
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**ИЗМЕРЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА
ПРИ КИПЕНИИ НАСЫЩЕННОЙ ВОДЫ НА ПОВЕРХНОСТЯХ
РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ МЕТОДОМ ГРАДИЕНТНОЙ ТЕПЛОМЕТРИИ**© 2025 г. П. Г. Бобылев^а, *, А. В. Павлов^а, В. Ю. Митяков^а, А. А. Гусаков^а, С. З. Сапожников^а^аСанкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ),
Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, 195251 Россия

*e-mail: pavel_b.g.97@mail.ru

Поступила в редакцию 20.12.2024 г.

После доработки 13.02.2025 г.

Принята к публикации 05.03.2025 г.

Вследствие развития технологий во многих отраслях промышленности к управлению тепловыми характеристиками силовых модулей предъявляются высокие требования. Например, предельная рабочая температура современных биполярных силовых транзисторов четвертого поколения составляет более 175°C при плотности теплового потока (ПТП), превосходящей 1 МВт/м². Для отвода таких потоков необходимы системы охлаждения на основе кипения. Контроль тепловыделения от силового модуля невозможен без прямого измерения плотности теплового потока. В настоящей работе используются гетерогенные градиентные датчики теплового потока (ГГДТП), с помощью которых можно напрямую измерить местную ПТП. Эти датчики — надежный инструмент при изучении фазовых переходов. Поскольку при оребрении поверхности существенно увеличивается площадь поверхности теплообмена, рассмотрены оребренные модели с одним, тремя и пятью продольными ребрами. Экспериментально определена первая критическая ПТП при кипении насыщенной воды на горизонтальной поверхности. Сигнал ГГДТП сопоставлен с сигналом термопары. Установлено, что методом термометрии определить наступление кризиса кипения невозможно, поскольку к моменту, когда начинается рост температуры, плотность теплового потока уже превышает первую критическую ПТП. Запаздывание сигнала термопары от ГГДТП составляет 0.5 с. Местная ПТП при кипении на оребренных поверхностях сопоставлена с ПТП на плоскости. Для всех исследованных поверхностей наблюдается интенсификация теплообмена. Удалось снизить температуру моделируемого силового модуля относительно горизонтальной пластины на 11.7–20.5%. При коэффициенте оребрения 7.4 температурный напор уменьшился на 20.5%.

Ключевые слова: градиентная теплометрия, гетерогенные градиентные датчики теплового потока, местная и критическая плотность теплового потока, оребрение, теплообмен при кипении на неизотермических поверхностях

DOI: 10.56304/S0040363625700900

Ввиду развития технологий во многих отраслях промышленности повышенные требования предъявляются к управлению тепловыми характеристиками устройств. Эффективность работы силовых модулей в микроэлектронике, представляющих собой транзисторы и интегральные схемы, напрямую зависит от возможности обеспечить оптимальный тепловой режим и отвести тепловые потоки высокой плотности [1]. Подобные трудности возникают при эксплуатации суперкомпьютеров, современных медицинских аппаратов и энергетических систем [2].

Главная проблема любой системы охлаждения, основанной на кипении рабочего тела, — определение кризиса теплообмена, приводящего к резкому снижению ПТП и коэффициента теплоотдачи при скачкообразном росте температуры

на поверхности теплообмена. Модели кипения, разработанные в прошлом веке В.М. Розенау [3], В.В. Яговым [4], С.С. Кутателадзе [5] и другими исследователями [6, 7], позволяют рассчитать примерный диапазон плотности теплового потока, в котором достигается первая критическая ПТП. Каждая из моделей имеет свои допущения, а для их использования требуется знать теплофизические параметры рабочей жидкости и поверхности теплообмена, что не всегда возможно. Поэтому необходимо экспериментально определить критическую ПТП. Для поверхностей сложной формы (например, оребренных) вычислить местную плотность теплового потока по показаниям термопар затруднительно.

