

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РАДИАТОРА ДЛЯ ИММЕРСИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МОЩНОГО ТИРИСТОРА¹

© 2024 г. Т. В. Рябин^а, Г. Г. Янков^{б, *}, В. И. Артемов^б, В. В. Рябин^а

^аООО “КриоЭнергоСистемы”, Чистопрудный б-р, д. 5, Москва, 101000 Россия

^бНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: yankovgg@mail.ru

Поступила в редакцию 21.04.2024 г.

После доработки 05.05.2024 г.

Принята к публикации 30.05.2024 г.

Проведено численное моделирование теплового состояния тиристора T283-1600 с различными радиаторами, на поверхности которых происходит кипение жидкого диэлектрика “3M Novac 649”. Расчеты выполнены в среде “in-house” CFD-кода ANES. Коэффициенты теплоотдачи при пузырьковом и переходном кипении, а также критические плотности теплового потока вычислялись по формулам В.В. Ягова. Изменение режима кипения с пузырькового на переходный осуществлялось при равенстве плотностей тепловых потоков, рассчитанных по соответствующим формулам, — примерно 110 кВт/м², что на 17% ниже критической плотности теплового потока, предсказываемого формулой В.В. Ягова для технически гладких поверхностей. Это привело к несколько завышенным расчетным температурам радиаторов на фрагментах поверхности с переходным режимом кипения по сравнению с температурами при пузырьковом кипении на всей поверхности охлаждения. Доля площади поверхности, охваченной переходным режимом кипения, не превышала 3.2% общей площади радиатора. Были исследованы различные формы радиаторов: в виде ребер из нескольких дисков и прямоугольных параллелепипедов с вертикальными щелевыми каналами. При этом варьировались геометрические параметры ребер и каналов, их количество и габариты радиаторов. В результате численной оптимизации была определена конструкция радиатора, отвечающая требуемым условиям по максимальной температуре тиристора на поверхности контакта с радиатором. Для валидации результатов численного моделирования была создана экспериментальная установка, содержащая сборку тиристор с радиаторами, погруженную в диэлектрик “3M Novac 649”. В штатном режиме работы измерение температуры одного из радиаторов вблизи контакта с тиристором показало хорошее соответствие результатам численного моделирования.

Ключевые слова: иммерсионное охлаждение, мощный тиристор, теплоноситель-диэлектрик, пузырьковый и переходный режимы кипения, оптимизация конструкции радиатора, оребренный цилиндр, тепловые поля

DOI: 10.56304/S0040363624700309

Масштабы применения силовых полупроводниковых приборов (СПП) в промышленности и электроэнергетике неуклонно возрастают. Тиристоры, транзисторы, полупроводниковые диоды и резисторы различных типов используются в преобразователях частоты, комплексных выпрямительно-преобразовательных устройствах, статических синхронных компенсаторах, управляемых шунтирующих реакторах и других устройствах силовой электроники. При относительно компактных размерах электрическая мощность, передава-

емая СПП, может достигать нескольких единиц и даже десятка мегаватт. Например, для тиристора T283-1600 повторяющееся импульсное напряжение в закрытом состоянии равно 6000 В, допустимый средний ток в открытом состоянии — 1670 А [1], а среднее по времени тепловыделение в тиристоре $Q \approx 2000$ Вт.

Традиционно для охлаждения тиристорных устройств используют охладители — теплорассеивающие устройства, представляющие собой металлические изделия с внутренними каналами сложной формы, в которых протекает охлаждающая жидкость. В зависимости от схемы электрической коммутации тиристоры зажимаются между двумя охладителями или собираются в “пакеты” из чередующихся тиристорных и охладительных.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России в рамках государственного задания № FSWF-2023-0017 (соглашение № 075-03-2023-383 от 18.01.2023) в сфере научной деятельности на 2023–2025 гг.

Один из способов теплоотвода от СПП – иммерсионное охлаждение, т.е. погружение охлаждаемых устройств в жидкость-диэлектрик [2–4]. Из всех способов наиболее привлекательным является двухфазное иммерсионное охлаждение [5], позволяющее существенно повысить интенсивность теплосъема и, следовательно, плотность размещения электронных компонентов, а также снизить энергозатраты на их охлаждение. При двухфазном иммерсионном охлаждении на поверхностях устройства реализуется преимущественно пузырьковое кипение, характеризующееся высокими коэффициентами теплоотдачи. На сегодняшний день ведутся активные разработки новых жидких диэлектриков с требуемыми свойствами, в том числе для двухфазного иммерсионного охлаждения [6].

В настоящей работе представлены результаты численного моделирования теплового состояния тиристора T283-1600 с различными радиаторами, на поверхности которых развивается пузырьковое кипение жидкого диэлектрика “3М Novex 649”. В результате выполненных оптимизационных расчетов предложена форма радиатора, обеспечивающая выполнение требуемых температурных условий на поверхности контакта тиристора с радиатором при скачке мощности от 2 до 3 кВт.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Внешний вид тиристора T283-1600 и его габаритные размеры представлены на рис. 1. Производитель регламентирует максимальную температуру на плоской (контактной) поверхности тиристора, равную 85°C. Оценки возможного теплосъема показывают, что площадь поверхности самого тиристора будет совершенно недостаточна для обеспечения требуемого теплового режима его работы при погружении в кипящую диэлектрическую жидкость. Это обуславливает необходимость использования радиатора, размещенного между контактными поверхностями соседних тиристоров, для дополнительного рассеивания тепла в окружающую среду. В качестве материала радиатора был выбран алюминий: он доступен, легко обрабатывается, обладает высокими значениями тепло- и

электропроводности. Последнее качество важно для обеспечения хорошего электрического контакта между радиаторами и тиристорами в последовательной сборке.

В техническом описании тиристора указан коэффициент термического сопротивления R_t , вызывающий тепловыделение и перепад температур между центром тиристора (T_1 – максимальная температура) и центром внешней поверхности плоской стенки (T_2) устройства (центром контактного пятна с радиатором) для режима двустороннего охлаждения:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = R_t \frac{Q}{2}; \quad (1)$$

$$R_t = 0.0077 + 0.0015 = 0.0092 \text{ К/Вт}. \quad (2)$$

Первое слагаемое в (2) соответствует термическому сопротивлению кристалла, а второе – термическому сопротивлению стенки корпуса тиристора (основанию).

