		×	×				до 55000	Жидкий азот
[9]		0.0014	1200 × 120 × 58			×					—
[2]			150 × 50 × 20		×						Вода
[5]	440	0.88	500 × 75 × 75	500 × 1		×	×		1		Вода
[10]	1100		900 × 70 × 65	~ 600 × ~ 3		×				20000	Вода
[21]	90	0.4	60 × 40, 20 × 55								Жидкий азот
[11]	~ 3400	136	1200 × 100 × 95	1160 × 70		×			2		Вода
[22]	8 – 780	8 – 240	80 × 30 × 40			×					Жидкий азот
[12]			50 × 50 × 25		×	×					Жидкий азот
[13]	~ 540	240		~ 2.5 – 8		×			1 – 5		Жидкий азот
[4]	5900–12000		1200 × 100 × 95	4.5 × 3.14		×					—
[18]		1.35		50 – 3		×					Вода
[19]			200 × 74 × 3		×				5		Вода
[14]		100	500 × 60 × 60								Вода/ жидкий азот
[17]			300 × 80 × 60			×			3		Вода
[15]	5.2		25 × 34 × 10.5			×	×				Вода/ жидкий азот
[16]							×		до 200		—

шью боковых радиаторов. Намного реже используется охлаждение внутри зеркала. Крайне редко используется комбинированное охлаждение. В большинстве работ не учитывается влияние радиаторов, только в двух работах представлены данные по числам Рейнольдса теплоносителя [8,10]. В большинстве случаев при оценке распределения температуры на поверхности зеркал на охлаждаемой стороне поддерживается постоянный коэффициент теплоотдачи. В рассмотренных литературных источниках коэффициент теплоотдачи варьируется в диапазоне от 1 до 7 kW/(m²·K), что соответствует расхо-

ду охлаждающей воды примерно от 0.03 до 0.1 kg/s (при диаметре трубки радиатора равном 10 mm). Однако как будет показано в настоящей работе, если не учитывать влияние наличия медного радиатора при малых расходах охладителя, зеркало будет охлаждаться не симметрично, и при постоянном коэффициенте теплоотдачи этого нельзя будет обнаружить с помощью численного моделирования. Поэтому второй целью настоящей работы является оценка величины коэффициента теплоотдачи, для которой необходимо учитывать влияние радиатора охлаждения.

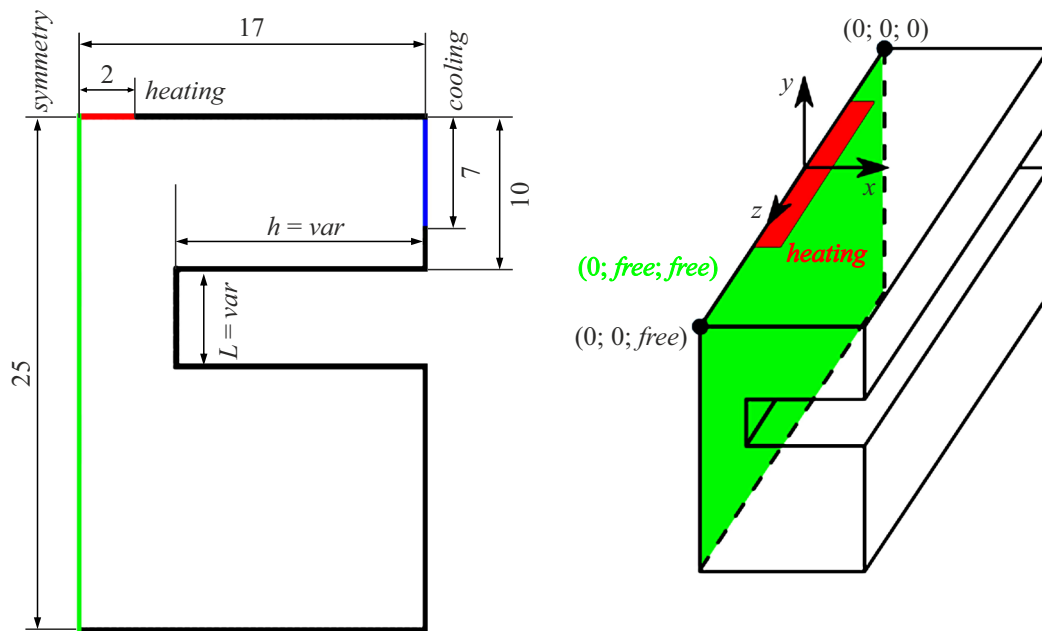


Рис. 1. Геометрические размеры исследуемого зеркала, способ закрепления зеркала.