Для повышения ПТП используют разные способы интенсификации теплообмена при кипении

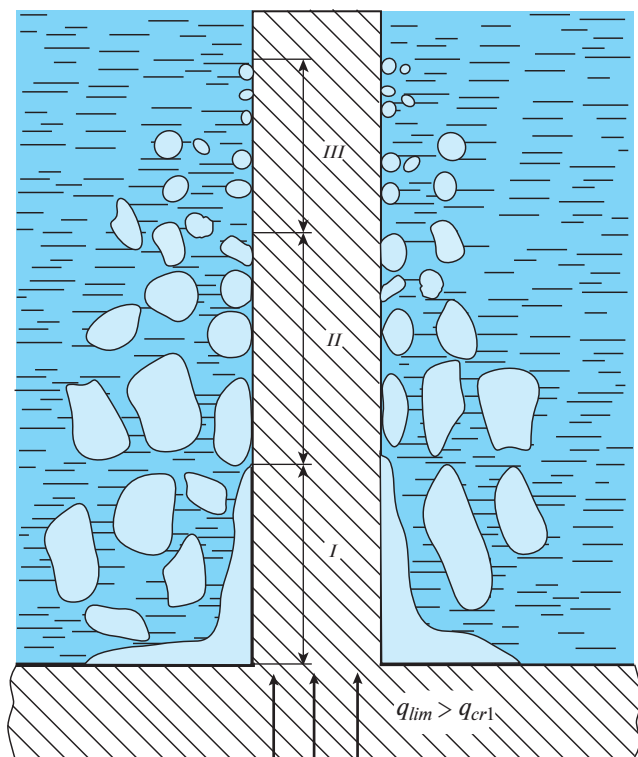


Рис. 1. Схема процесса кипения на неизоермической поверхности.

Режим кипения: I – пленочный у основания ребра; II – пузырьковый в центральной части ребра; III – свободно-конвективный на оконечной части ребра

в большом объеме: увеличение площади поверхности теплообмена [8, 9], изменение теплофизических свойств жидкости [10, 11] и др.

На сегодняшний день активно развиваются технологии микро- и наноструктурированных оребренных поверхностей [12–14], однако единой методики их расчета до сих пор не представлено.

При макрооребрении поверхности (с высотой ребер более 1 мм) значительно увеличивается эффективная площадь теплообмена. Возникает разность температур по высоте ребра, и при достижении предельной ПТП, превышающей первую критическую ($q_{lim} > q_{cr1}$), одновременно развиваются три режима кипения (рис. 1): пленочный у основания ребра, пузырькового кипения в центральной части ребра и свободно-конвективный на его (ребра) оконечной части [15]. Попытка создать модель кипения на неизоермических поверхностях была предпринята С.А. Тиктиным в 1975 г. [16]. В дальнейшем такая модель была развита в работах [17, 18]. Однако все модели кипения сводятся к поиску предельной ПТП q_{lim} , которую невозможно определить с помощью термометрии.

В настоящей работе рассмотрен теплообмен при кипении в большом объеме насыщенной воды при атмосферном давлении на неизоермических поверхностях. Основной метод исследования – градиентная теплотметрия [19]. Моделируется система пассивного водяного охлаждения силового модуля (в промышленности таковыми являются, например, биполярные силовые транзисторы) при кипении воды на плоской и оребренной поверхностях.

В СПбПУ с 1996 г. ведутся работы по изучению теплообмена с помощью уникального метода – градиентной теплотметрии. Метод, позволяющий определить местную ПТП, успешно используется при решении прикладных задач. Рассмотрен теплообмен при факельном сжигании жидкого и газообразного топлив [20], обтекании гладких и оребренных цилиндров [21], конденсации водяного пара [22] и т.д. Градиентная теплотметрия нашла применение и в исследовании теплообмена при кипении воды в большом объеме [23].

Совмещение градиентной теплотметрии с высокоскоростной визуализацией кипения в чистой воде позволило сопоставить местные значения ПТП на поверхности шара с границами основных режимов кипения [24].

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Градиентная теплотметрия основана на использовании градиентных датчиков теплового потока (ГДТП) для прямого измерения местной ПТП. Подробный механизм работы данного метода представлен в монографии [19]. Одна из разновидностей ГДТП – гетерогенные градиентные датчики теплового потока с искусственной анизотропией свойств. Подробное описание действия ГГДТП приведено в [23].