Следует отметить, что теплопроводность тиристора в осевом и радиальном направлениях существенно различается вследствие анизотропии внутренней структуры устройства. При этом осевая компонента теплопроводности (λ_z) на несколько порядков выше радиальной (λ_r). Коэффициенту термического сопротивления R_t и размерам тиристора соответствует осевая теплопроводность $\lambda_z = 160 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Тем не менее, поскольку в разных литературных источниках значение λ_z варьируется в диапазоне от 70 до 160 Вт/(м · К), в расчетах, выполненных авторами настоящей статьи, использовалось наименьшее значение $\lambda_z = 70 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Так как кристалл тиристора “залит” композитом, то для теплопроводности λ_r (в двумерных осесимметричных постановках) и для λ_x , λ_y (в трехмерных постановках) применялось значение 0.5 Вт/(м · К) – типичное для термопаст.

Теплофизические свойства теплоносителя “3М Novex 649”

Согласно техническим характеристикам тиристора T283-1600, предельно допустимая температура основания корпуса тиристора не должна превышать 85°C [1]. Эти условия ограничивают температуру насыщения теплоносителя-диэлектрика. Теплофизические свойства теплоносителя “3М Novex 649” [5], использованные в настоящей работе, представлены в табл. 1, где символами t и T обозначены температуры в градусах Цельсия и Кельвинах.

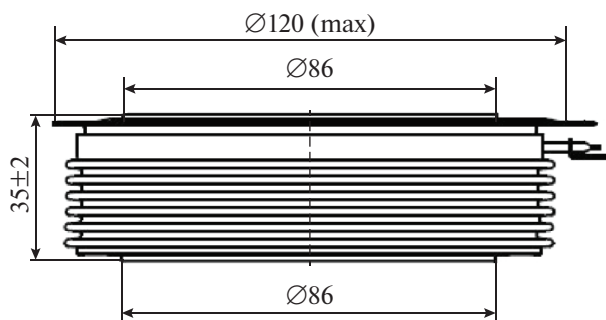


Рис. 1. Габаритные размеры тиристора T283-1600

Таблица 1. Свойства теплоносителя “3М Novac 649”

Свойство	Значение или формула для расчета
Температура насыщения $T_{sat}(p_0)$, К, при давлении, соответствующем атмосферному, $p_0 = 0.1$ МПа	322.15
Критическая температура T_{cr} , К	442.15
Критическое давление p_{cr} , МПа	1.88
Плотность жидкости ρ_f , кг/м ³	$1674.4 - 2.904t$
Плотность пара ρ_v , кг/м ³	$pM/(R_0T)$, где $R_0 = 8.314$ кДж/(кмоль · К) – универсальная газовая постоянная
Молярная масса M , кг/кмоль	336
Кинематический коэффициент вязкости жидкости ν_f , м ² /с	$\{0.45 - (0.45 - 0.30)/[29(t - 10)]\} \times 10^{-6}$
Теплопроводность жидкости λ_f , Вт/(м · К)	$0.063403 - 0.000188t$
Удельная изобарная теплоемкость жидкости c_{pf} , Дж/(кг · К)	$1091.9 + 0.3419t + 0.0039t^2$
Коэффициент поверхностного натяжения σ , Н/м	10.8×10^{-3}
Теплота фазового перехода h_{fv} , кДж/кг	88.0

Примечание. В формулах для ν_f , λ_f , c_{pf} используется температура в градусах Цельсия, обозначенная символом t . Формулы получены для диапазона температур от 173.15 К до T_{sat} .

Математическая модель

При использовании кипящего теплоносителя для охлаждения и отсутствии вынужденного течения парожидкостной смеси теплоотдача в первую очередь определяется процессами, протекающими на поверхности охлаждения. Характер свободно-конвективного течения парожидкостной смеси в этом случае слабо влияет на теплосъем. Поэтому при охлаждении кипящим теплоносителем можно ограничиться только моделированием процесса теплопроводности внутри твердых конструкций, задав граничные условия, соответствующие режиму кипения на охлаждаемых поверхностях. Именно такой подход применяется в данной работе.

Для всех рассчитанных вариантов конструкции тиристор – радиатор расчетная область (РО) представляла собой объем твердой среды с анизотропной и неоднородной теплопроводностью, на ограничивающих поверхностях которого задавали граничные условия. Поскольку реальные конструкции – это периодически повторяющиеся звенья тиристор – радиатор, РО были образованы половиной указанного звена, “вырезанной” плоскостями симметрии, нормальными к оси z , совпадающей с осью тиристора. Таким образом, РО включала в себя половину тиристора, контактирующего с половиной радиатора. На поверхностях симметрии ставили адиабатические условия, а на всех остальных поверхностях – граничные условия теплообмена по закону Ньютона – Рихмана. Уравнения теплопроводности для осесимметричных и трехмерных конструкций решались численно. Они имеют вид

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v = 0; \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v = 0, \tag{4}$$

где q_v – мощность объемного тепловыделения в тиристоре, Вт/м³; r – текущий радиус любой точки в РО.

Важнейший этап при решении поставленной задачи – определение коэффициента теплоотдачи при пузырьковом и переходном режимах кипения в большом объеме и значения критической плотности теплового потока q_{cr} .

Из многочисленных формул для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении, которые можно обнаружить в учебных изданиях, справочниках и научных статьях, наиболее универсальной и физически обоснованной является формула В.В. Ягова², проверенная на огромном массиве опытных данных по пузырьковому кипению различных теплоносителей:

$$\alpha_b = 3.43 \times 10^{-4} \frac{\lambda_f \Delta T^2}{\nu_f \sigma T_{sat}} (1 + C) \times \\ \times (1 + \sqrt{1 + 800B + 400B}); \tag{5}$$
$$C = \frac{h_{fv} \Delta T}{2R_i T_{sat}}; \quad R_i = \frac{R_0}{M}; \quad B = \frac{h_{fv} (\rho_v \nu_f)^{3/2}}{\sigma \sqrt{\lambda_f T_{sat}}}.$$

² Расшифровка всех величин, входящих в эту и последующие формулы, дана в табл. 1.

Формула (5) впервые была предложена в работе [7]. Позднее она была использована для сравнения с опытными данными по кипению диоксида углерода (высокие приведенные давления) и показала хорошее соответствие им без введения каких-либо дополнительных поправок.