1. Постановка задачи для расчета термоиндуцированных напряжений керамических зеркал

В настоящей работе рассматривается система с боковым охлаждением зеркала при наличии боковых проточек, предложенного в [5,17]. Очевидно, что наибольшие напряжения будут возникать на узкой нагреваемой полоске зеркала. Охлаждение зеркала предполагается с боковой части („cooling“) (рис. 1). На рис. 1 указаны размеры поперечного сечения исследуемого зеркала. Длина зеркала составляла 300 mm. Начало координат располагалось по середине отражающей поверхности.

Тепловой поток подводится сверху зеркала, зона „heating“, ширина облучаемой зоны была равна 2 mm. Плотность теплового потока задавалась в зависимости от координат и соответствовала гауссову распределению. Средняя величина плотности теплового потока $q_w = 1 \text{ W/mm}^2$.

В реальных конструкциях монохроматоров используется многослойная зеркальная оптика. В настоящей работе вариативность свойств слоев оценивалась эквивалентным коэффициентом теплопроводности. Материал зеркала — кремний [23,24]. Моделирование проводилось как без учета медного радиатора, так и при его наличии ($\alpha = \text{const}$ и var соответственно). Высота охлаждаемой области (радиатора) равнялась 7 mm, длина равнялась длине зеркала. При охлаждении „без радиатора“ на поверхности „cooling“ задавалась температура охладителя (вода) и значение коэффициента теплоотдачи. На остальных границах во всех случаях задавались условия лучистого теплообмена с окружающей средой (вакуум, температура 25°C , степень черноты зеркала задавалась

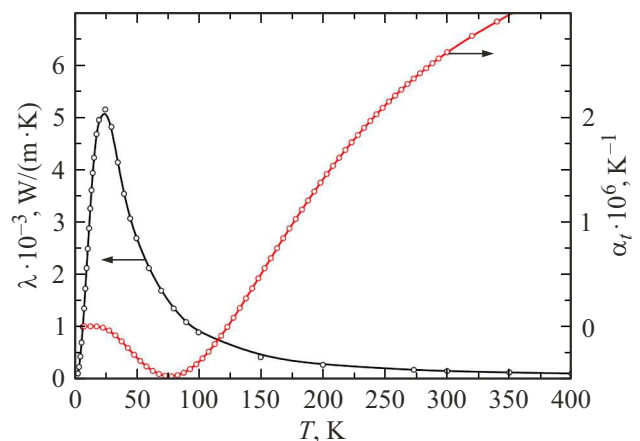


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопроводности и термического расширения кремния от температуры.

равной единице). Считалось, что охлаждение подается по двум независимым трубкам, поэтому можно рассматривать плоскосимметричную задачу. Режим теплообмена считался стационарным. Коэффициент теплопроводности кремния задавался как функция от температуры, полученная после аппроксимации данных [24] (рис. 2). Температура охлаждающей воды на входе в радиатор принималась равной 22°C .

Для моделирования термодформаций использовались табличные значения коэффициента термического расширения [23] (рис. 2). Закрепление зеркала осуществлялось следующим образом: плоскости симметрии запрещалось перемещаться вдоль оси x . Одна из точек на плоскости симметрии полностью закреплялась, ей были запрещены

перемещения вдоль всех осей. Второй точке на плоскости симметрии было разрешено перемещение вдоль оси z .

2. Математическое описание задачи

При оценке термдеформированного состояния решалась система уравнений:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)], & \gamma_{xy} &= \frac{1}{G} \tau_{xy}, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)], & \gamma_{yz} &= \frac{1}{G} \tau_{yz}, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_y + \sigma_x)], & \gamma_{zx} &= \frac{1}{G} \tau_{zx},\end{aligned}\quad (1)$$

где E и G — модуль упругости и модуль сдвига, μ , λ — коэффициенты Пуассона и Ламе, между которыми имеются следующие зависимости: $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$, $\lambda = \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}$, γ — угол сдвига, σ , τ — нормальное и касательное напряжения, [Pa].

Полные деформации определялись по зависимостям:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \varepsilon_x^y + \alpha_t \cdot T, \\ \varepsilon_y &= \varepsilon_y^y + \alpha_t \cdot T, \\ \varepsilon_z &= \varepsilon_z^y + \alpha_t \cdot T,\end{aligned}\quad (2)$$

где ε_x^y , ε_y^y , ε_z^y — упругие деформации, α_t — коэффициент температурного расширения, T — температура, [K].

Поле температуры получалось путем решения уравнения теплопроводности:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0. \quad (3)$$

Здесь x , y , z — декартовы координаты, [m], λ — коэффициент теплопроводности материала зеркала [W/(m·K)].