Для проведения серии экспериментов, описанных в настоящей работе, был создан датчик теплового потока нового типа, в котором сочетаются преимущества ГДТП из висмута и ГГДТП из композиции медь + никель (рис. 2).

С помощью электроэрозионного станка плоскость датчика из композиции медь + никель распускалась на бруски толщиной 0.5 мм, после чего их укладывали параллельно, а затем последовательно соединяли аналогично тому, как скрепляются бруски монокристалла висмута для ГДТП. При такой компоновке можно повысить чувствительность датчика теплового потока без потери прочностных качеств самой композиции. При этом градуировочная кривая, уточненная на месте монтажа, качественно совпадает с полученной ранее зависимостью, мВ/Вт:

$$S = 0.0346e^{-0.008t_{ГДТП}},$$

где $t_{ГДТП}$ – температура ГДТП, °С.

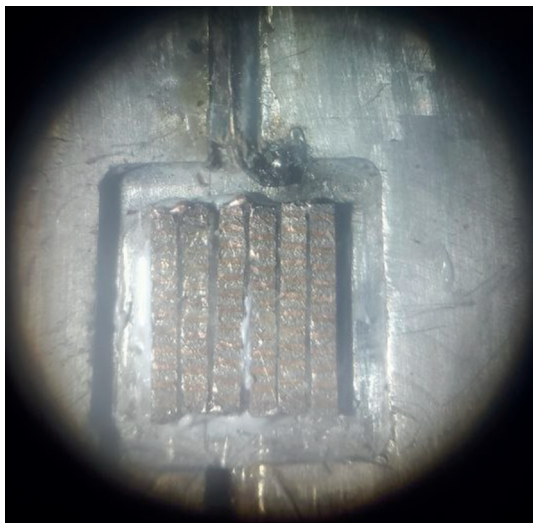


Рис. 2. Брусочный ГГДТП из композиции медь + никель

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

На начальном этапе работы опытным путем определили первую критическую ПТП при кипении насыщенной воды при атмосферном давлении. Для этого на базе трубчатого электронагревателя (ТЭН) с высокой ПТП создали экспериментальный стенд (рис. 3). Номинальная мощность ТЭН (50 Вт) достигается при напряжении 24 В. Трубчатый электронагреватель изготовлен из нержавеющей стали. Его диаметр равен 6 мм, длина — 20 мм. Для исключения концевых эффектов с обоих концов ТЭН приварены латунные трубки, также диаметром 6 мм. На поверхности ТЭН установлен ГГДТП с углом раскрытия 10° . Поверхности датчика и нагревателя обработаны наждачной бумагой одной зернистости для достижения одинакового качества поверхности. Рядом с ГГДТП расположен спай хромель-алюмелевой термопары (ТХА). Сигналы ГГДТП и термопары записывались на измерительно-вычислительный комплекс NIPXI-1050 с частотой 5000 с^{-1} .

На стенде (см. рис. 3) можно исследовать как стационарный нагрев, так и нестационарный режим, когда мощность изменяется в течение времени скачкообразно, с последующей фиксацией плотности теплового потока и температуры, что актуально при аварийных ситуациях. Результаты экспериментов, проведенных на стенде, будут приведены далее.

Второй этап работы заключался в определении предельной ПТП в системе пассивного охлаждения силового модуля кипящей водой на специальной установке (рис. 4). В состав установки входят емкость (бак) с водой объемом 1 дм^3 , в дне которой имеется квадратное отверстие $30 \times 30 \text{ мм}$ для ввода исследуемых поверхностей теплообмена. Емкость

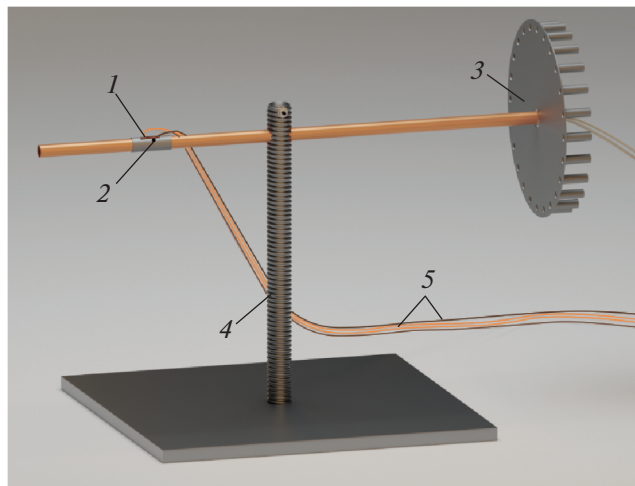


Рис. 3. Схема экспериментального стенда для исследования теплообмена при кипении в нестационарном режиме.