Как известно, с увеличением плотности теплового потока на стенке происходят слияние и рост сухих пятен, что способствует возникновению кризиса пузырькового режима кипения и переходу к пленочному режиму. Для умеренных и высоких приведенных давлений ($p/p_{cr} > 0.05$) максимальная (критическая) плотность теплового потока q_{cr} , при котором сохраняется пузырьковый режим кипения, может быть рассчитана по формуле С.С. Кутателадзе [8]:

$$q_{cr} = 0.14 h_{fv} \rho_v^{0.5} [\sigma g (\rho_f - \rho_v)]^{0.25}, \quad (6)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с², или по формуле В.В. Ягова [9]:

$$q_{cr} = 0.06 h_{fv} \rho_v^{0.6} \sigma^{0.4} \left[\frac{g (\rho_f - \rho_v)}{\rho_f \nu_f} \right]^{0.2}. \quad (7)$$

Интересно отметить, что при приведенных давлениях $p/p_{cr} > 0.005$ эти формулы дают практически одинаковые значения q_{cr} , несмотря на совершенно разные основополагающие идеи, использованные их авторами при выводе. В настоящей работе была использована формула (7).

Как отмечается автором [9], для переходного режима кипения общепризнанные теоретические модели отсутствуют. Тем не менее вполне разумные результаты дает формула В.В. Ягова:

$$\alpha_{tr} = 32 \frac{(\sigma \rho_f)^{17/24} R_i^{11/24} T_{sat}^{41/24} g^{5/8}}{(h_{fv} c_{pf})^{1/12} \rho_v^{1/3} \Delta T^{17/12}} \frac{1}{\Delta T}. \quad (8)$$

Эта формула проверена на довольно большом массиве опытных данных, полученных для метанола, воды и хладонов. Зависимость для коэффициента теплоотдачи (8) использовалась в расчетах при $q > \tilde{q}_{cr}$, где $\tilde{q}_{cr}$ — локальная плотность теплового потока, соответствующая равенству тепловых потоков, рассчитанных по соотношениям (5) и (8). Следует отметить, что значение $\tilde{q}_{cr}$ примерно на 17% ниже критической плотности теплового потока q_{cr} , предсказываемой формулой В.В. Ягова (7) для технически гладких поверхностей. Это привело к несколько завышенным расчетным температурам радиаторов на фрагментах поверхности с переходным режимом кипения по сравнению с температурами при пузырьковом кипении на всей поверхности охлаждения (см. далее).

ТЕСТИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Численные решения получены с помощью открытого компьютерного CFD-кода ANES [10], непрерывно совершенствуемого на кафедре инженерной теплофизики НИУ МЭИ. Для построения дискретных аналогов дифференциального уравнения теплопроводности используется консервативный метод контрольного объема [11]. В коде предусмотрена возможность параллельных вычислений на структурированных и неструктурированных сетках с локальным дроблением и дробными ячейками для описания поверхностей сложной геометрической формы. На рис. 2 изображен фрагмент двумерной неструктурированной сетки.

В качестве примера на рис. 3 приводятся результаты моделирования поля температуры в кольцевой прослойке, у которой внутренний и внешний радиусы равны $r_{in} = 0.043$ м и $r_{out} = 0.1$ м, а для теплопроводности принято значение $\lambda = 204$ Вт/(м · К). На внутренней поверхности прослойки задана постоянная температура $t_{in} = 85^\circ\text{C}$, на внешней — граничное условие третьего рода для двух вариантов: коэффициент теплоотдачи $\alpha_{out} = 0.5$ и 5.0 кВт/(м² · К) — при температуре окружающей среды $t_{out} = 49^\circ\text{C}$. Аналитическое решение этой задачи выглядит следующим образом:

$$t_a = t_{in} + \frac{\alpha_{out} r_{out}}{\lambda + \alpha_{out} r_{out} \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \ln \left(\frac{r}{r_{in}} \right) (t_{out} - t_{in}). \quad (9)$$

На рис. 3 можно видеть, что даже на относительно “грубой” декартовой сетке (см. рис. 2) изолинии имеют практически форму окружностей, при этом отклонения рассчитанных температур от точных значений пренебрежимо малы.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТИРИСТОРА С РАДИАТОРАМИ В ВИДЕ ОРЕБРЕННОГО ЦИЛИНДРА

До проведения параметрических расчетов различных радиаторов необходимо оценить погрешность, связанную с упрощенным представлением тиристора в виде цилиндра диаметром $d = 86$ мм. С этой целью были проделаны модельные расчеты, в которых различными способами моделировалась конструкция тиристора (см. рис. 1). Для описания формы корпуса тиристора предполагалось, что он (тиристор) состоит из цилиндра диаметром $d = 86$ мм и внешней оребренной трубы, примыкающей к нему без зазора и контактного термического сопротивления, с диаметром по основаниям ребер $d_r = 106$ мм и трапециевидными ребрами высотой $h_r = 3.5$ мм. Толщина ребер кор-

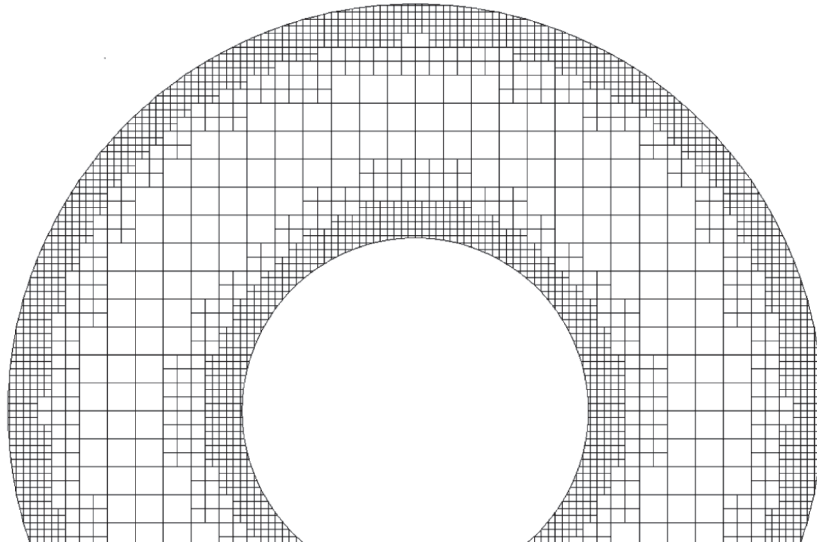


Рис. 2. Неструктурированная декартова сетка с дроблением и приграничными дробными ячейками