При учете теплообмена внутри медного радиатора дополнительно решалась система уравнений Навье-Стокса, дополненная k - ω SST-моделью турбулентности.

3. Результаты тестирования математической модели

Тепловые расчеты проводились с двойной точностью вычислений. Для случая без учета радиатора решалось одно уравнение энергии. Решение сводилось с погрешностью порядка 10^{-15} . По результатам сеточной сходимости для тепловой задачи была выбрана сетка с порядка 2 000 000 расчетных ячеек. Дальнейшее измельчение сетки не приводило к изменению профилей температуры. Для случаев с учетом радиатора решалось уже 7 дифференциальных уравнений (уравнение неразрывности, уравнение движения в проекциях на соответствующие оси координат, уравнение энергии, уравнения для кинетической энергии турбулентности и

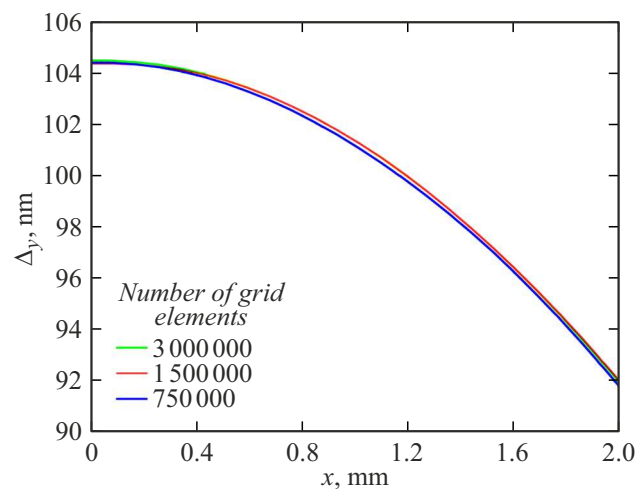


Рис. 3. Сеточная сходимость для расчетов термдеформированного состояния кремниевого зеркала.

ее диссипации). Решение сводилось с точностью не хуже 10^{-6} .

На рис. 3 представлены результаты сравнения линейных перемещений облучаемой поверхности вдоль оси x . Исследовались три расчетные сетки с различным количеством элементов: 750 000, 1 500 000 и 3 000 000. Для всех рассмотренных расчетных сеток результаты перемещений совпали, что говорит о том, что дальнейшие прочностные расчеты можно вести на сетках размером 750 000 элементов.

4. Тепловые расчеты. Сравнение результатов моделирования с учетом медного радиатора и без него

Большая плотность теплового потока, поглощаемая зеркалом, и малая площадь его приложения приводит к неравномерному распределению температуры внутри и на внешней поверхности кремниевого зеркала. На рис. 4 представлено характерное поле температуры зеркала без медного радиатора: сверху вблизи плоскости симметрии наблюдается максимальное значение температуры, на торцах наблюдается ее минимум. В данном случае коэффициент теплоотдачи α задавался постоянным по боковой стороне зеркала. Для случая $\alpha = \text{var}$, т.е. для случая с присоединенным медным радиатором поле температуры выглядит схожим образом.

Поскольку теплоноситель в радиаторе нагревается по мере движения, то изменяется и коэффициент теплоотдачи по длине. На рис. 5 представлено изменение локального числа Нуссельта по длине охлаждающей трубки радиатора в зависимости от массового расхода теплоносителя. Число Нуссельта рассчитывалось из ре-

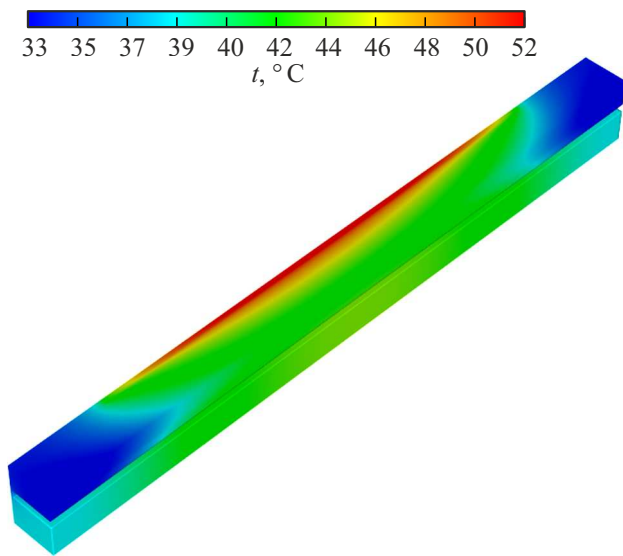


Рис. 4. Характерное поле температуры исследуемого зеркала.