1 — ГГДТП; 2 — хромель-алюмелевая термопара; 3 — поворотное устройство; 4 — державка; 5 — токовыводы

монтируется на верхний торец цилиндра диаметром 50 мм и длиной 120 мм, на который намотан нагреватель из нихрома с номинальным сопротивлением 45 Ом. Материал цилиндра и поверхности теплообмена — алюминиевый сплав АД31.

Между нагревателем и цилиндром проложен изолирующий слой слюды толщиной 0.05 мм. Снаружи нагреватель теплоизолирован листовым асбестом толщиной 3 мм. Чтобы снизить потери тепла от нагревателя в окружающую среду, его помещают в цилиндрическую проходную печь, используемую в качестве охранного нагревателя.

На верхнем торце нагреваемого цилиндра выполнена выборка $5.0 \times 5.0 \times 0.4 \text{ мм}$, куда устанавливали ГГДТП размером $4.0 \times 4.0 \times 0.3 \text{ мм}$, а рядом с ним спай термопары ТХА. Под исследуемую пластину толщиной 9 мм помещали ГГДТП и термопару, с помощью которых фиксировали плотность теплового потока, проходящего от нагреваемого цилиндра к поверхности теплообмена, и температуру силового модуля. Спаи еще двух термопар ТХА находились в емкости с водой. Одна из них измеряла температуру поверхности, другая — температуру воды. Данные с ГГДТП и термопар записывались с помощью измерительно-вычислительного комплекса NIPXI-1050 с частотой 5000 с^{-1} .

Помимо исследования теплообмена на гладкой пластине, проводились эксперименты по определению предельной ПТП при кипении на оребренной поверхности.

На рис. 5 показаны оребренные модели. Площадь поверхности теплообмена для гладкой поверхности составила $F = 9 \text{ см}^2$, для одного ребра — $F = 22 \text{ см}^2$ (см. рис. 5, а), для трех ребер — $F = 47 \text{ см}^2$

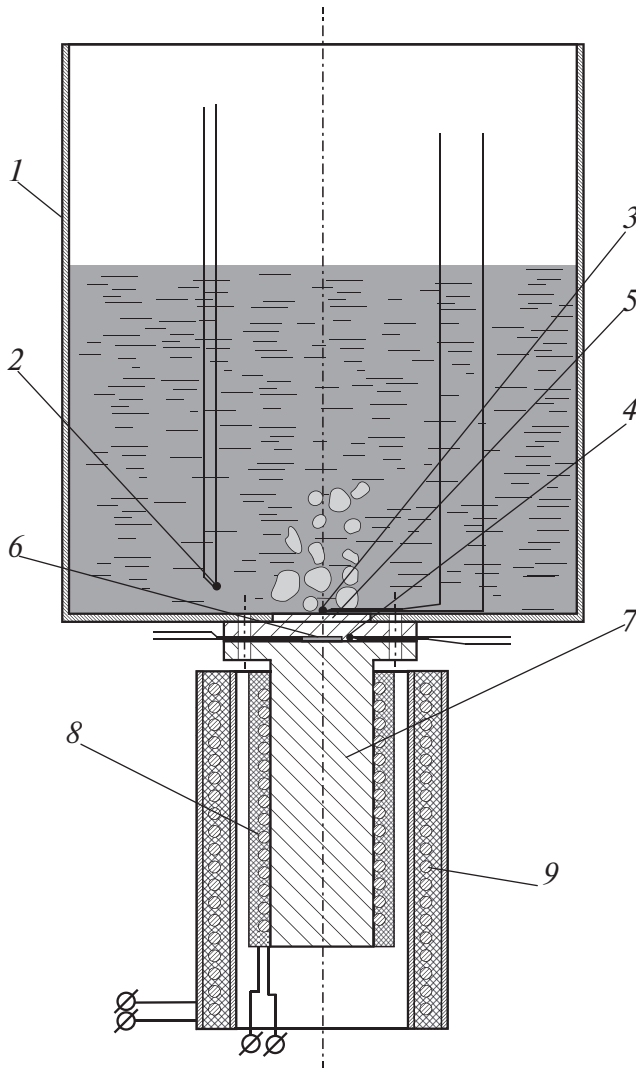


Рис. 4. Схема экспериментальной установки.