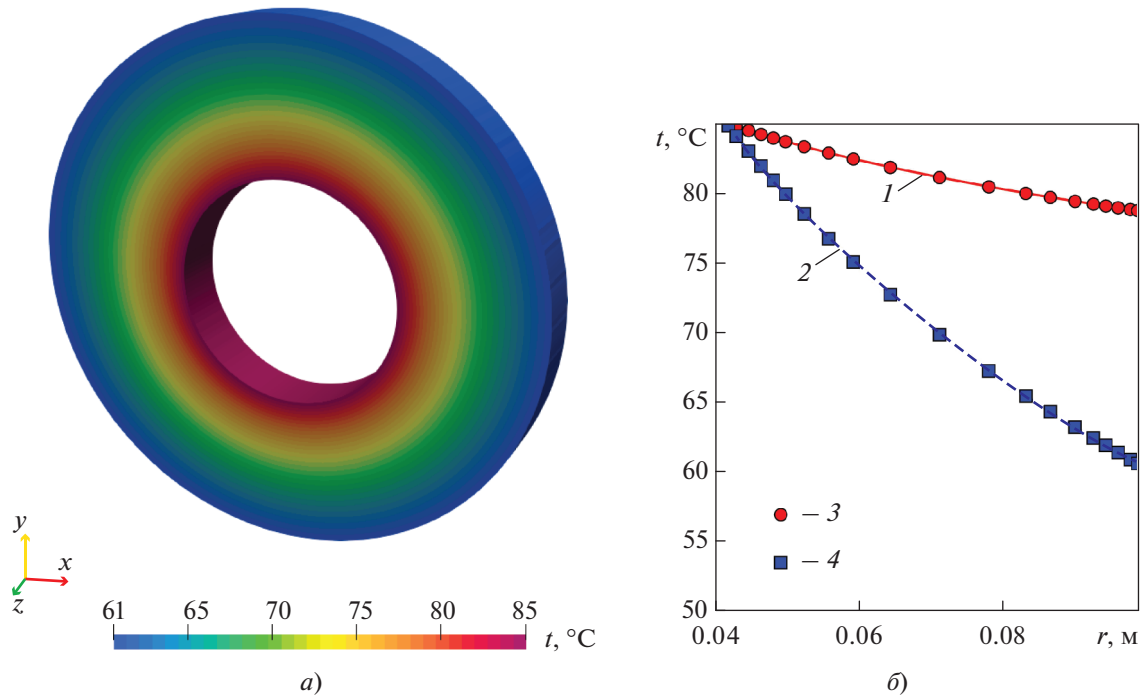


Рис. 3. Рассчитанное поле температуры для $\alpha_{out} = 5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (а) и распределение температуры по радиусу (б). α_{out} , кВт/(\text{м}^2 \cdot \text{К}): точное решение: 1 – 0.5; 2 – 5.0; расчет: 3 – 0.5; 4 – 5.0

пуса у основания составляет 4 мм, на конце ребер – 3 мм. Форма тиристора с гофрированной боковой поверхностью и нижним радиатором с двумя кольцевыми ребрами (половина периодического звена) показана на рис. 4, в, г. Рассчитывались четыре гипотетических варианта конструкции:

вариант 1 – только радиатор с заданной плотностью теплового потока $q_w = Q/(2S)$ (S – площадь контактного пятна) на пятне контакта тиристор –

радиатор (собственно тиристор не моделировался) (рис. 4, а);

вариант 2 – тиристор в виде гладкого цилиндра диаметром d с радиатором, имеющим два кольцевых ребра (на половине периодического звена) (рис. 4, б);

варианты 3, 4 – два варианта тиристора (также с радиаторами) в виде такого же цилиндра, но с внешней оребренной трубой, выполнен-

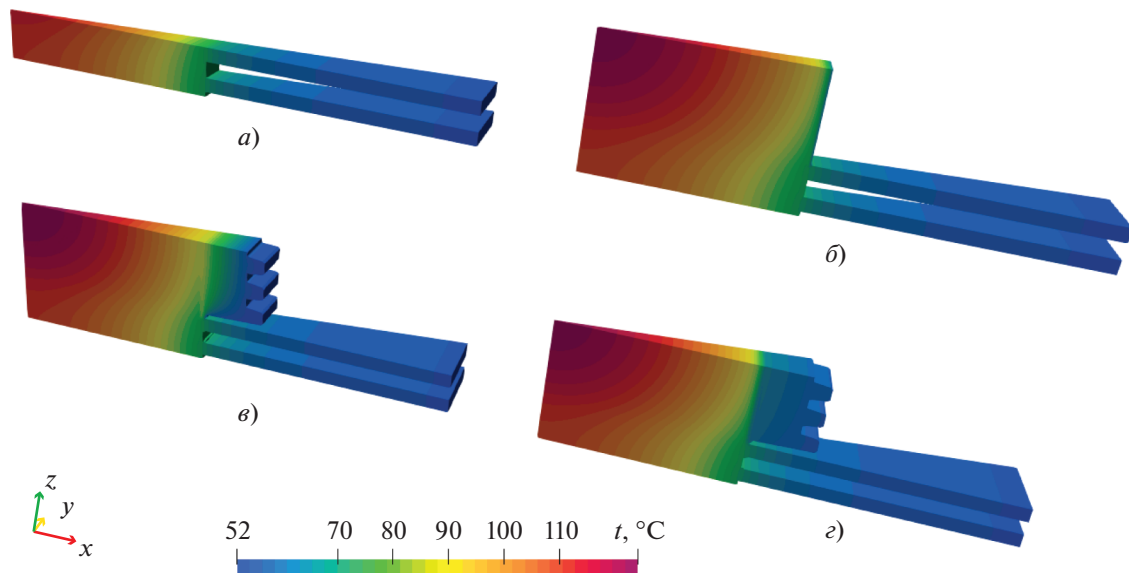


Рис. 4. Поля температуры при разных конструкциях тиристора

ной из материалов разной теплопроводностью: $\lambda_r = \lambda_z = 0.5$ Вт/(м · К) (аналог термопасты, см. рис. 4, в) и $\lambda_r = \lambda_z = 16$ Вт/(м · К) (аналог стали, см. рис. 4, г).

Радиатор для всех вариантов представлял собой цилиндр диаметром d , оребренный кольцевыми ребрами. Диаметр по концам ребер $D = 200$ мм, толщина ребер $\delta = 3$ мм, шаг оребрения $s = 6$ мм. Теплопроводность материала радиаторов здесь и далее была принята равной теплопроводности алюминия — 204 Вт/(м · К).