результатов моделирования по следующей формуле:

$$\text{Nu} = \frac{-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w d}{T_w - \bar{T}}, \quad (4)$$

где q , $[\text{W}/\text{m}^2]$ — локальный тепловой поток, T_w , $[\text{K}]$ — температура стенки в локальном сечении, $\bar{T}$, $[\text{K}]$ — среднemasовая температура теплоносителя в сечении, d , $[\text{m}]$ — диаметр трубки, λ , $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ — коэффициент теплопроводности теплоносителя. Практически для всех случаев при относительной длине $z/Z < 0.3$ наблюдается вначале резкий спад, затем рост числа Нуссельта, где Z — длина зеркала радиатора. При этом дальнейшее увеличение длины приводит к плавному снижению локального значения числа Нуссельта. Данное поведение числа Нуссельта связано с развитием пограничного слоя на стенках трубки и с дальнейшим ламинарно-турбулентным переходом. По данным графика 5 рассчитывалось среднее значение коэффициента теплоотдачи по боковой стенке, которое закладывалось в дальнейших расчетах при $\alpha = \text{const}$. На рис. 6 представлено сравнение результатов моделирования для случая $\alpha = \text{var}$ (черные круги) и соответствующие ему средние значения $\alpha = \text{const}$ (красные линии). При больших значениях α ($\alpha > 6000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$) (что равносильно большому значению расхода теплоносителя) наблюдается симметричное распределение профилей температуры поверхности. При $\alpha < 6000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ симметричные профили температуры наблюдаются только в расчетах при $\alpha = \text{const}$, при учете радиатора в данных случаях наблюдается и асимметричное распределение температуры вдоль зеркала, и существенное различие в количественном значении температуры (различие между $\alpha = \text{const}$ и $\alpha = \text{var}$ может достигать 10 и более градусов). Поэтому при малых значениях расхода теплоносителя при оценке

температуры зеркала необходимо решать сопряженную задачу теплообмена с учетом охлаждающих радиаторов. При больших расходах теплоносителя (и соответствующих им большим значениям коэффициент теплоотдачи $\alpha > 6000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$) можно проводить оценку температуры зеркала в приближении $\alpha = \text{const}$.

На рис. 7 представлено изменение максимальной температуры кремнивого зеркала в зависимости от расхода теплоносителя (рис. 7, а) и в зависимости от коэффициента теплоотдачи (рис. 7, б). Видно, что при $\alpha > 6000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ значение максимальной температуры зеркала практически не изменяется, это говорит о том, что дальнейшее увеличение коэффициента теплоотдачи не приведет к существенному изменению поля температуры внутри зеркала. В случае учета радиатора увеличение расхода теплоносителя приводит к медленному снижению максимального значения температуры зеркала, что, по-видимому, связано с влиянием радиатора (увеличивается поверхность теплоотдачи лучистой составляющей теплообмена). В обоих случаях при фиксированной тепловой нагрузке ($q \sim 10^6 \text{ W}/\text{m}^2$) максимальное значение температуры зеркала находится в районе 75°C .

5. Влияние глубины выреза на термдеформации поверхности зеркала

В разд. 5 представлены результаты моделирования термдеформированного состояния кремнивого зеркала. Влияние глубины выреза на значение линейных перемещений представлено на рис. 8. Линия 1 представляет собой линейные перемещения поверхности зеркала без боковых проточек. Линии 2–9 деформации с возрастающей глубиной выреза, 10 — деформации с полностью убранной нижней частью (вырез проходит насквозь). В рассматриваемом случае до глубины выреза, равной

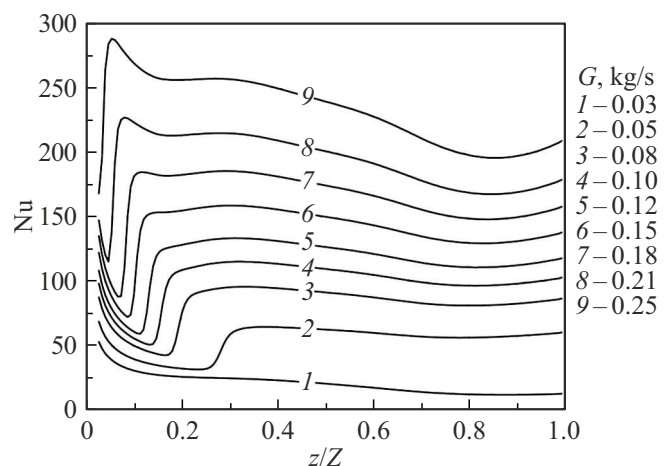


Рис. 5. Изменение локального числа Нуссельта вдоль охлаждающего радиатора.