1 – бак с водой; хромель-алюмелевая термопара для измерения температуры: 2 – воды, 3 – поверхности теплообмена, 4 – силового модуля; 5 – исследуемая поверхность; 6 – ГДТП; 7 – нагреваемый алюминиевый цилиндр; нагреватель: 8 – основной, 9 – охранный

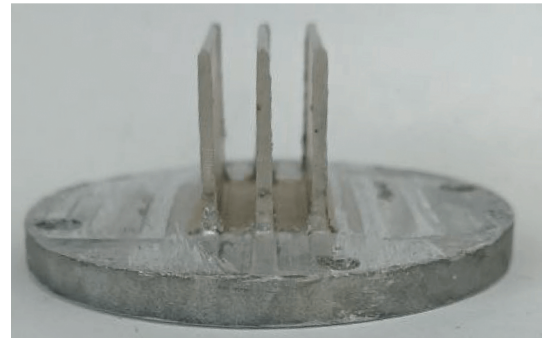
(см. рис. 5, б), для пяти ребер – $F = 72 \text{ см}^2$ (см. рис. 5, в). Высота ребер равнялась 20 мм, длина – 30 мм, толщина – 1.5 мм. Расстояние между ребрами 4.8 мм, толщина пластины-основания 6 мм. Коэффициент оребрения для поверхностей с одним, тремя и пятью ребрами составил 2.4, 5.2 и 7.4 соответственно. Ребра были изготовлены из того же материала, что и пластина, – алюминиевого сплава АД31.

СТАЦИОНАРНАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для проверки работоспособности стан­дов была определена зависимость местной ПТП при кипении насыщенной воды при атмосферном давлении от температурного напора (рис. 6). Значения



а)



б)



в)

Рис. 5. Модели поверхностей с одним (а), тремя (б) и пятью (в) ребрами

ПТП, полученные на обеих экспериментальных установках (см. рис. 3, 4), были сопоставлены с плотностью теплового потока q , Вт/м², рассчитанной по модели Розенау [3] для развитого пузырькового режима кипения:

$$q = \mu_l h_{lv} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \sqrt{\frac{c_{pl}(t_w - t_{sat})}{C_{sf} h_{lv}}} \text{Pr}^{-\frac{1}{4}},$$

где μ_l – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па · с; h_{lv} – скрытая теплота парообразования, кДж/кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ_l , ρ_v – плотность жидкости и пара соответственно, кг/м³; σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м²; c_{pl} – удельная изобарная теплоемкость жидкости, кДж/(кг · К); t_w – температура стенки, °С; t_{sat} – температура насыщения жидкости, °С; C_{sf} – поправочный

коэффициент, определяющий комбинацию поверхность – жидкость; P_r – число Прандтля для жидкости; s, r – поправочные коэффициенты.

Модель Розенау описывает теплообмен при пузырьковом режиме кипения как однофазное течение, когда происходит локальное перемешивание жидкости в пристеночном слое, размеры которого определяются размерами парового пузыря и скоростью парообразования.

На рис. 6 видно, что в режимах неразвитого пузырькового кипения ($\Delta t < 11^\circ\text{C}$) наблюдаются расхождения между ПТП на пластине и ТЭН, причем значения ПТП, полученные при кипении на ТЭН, на этом участке согласуются с результатами расчета по формуле Розенау. Это может быть связано с тем, что формула была выведена на основе эмпирических данных при кипении теплоносителя на проволоке (работы Нукиямы [25], Зубера [26] и др.). Характерный размер парового пузыря $L_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$ для таких систем оказался соизмерим с тем, что был получен на ТЭН диаметром 6 мм.