Тепловые поля в рассматриваемых конструкциях изображены на рис. 4. В табл. 2 приведены характеристики конструкций, представляющие наибольший интерес для практики. Как и следовало ожидать, более высокая температура контактного пятна зафиксирована для варианта 1 из-за отсутствия теплоотвода через боковую поверхность тиристора. Наибольшее различие в температурах, которое характерно для минимальной температуры контактного пятна $t_{c,min}$, составляет всего 4,2°C (см. табл. 2, варианты 1, 4). Что же касается различий максимальных температур контактного пятна $t_{c,max}$, то они не превышают 1,2°C. Наибольший теплоотвод от боковой поверхности тиристора наблюдается у вариантов 2 и 4 (см. табл. 2). Но и в данных случаях учет теплообмена на боковой поверхности тиристора незначительно отразился на температурах контактного пятна. Выявленные особенности являются следствием сильной анизотропии теплопроводности тиристора при низком значении теплопроводности вдоль радиальной координаты.

Дальнейшие исследования были выполнены с помощью модели тиристора в виде цилиндра, так как этот вариант дает определенное представление о температуре внутри корпуса и практически не отличается от вариантов с гофрированной боковой поверхностью по температуре пятна $t_{c,max}$, которая не должна превышать 85°C. Первые полученные результаты (см. рис. 4 и табл. 2) показали, что конструкция радиатора в виде оребренного цилиндра не обладает высокой эффективностью. Действительно, при наличии четырех ребер у общего радиатора для двух соседних тиристор — радиатор, см. рис. 4) максимальная температура контактного пятна (114°C) оказалась заметно выше предельно допустимой температуры (85°C).

Распределения температуры по радиусу контактного пятна для вариантов 1 и 2 представлены на рис. 5. Варьирование шага, толщины и внешнего диаметра ребер показало, что допустимая температура пятна может быть достигнута только при 10–12 ребрах толщиной не менее 8 мм каждое. При этом, разумеется, габаритные размеры сборки тиристор — радиатор оказываются неприемлемыми. Следует также иметь в виду, что у корней ребер возможно возникновение переходного режима кипения.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТИРИСТОРА С РАДИАТОРАМИ СО ЩЕЛЕВЫМИ КАНАЛАМИ

В качестве альтернативы радиаторам с кольцевыми ребрами были рассмотрены варианты

Таблица 2. Тепловые характеристики различных конструкций

Характеристика	Номер варианта			
	1	2	3	4
Тепловой поток, кВт:				
на контактном пятне $Q_{z,l/2}$	1.00	0.92	0.98	0.92
на половине боковой поверхности тиристора $Q_{r,l/2}$	—	0.08	0.02	0.08
Температура в объеме тиристора, °С:				
минимальная $t_{tir,min}$	—	67.3	77.4	70.2
максимальная $t_{tir,max}$	—	122.7	123.8	123.0
Температура контактного пятна, °С:				
минимальная $t_{c,min}$	74.0	72.0	73.9	69.8
максимальная $t_{c,max}$	115.0	114.0	115.2	114.2
Коэффициент термического сопротивления R_t , К/Вт	—	0.0095	0.0088	0.0096

радиаторов со щелевыми каналами охлаждения. При моделировании допускалось существование одного из двух режимов кипения — пузырькового или переходного. Коэффициенты теплоотдачи при первом режиме кипения рассчитывались по формуле (5), а при втором — по формуле (8). Кривые кипения для обоих режимов показаны на рис. 6. Как отмечалось ранее, пересечение кривых для пузырькового и переходного режимов кипения соответствует плотности теплового потока $\tilde{q}_{cr} = 110 \text{ кВт/м}^2$, что заметно ниже значе-

ний q_{cr} , рассчитанных по формулам Кутателадзе (155 кВт/м^2) и Ягова (130 кВт/м^2).

Заниженное значение критической плотности теплового потока существенно не изменяет температуру рассматриваемых далее радиаторов, так как доля площади поверхности, для которой выполняется условие $q > \tilde{q}_{cr}$, не превышает 3.2% для радиатора с 6 ребрами, а для радиаторов с 8 и 12 ребрами — на всей поверхности теплообмена $q \leq \tilde{q}_{cr}$. Это обстоятельство позволило не учитывать возможное увеличение критической плотности теплового потока при пузырьковом кипении на металлах, отличных от стали по физическим свойствам [12, 13].

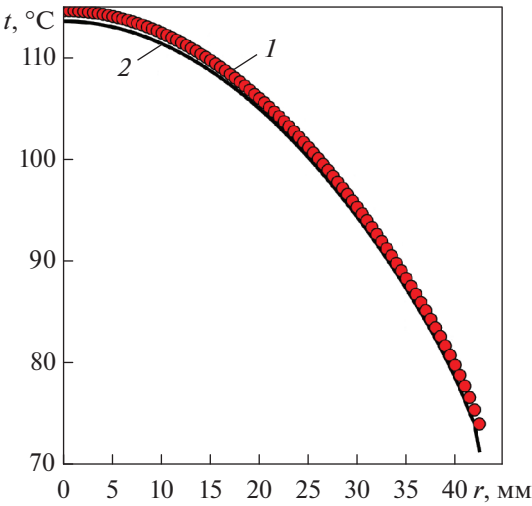


Рис. 5. Распределение температуры по радиусу пятна контакта.
1 — модель с заданной плотностью теплового потока на контактном пятне радиатора; 2 — модель тиристора в виде цилиндра

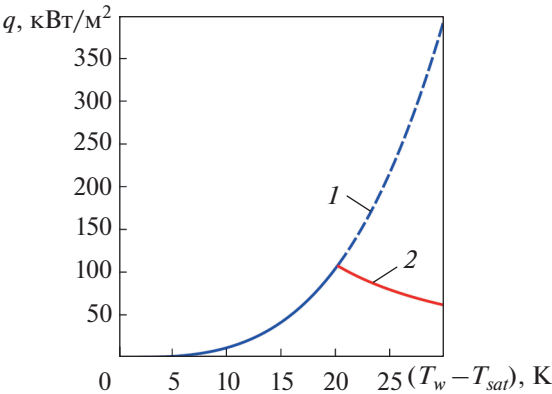


Рис. 6. Кривые кипения при пузырьковом (1) и переходном (2) режимах.
 T_w — температура стенки, на которой происходит кипение