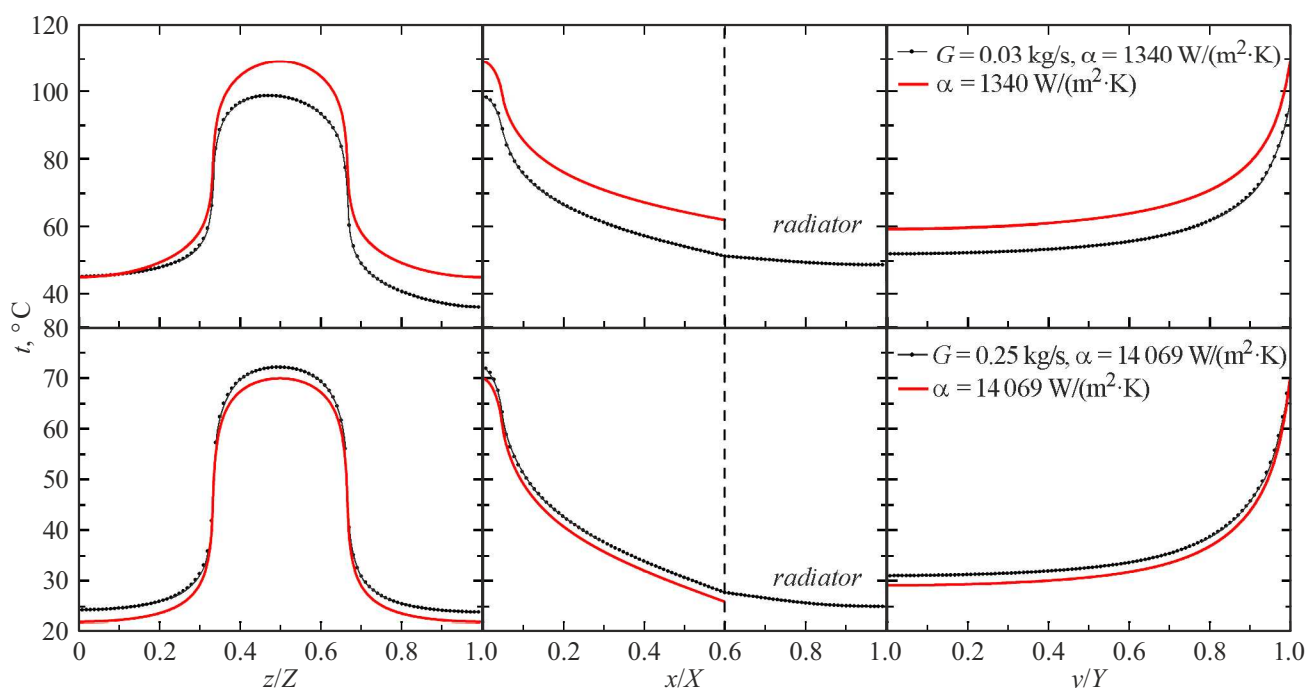


Рис. 6. Сравнение температуры облучаемой зоны для случая охлаждения с медным радиатором (полые точки) и для случая, соответствующего постоянному значению коэффициента теплоотдачи, равного среднему коэффициенту теплоотдачи для случая с радиатором.

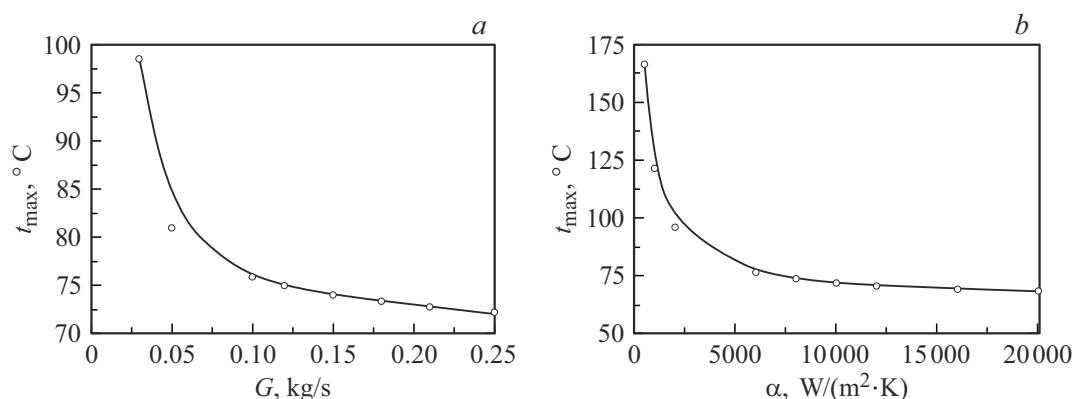


Рис. 7. Значение максимальной температуры зеркала в зависимости от расхода охладителя (а) и в зависимости от коэффициента теплоотдачи (б).