Еще одна причина расхождения экспериментальных данных с моделью Розенау – отсутствие учета перехода между разными режимами пузырькового кипения. Как только происходит переход к режиму развитого пузырькового кипения ($\Delta t \approx 12^\circ\text{C}$), значения ПТП на ТЭН и пластине выравниваются, превышая данные, полученные по формуле Розенау. При переходе от режима слабо-развитого пузырькового кипения к развитому наблюдается “обратный перегиб” кривой кипения, связанный с резким ростом коэффициента теплоотдачи при фиксированном подводе мощности. Плотность теплового потока повышается с увеличением числа активных центров и скорости парообразования, при этом температура поверхности и, как следствие, температурный напор, наоборот, снижаются.

Неопределенность измерений плотности теплового потока и температуры определялась согласно [27].

Формула суммарной стандартной неопределенности теплового потока имеет вид

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial E} \Delta E\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial S} \Delta S\right)^2} = \sqrt{\left(-\frac{E}{F^2 S} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{1}{FS} \Delta E\right)^2 + \left(-\frac{E}{FS^2} \Delta S\right)^2},$$

где ΔF , ΔE , ΔS – неопределенность площади ГГДТП, м^2 , измерения сигнала, мВ, и чувствительности, мВ/Вт, соответственно.

Для примера можно рассмотреть стационарную постановку задачи при кипении на горизонтальной пластине (см. рис. 6) для точки $q = 1024.2 \text{ кВт/м}^2$ при $t_w = 127.4^\circ\text{C}$ и $t_{\text{ГГДТП}} = 169.8^\circ\text{C}$.

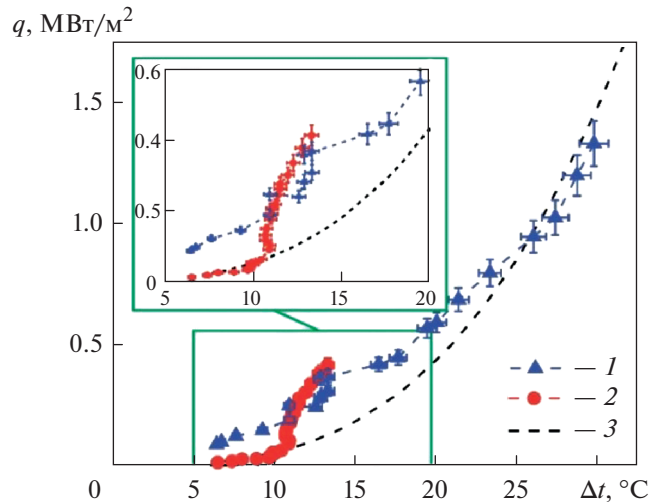


Рис. 6. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt при кипении воды на поверхности пластины (1) и трубчатого электронагревателя (2) и корреляция значений ПТП, полученных по модели Розенау для режима пузырькового кипения [10] (3)

Стандартная неопределенность площади ГГДТП размером $4 \times 4 \text{ мм}$ равна $\Delta F = 1.13 \times 10^{-7} \text{ м}^2$. Неопределенность измерения сигнала ГГДТП и термопары в эксперименте составила $\Delta E = 0.05 \text{ мВ}$ (согласно данным руководства к плате измерительно-вычислительного комплекса NI PXI-4461). Относительная суммарная стандартная неопределенность чувствительности ГГДТП составляет 4% [23]. Поэтому суммарная стандартная неопределенность ПТП равна, Вт/м^2 ,

$$\Delta q = \left\{ \left[-\frac{0.147}{(16 \times 10^{-6})^2 \times 0.09} 1.13 \times 10^7 \right]^2 + \left[\frac{1}{16 \times 10^{-6} \times 0.09} 0.05 \right]^2 + \left[-\frac{0.147}{16 \times 10^{-6} (0.09)^2} 0.0037 \right]^2 \right\}^{-1/2} = 34981.$$

Относительная суммарная расширенная неопределенность ПТП вычисляется как

$$\frac{\Delta q}{q} \times 100\% = \frac{34981}{1.024 \times 10^6} \times 100\% = 3.5\%.$$

Температура на поверхности теплообмена и температура ГГДТП, т.е. температуры силового модуля, измерялись хромель-копелевыми термопарами. Градуировочная характеристика термопар, $^\circ\text{C}$, определялась по формуле

$$t = 14.966 E_t + 0.77,$$

где E_t – сигнал термопары, мВ.