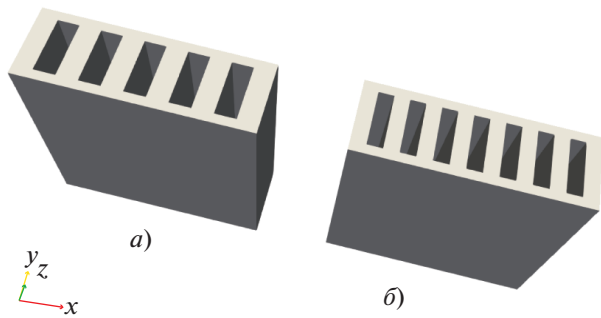


Рис. 7. Геометрические формы радиаторов с шестью (а) и восемью (б) ребрами

Радиатор со щелевыми каналами состоит из двух параллельных пластин размером 120×120 мм и толщиной 5 мм, между которыми расположены ребра высотой $h = 46$ мм (вариант 1) или $h = 30$ мм (вариант 2), образующие каналы охлаждения (внешние габариты радиатора $Lx \times Ly \times Lz$ для варианта 1 соответствуют $120 \times 56 \times 120$ мм, для варианта 2 – $120 \times 40 \times 120$ мм). Размеры пластин, количество и размеры ребер были выбраны на основе серии оптимизационных расчетов. Удовлетворительные результаты были получены при числе ребер 6, 8, 12. Радиаторы с шестью и восемью

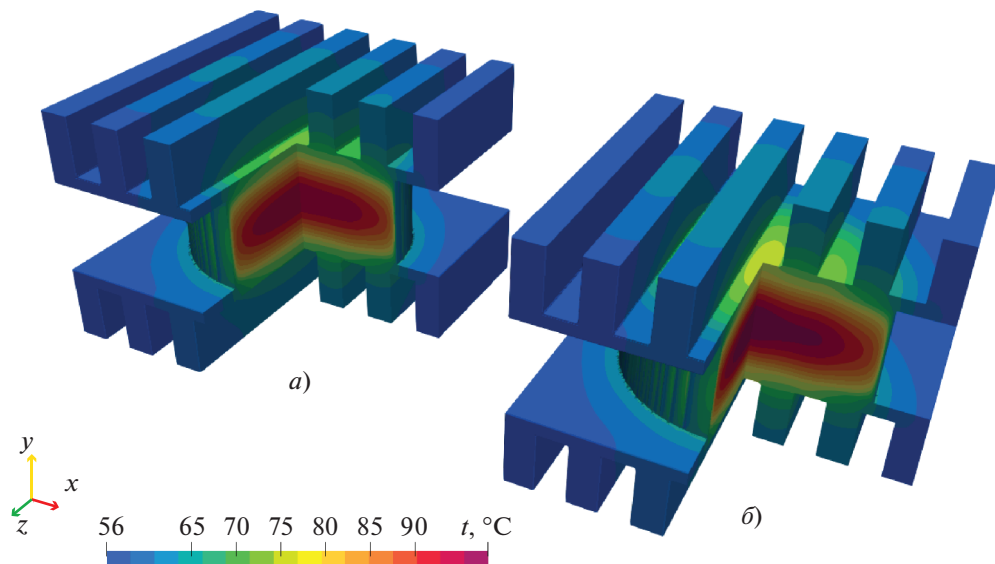


Рис. 8. Поля температуры в тиристоре и радиаторе с шестью ребрами при пузырьковом кипении на всех поверхностях (а) и с учетом возможного переходного режима кипения (б)

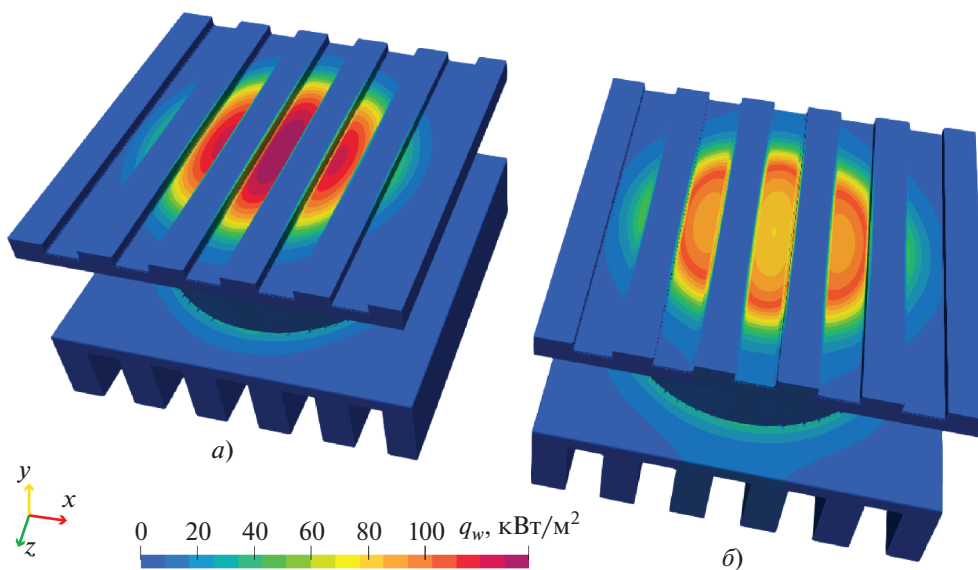


Рис. 9. Поля плотностей теплового потока на поверхности пластин, обращенных к ребрам, в радиаторе с шестью ребрами при пузырьковом кипении на всех поверхностях (а) и с учетом возможного переходного режима кипения (б)

ребрами изображены на рис. 7. Толщины ребер и расстояния между ними были выбраны одинаковыми. Тиристор моделировался в виде цилиндра диаметром 86 мм с осью в направлении оси y и высотой 36 мм.

На рис. 8 для наглядности показаны тиристоры с “северными” и “южными” половинами радиаторов с шестью ребрами. Поскольку плоскость xOz при $y = Ly/2$ является плоскостью симметрии, расчеты выполнялись для половины конструкций (по оси y), изображенных на рис. 8. Наличие двух конструкций на этом рисунке объясняется тем, что поле температуры на рис. 8, *а* получено в предположении пузырькового кипения на всех поверхностях, а на рис. 8, *б* – с учетом возможности переходного режима кипения.