12 mm, линейные деформации уменьшаются и достигают минимальных значений при 12 mm (высота выреза при этом равна 3 mm). При увеличении глубины выреза свыше 12 mm наблюдается увеличение линейных деформаций. Угловые перемещения (рис. 9) также уменьшаются при увеличении глубины выреза до 12 mm, затем начинают увеличиваться. (На рис. 8 и далее Z — длина зеркала, $X = 17$ mm — половина ширины зеркала).

Максимальное значение линейных и угловых перемещений зеркальной поверхности в зависимости от глубины выреза представлено на рис. 10 (H — максимальная глубина выреза, соответствует половине ширины зеркала. При $H = 17$ mm у зеркала полностью отсутствует

нижняя часть). Наличие боковых проточек позволяет уменьшить линейные деформации практически в 10 раз, угловые перемещения при этом уменьшаются примерно в 8 раз. Во всех описанных выше графиках высота выреза была фиксирована и равнялась 3 mm.

Высота выреза также влияет на конечную величину термодформации (рис. 11). Так, в среднем по ширине зеркала минимальные перемещения наблюдаются при высоте щели 3 mm, однако в облучаемой области $x/X < 0.15$ минимальные перемещения наблюдаются при высоте щели равной 5 mm, при этом в среднем по ширине значение абсолютных перемещений выше, чем в случае выреза высотой 3 mm.

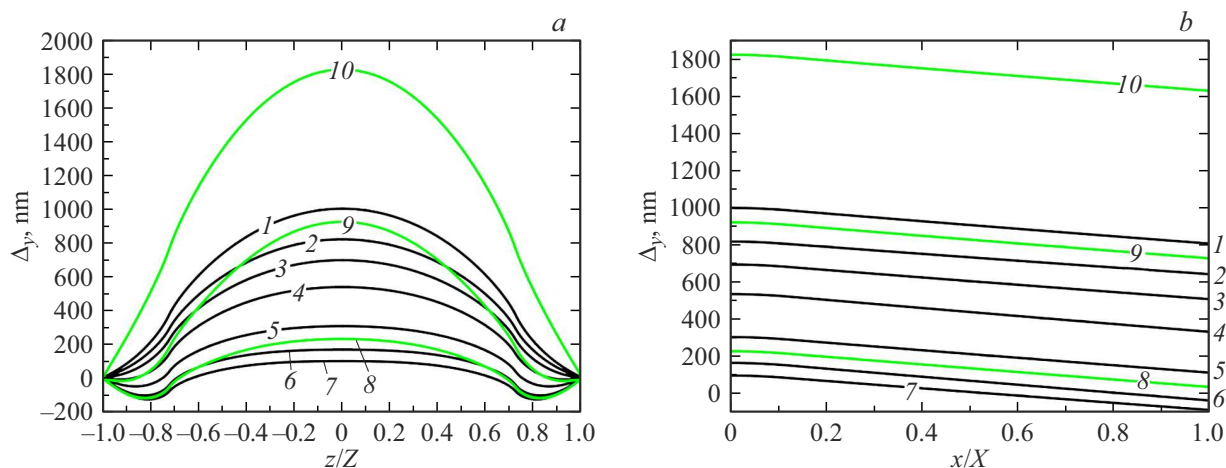


Рис. 8. Перемещения зеркальной поверхности вдоль (a) и поперек (b) зеркала. ($h = 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 17$ mm — линии 1–10, соответственно).

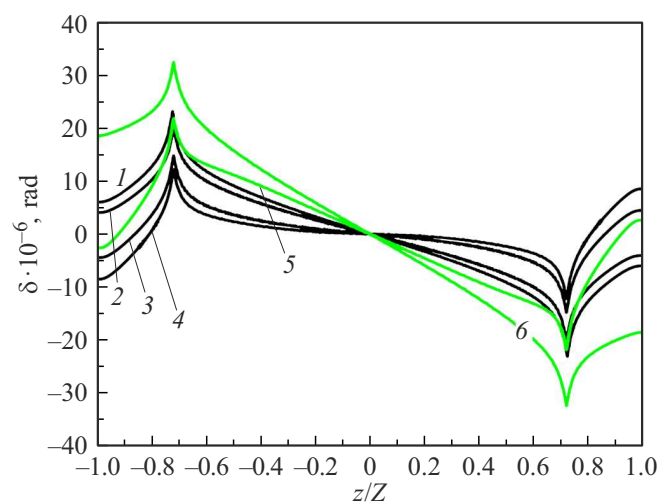


Рис. 9. Угловые перемещения вдоль поверхности зеркала. ($h = 0, 2, 8, 12, 16, 17$ mm — линии 1–6, соответственно).