Максимальная плотность теплового потока в местах контакта тиристора с радиатором (рис. 9) с шестью ребрами в случае только пузырькового кипения достигает значения $q_w = 136 \text{ кВт/м}^2$, которое несколько превышает критическую плотность теплового потока, вычисленную по формуле Ягова (7), но оказывается меньше значения, рассчитанного по формуле Кутателадзе (6). Наиболее важной характеристикой является максимальная температура контактного пятна $t_{c,\max}$, представленная в табл. 3 для радиаторов с 6, 8 и 12 ребрами высотой $h = 46 \text{ мм}$ каждое. В таблице также указаны полученные данные о максимальной температуре в объеме тиристора и относительных площадях поверхностей радиатора $S_{fb,surf}$ и тиристора $S_{fb,tir}$, охваченных переходным режимом кипения. Все значения в табл. 3 приведены через дробную черту: первое соответствует пузырьковому режиму кипения на всех поверхностях, второе учитывает реализацию переходного режима кипения.

Поля температуры и плотности теплового потока на контактном пятне при использовании радиатора с 12 ребрами высотой $h = 46 \text{ мм}$ показаны на рис. 10, 11.

Увеличение осевой теплопроводности тиристора до значения $\lambda_{tir,y} = 160 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ практически

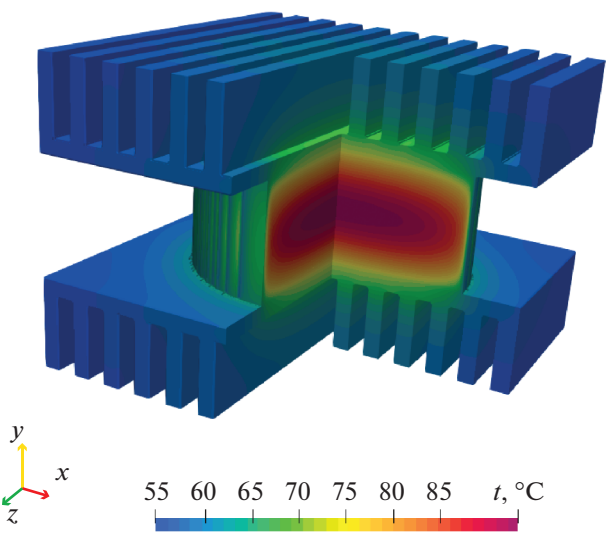


Рис. 10. Поля температуры в тиристоре и радиаторе с 12 ребрами (на всех поверхностях реализуется пузырьковый режим кипения)

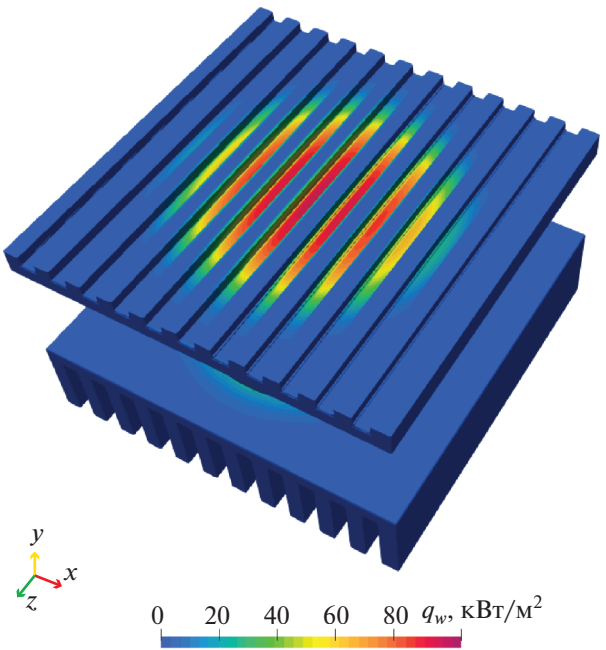


Рис. 11. Поле плотности теплового потока

Таблица 3. Характеристики рассчитанных вариантов конструкции

Параметр	Количество ребер		
	6	8	12
$t_{tir,\max}, ^\circ\text{C}$	95.3/98.1	94.3/95.1	93.0/93.0
$t_{c,\max}, ^\circ\text{C}$	75.7/78.6	74.8/75.6	73.5/73.5
$S_{fb,tir}, \%$	0/0	0/0	0/0
$S_{fb,surf}, \%$	0/3.2	0/1.4	0/0



Рис. 12. Фрагмент опытной установки.
1 – тиристор; 2 – радиатор

не отразилось на максимальной температуре контактного пятна. Для варианта с 8 ребрами с учетом переходного режима кипения значение $t_{c, \max}$ снизилось на 0.2°C ($t_{c, \max} = 75.4^\circ\text{C}$ вместо 75.6°C). Для радиатора с 12 ребрами снижение $t_{c, \max}$ не превысило 0.1°C . При этом максимальная температура в объеме тиристора с радиатором с 8 ребрами снизилась на 10°C (85.1°C вместо 95.1°C).

Для анализа возможности уменьшения габарита радиатора в направлении оси тиристора были выполнены расчеты с ребрами высотой 30 мм. Полученные данные представлены в первой строке табл. 4, соответствующей мощности тиристора

$Q = 2$ кВт. Сравнивая эти данные со значениями, представленными в табл. 3, можно заметить, что максимальная температура контактного пятна возросла незначительно и осталась в требуемых пределах.

Интерес представляют температуры контактного пятна при непредвиденном скачке тепловой мощности тиристора. С этой целью были смоделированы режимы с повышенным тепловыделением. Результаты моделирования приведены в табл. 4, из которой следует, что радиатор с 12 ребрами обеспечивает приемлемую максимальную температуру контактного пятна при практически

Таблица 4. Характеристики рассчитанных вариантов конструкции при разных значениях мощности (высота ребер $h = 30$ мм)

Мощность, кВт	6 ребер		8 ребер		12 ребер	
	$t_{c, \max}$	$S_{fb, surf}, \%$	$t_{c, \max}$	$S_{fb, surf}, \%$	$t_{c, \max}$	$S_{fb, surf}, \%$
2.0	80.3	5.2	76.7	2.5	73.9	0.1
2.2	84.5	7.4	79.5	3.9	75.6	1.2
2.4	89.6	10.2	82.8	5.8	77.7	2.3
2.6	—	—	86.6	7.9	80.0	3.4
2.8	—	—	—	—	82.7	4.7
3.0	—	—	—	—	85.6	6.1

полуторакратном увеличении мощности тиристора.