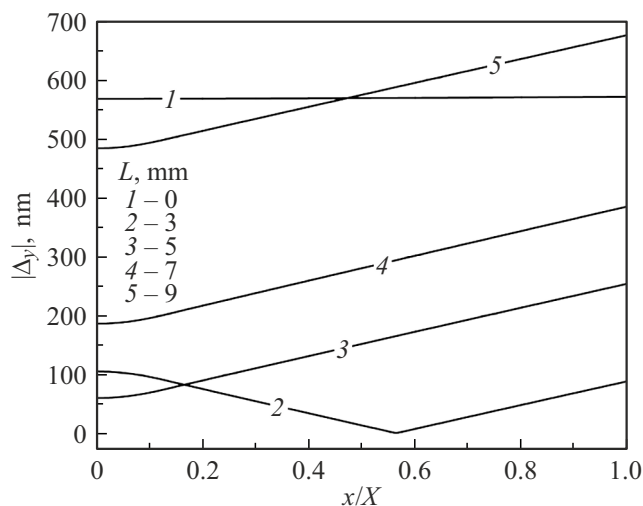


Рис. 11. Влияние высоты выреза на абсолютное значение деформации при фиксированной глубине выреза.

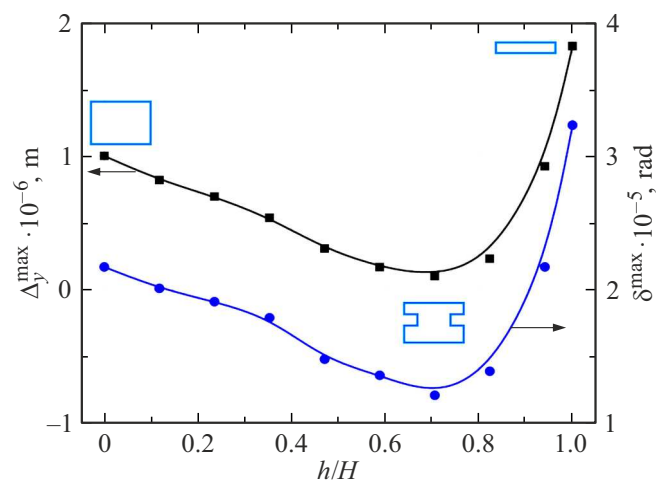


Рис. 10. Значение максимальных деформаций и угловых перемещений в зависимости от глубины выреза.

Закключение

Проведено численное исследование термдеформированного состояния кремниевых зеркал источника синхротронного излучения при высокой плотности теплового потока. Результаты моделирования показали:

1. При охлаждении кремниевых зеркал с коэффициентом теплоотдачи меньше $6000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ для оценки поля температуры необходимо учитывать влияние изменения коэффициента теплоотдачи по длине зеркала.
2. Увеличение коэффициента теплоотдачи $\alpha > 6000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ не приводит к существенному изменению поля температуры.
3. Использование боковых проточек может уменьшить линейные термоиндуцированные перемещения зеркала практически на порядок, а угловые почти в 8 раз. Данное уменьшение линейных и угловых перемещений

наблюдается в исследуемом случае. При изменении тепловой нагрузки или изменении свойств материала зеркала необходимо проводить новый оптимизационный расчет боковых проточек, поскольку изменятся поле температуры внутри зеркала и соответствующие ему деформации.

Благодарности

Авторы выражают благодарность студентам факультета летательных аппаратов НГТУ группы ГС-81 Карасеву Д.П. и Сердюкову А.Е. за участие в проведенных расчетах.