ОПЫТНАЯ ПРОВЕРКА ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ТИРИСТОРА В РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

Для проверки результатов выполненных расчетов были проведены экспериментальные исследования. В сборке между тиристорами были установлены восьмиреберные алюминиевые радиаторы. Для контроля температуры поверхности контакта радиатора с тиристором в первом была сделана проточка для размещения термометра соprotivления.

Тиристоры с радиаторами и соответствующими электрическими подключениями размещались в емкости, частично заполненной диэлектриком. В верхней ее части был установлен водоохлаждаемый конденсатор. Емкость со сборкой тиристоров и радиаторов показана на рис. 12.

Эксперименты проводились при номинальном токе в цепи тиристоров (1670 А). Давление внутри емкости было близким к атмосферному. Перед заполнением диэлектриком емкость вакуумировалась для удаления неконденсирующихся газов.

В условиях сильных электромагнитных полей измерение температуры имеющимися средствами оказалось невозможным. Однако значения температуры сразу после снятия высокого напряжения соответствовали диапазону 73–76°C, что можно признать хорошим совпадением с результатами численного моделирования ($t_{c, \max} = 76.7^\circ\text{C}$, см. табл. 4).

ВЫВОДЫ

1. Численное моделирование иммерсионного охлаждения тиристора T283-1600 с алюминиевыми радиаторами различных типов кипящим теплоносителем “3M Novec 649” показало низкую эффективность радиаторов, выполненных в виде цилиндров с кольцевым оребрением. Удовлетворительные результаты получены при использовании радиаторов со щелевыми каналами охлаждения, образованными продольными ребрами между параллельными пластинами.

2. Представленные данные о максимальных температурах контактного пятна радиатор – тиристор в рабочем режиме демонстрируют возможность применения радиаторов с 6, 8 и 12 ребрами для термостабилизации тиристора T283-1600.

3. Температуры контактного пятна, рассчитанные для восьмиреберного радиатора, показали хорошее соответствие экспериментально измеренным температурам.

4. Полученные данные для аварийных режимов обладают повышенной консервативностью вследствие принятия критической плотности теплового потока для пузырькового кипения $\tilde{q}_{cr} = 110 \text{ кВт/м}^2$, что на 17 и 29% ниже значений, вычисленных по формулам Ягова (7) и Кутателадзе (6) соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тиристор** низкочастотный T283-1600 / Электровыпрямитель. [Электрон. ресурс.] <https://www.elvpr.ru/upload/download/ab0/p4xdntehb1ie40tbfis74pj6b1xgqrww.pdf>
2. **El-Genk M.S.** Immersion cooling nucleate boiling of high power computer chips // *Energy Convers. Manage.* 2012. V. 53. Is. 1. P. 205–218. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.08.008>
3. **Liang G., Mudawar I.** Review of pool boiling enhancement by surface modification // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2019. V. 128. P. 892–933. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.026>
4. **Water** immersion cooling of high power density electronics / P. Birbarah, T. Gebrael, T. Foulkes, A. Stillwell, A. Moore, R. Pilawa-Podgurski, N. Miljkovic // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2020. V. 147. P. 118918. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118918>
5. **3M Specialty Fluids** / 3M Science. Applied to Life.™ [Электрон. ресурс.] https://www.3m.com/3M/en_US/data-center-us/applications/immersion-cooling/
6. **Data center liquid cooling applications with 3M™ Novec™ engineered fluids** / 3M Science. Applied to Life.™ [Электрон. ресурс.] <https://multimedia.3m.com/mws/media/1801351O/data-center-immersion-cooling-applications-with-3m-novec-engineered-fluids-line-card.pdf>
7. **Ягов В.В.** Теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей // *Теплоэнергетика.* 1988. № 2. С. 4–9.
8. **Кутателадзе С.С.** Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979.
9. **Ягов В.В.** Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2014.
10. **Компьютерный CFD код ANES.** [Электрон. ресурс.] <http://anes.ch12655.tmweb.ru>
11. **Ferziger J.H., Peric M.** Computational methods for fluid dynamics. Berlin; N.Y.: Springer Verlag, 1995.
12. **Raghupathi P.A., Kandlikar S.G.** Effect of thermophysical properties of the heater sub-strate on critical heat flux in pool boiling // *J. Heat Transfer.* 2017. V. 139. Is. 11. P. 111502. <https://doi.org/10.1115/1.4036653>
13. **Дедов А.В., Филиппов М.Д.** Простой способ увеличения критического теплового потока при кипении // *Теплоэнергетика.* 2024. № 1. С. 99–108. <https://doi.org/10.56304/S0040363624010028>

Optimization of Radiator Design for Immersion Cooling of a Powerful Thyristor

T. V. Ryabin^a, G. G. Yankov^{b,*}, V. I. Artemov^b, and V. V. Ryabin^a

^a *ООО CryoErgoSystems, Moscow, 101000 Russia*

^b *National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia*

**e-mail: yankovgg@mail.ru*

Abstract—Numerical modeling of the thermal state of the T283-1600 thyristor with various radiators, on the surface of which boiling of the 3M Novec 649 liquid dielectric occurs, was carried out. Calculations were performed in the “in-house” environment of the ANES CFD code. Heat-transfer coefficients for nucleate and transition boiling, as well as critical heat flux densities, were calculated using the formulas of V.V. Yagova. The change in boiling mode from nucleate to transition was carried out with equal heat flux densities calculated using the corresponding formulas: approximately 110 kW/m², which is 17% lower than the critical heat flux density predicted by Yagova’s formula for technically smooth surfaces. This led to slightly higher calculated temperatures of radiators on surface fragments with a transient boiling regime compared to temperatures during nucleate boiling over the entire cooling surface. The proportion of the surface area covered by the transition boiling regime did not exceed 3.2% of the total radiator area. Various forms of radiators were studied: in the form of fins from several disks and rectangular parallelepipeds with vertical slotted channels. At the same time, the geometric parameters of the fins and channels and their number and dimensions of the radiators were varied. As a result of numerical optimization, a radiator design was determined that meets the required conditions for the maximum temperature of the resistor on the surface of contact with the radiator. To validate the results of numerical modeling, an experimental setup was created containing an assembly of thyristors with radiators immersed in a 3M Novec 649 dielectric. In normal operation, measuring the temperature of one of the radiators near the contact with the thyristor showed good agreement with the results of numerical simulation.

Keywords: immersion cooling, powerful thyristor, dielectric coolant, nucleate and transient boiling modes, optimization of radiator design, finned cylinder, thermal fields