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Список литературы

- [1] L.-M. Jin, W.-Q. Zhu, Y. Wang, N.-X. Wang, J.-F. Cao, Z.-M. Xu. Nucl. Instrum. Methods Phys. Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, **902**, 190 (2018). DOI: 10.1016/j.nima.2018.06.015
- [2] R.L. Headrick, K.W. Smolenski, A. Kazimirov, C. Liu, A.T. Macrander Rev. Scientific Instrum., **73** (3), 1476 (2002). DOI: 10.1063/1.1435819
- [3] P. Hu, H. Zhu, C. He. Appl. Thermal Eng., **73** (1), 598 (2014). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.07.052
- [4] A.M. Khounsary. *SPIE's International Symposium on Optical Science, Engineering, and Instrumentation* (Denver, CO, USA, 1999), p. 10. DOI: 10.1117/12.370114
- [5] Y. Li, A. Khounsary, J. Maser, S. Nair. *Proceed. SPIE The International Society for Optical Engineering* (2004), p. 8.
- [6] A. Khounsary. J. Maser. Nucl. Instrum. Methods Phys. Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, 467–468, 654 (2001). DOI: 10.1016/S0168-9002(01)00438-7
- [7] J. Stimson. *Dissertation Submitted for the Degree of Philosophiae Doctor* (PhD), (Birmingham, (2018), p. 265.
- [8] Г. Маро, М. Россат, А. Фройнд, С. Йокш, Х. Кавата, Л. Чжан, Э. Циглер, Л. Берман, Д. Чепмен, Дж.Б. Гастингс, М. Иароччи. Rev. Scientific Instrum., **63** (1), 477 (1992). DOI: 10.1063/1.1142736
- [9] D. Pauschinger, K. Becker, R. Ludewig. Rev. Scientific Instrum., **66** (2), 2177 (1995). DOI: 10.1063/1.1145697
- [10] Y.R. Jaski, M. Meron, P.J. Viccaro. *SPIE's International Symposium on Optical Science, Engineering, and Instrumentation* (San Diego, 1998), p. 62–71. DOI: 10.1117/12.331118
- [11] A. Khounsary, W. Yun, I. McNulty, Z. Cai, B. Lai. SPIE Conference on Advances in Mirror Technology for Synchrotron X-Ray and Laser Applications, **3447**, 11 (1998).
- [12] P. Marion, L. Zhang, L. Goirand, M. Rossat, K. Martel. *Proc. MEDSI* (Hyogo, Japan, 2006), p. 8.
- [13] L. Zhang, M. Sánchez del Río, G. Monaco, C. Detlefs, Th. Roth, A.I. Chumakova, P. Glatzel. J. Synchrotron Rad., **20** (4), 567 (2013). DOI: 10.1107/S0909049513009436
- [14] X. Cheng, L. Zhang, C. Morawe, M. Sanchez del Rio. J. Synchrotron Rad., **22** (2), 317 (2015). DOI: 10.1107/S1600577514026009
- [15] M.A. Antimonov, A.M. Khounsary, A.R. Sandy, S. Narayanan, G. Navrotski Nucl. Instrum. Methods Phys. Res. Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, **820**, 164 (2016). DOI: 10.1016/j.nima.2016.02.103
- [16] Б.С. Петухов, В.А. Алексеев, Ю.А. Зейгарник др., ТБТ, **23** (6), 1200 (1985).
- [17] P. Brumund, J. Reyes-Herrera, Ch. Morawe, Th. Dufrane, H. Isern, Th. Brochard, M. Sánchez del Río, C. Detlefs. J. Synchrotron Rad., **28** (5), 1423 (2021). DOI: 10.1107/S160057752100758X
- [18] P. Oberta, V. Āč, J. Hrdý. J. Synchrotron Rad., **15** (1), 8 (2008). DOI: 10.1107/S0909049507044858
- [19] H. Kawata, M. Sato, Y. Higashi, H. Yamaoka, J. Synchrotron Rad., **5** (3), 673 (1998). DOI: 10.1107/S0909049597020268
- [20] W.K. Lee, P.B. Fernandez, A.M. Khounsary, W. Yun, E.M. Trakhtenberg. *Optical Science, Engineering and Instrumentation '97* (San Diego, 1997), p. 208–215. DOI: 10.1117/12.294480
- [21] S. Joksich, G. Marot, A. Freund, M. Krisch. Nucl. Instrum. Methods Phys. Res. Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, **306** (1–2), 386 (1991). DOI: 10.1016/0168-9002(91)90345-Q
- [22] A.I. Chumakov, I. Sergeev, J.-Ph. Celse, R. Rüffer, M. Lesourd, L. Zhang, M. Sánchez del Río. J. Synchrotron Rad., **21** (2), 315 (2014). DOI: 10.1107/S1600577513033158
- [23] Y.S. Touloukian, R.K. Kirby, R.E. Taylor, T.Y.R. Lee. *Thermal expansion. Nonmetallic solids*, **13**. in Thermophysical Properties of Matter, **13**, (1977).
- [24] Y.S. Touloukian, R.W. Powell, C.Y. Ho, P.G. Klemens. *Thermophysical properties of matter* (Boston, MA: Springer US, 1970), v. 1. DOI: 10.1007/978-1-4615-9600-4