Суммарная стандартная неопределенность температуры, °C, составила

$$\Delta t = \sqrt{\left(\frac{\partial t}{\partial E_t} \Delta E_t\right)^2} = \sqrt{(14.996 \times 0.05)^2} = 0.75,$$

где ΔE_t — неопределенность мультиметра, которым измерялось напряжение с термопары, мВ.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Зависимость плотности теплового потока от температуры принято получать при медленном увеличении мощности нагревателя с последующей ее фиксацией на постоянном уровне.

Нестационарную задачу с быстрым ростом мощности решить традиционным путем затруднительно, здесь эффективна градиентная теплотметрия. Эксперимент проводился на стенде с трубчатым нагревателем (см. рис. 4), на который подавался ток при 150 В (при таком напряжении на поверхности ТЭН возникает пленочный режим кипения). Одновременно с этим включалась запись сигналов ГГДТП и термопары на поверхности ТЭН. При достижении пленочного режима кипения снимались показания нагрузки для исключения возможного разрушения поверхности и установленного на ней ГГДТП.

На рис. 7 приведены кривые безразмерных плотности теплового потока и температуры, отнесенных к своим максимальным значениям, на поверхности нагревателя в зависимости от времени (время на оси абсцисс соответствует фактической длительности эксперимента). На рис. 7 показан временной отрезок наступления первого кризиса кипения и последующего снятия нагрузки с нагревателя.

Безразмерная ПТП (см. рис. 7, линия 2) качественно согласуется с кривой кипения, описанной в [28, 29]. Звездочкой *I* на графике обозначена первая критическая ПТП, равная 1.27 МВт/м² (на рис. 7 представлены относительные значения), что совпадает с ее значением в насыщенной воде при атмосферном давлении, рассчитанным по формуле С. С. Кутателадзе [30]:

$$q_{cr1} = C_k \sqrt{\rho_v} h_{fv} \sqrt[4]{\sigma (\rho_l - \rho_v) g},$$

где C_k — эмпирический коэффициент.

После преодоления области пузырькового кипения наблюдается резкое падение ПТП при росте температуры на поверхности, что свидетельствует о переходе кипения в пленочный режим. На графике (см. рис. 7) видно, что ГГДТП “срабатывает” на 0.5 с раньше, чем термопара. К тому моменту, когда температура на поверхности начинает резко увеличиваться, ГГДТП уже фиксирует переход к пленочному режиму кипения. Расхождение данных термометрии и теплотметрии

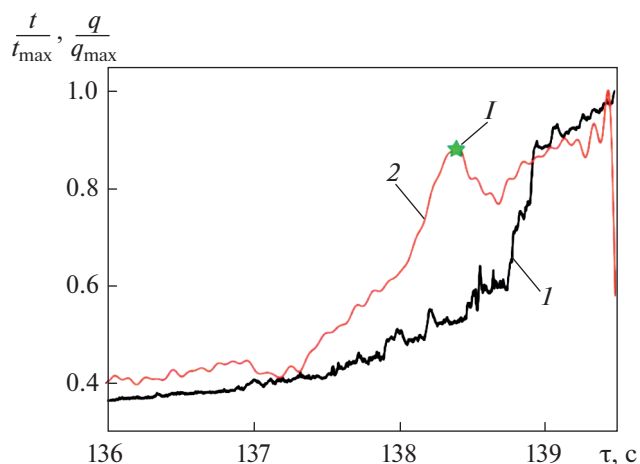


Рис. 7. Зависимость безразмерной температуры $t/t_{\max}$ (1) и ПТП $q/q_{\max}$ (2) от времени τ .
I — первая критическая ПТП, равная 1.27 МВт/м²

связано не с инерционностью первичных преобразователей, а с изучаемым процессом. Рост температуры происходит только после того, как снижается плотность теплового потока, в результате возникновения пленочного режима кипения и оттеснения жидкости от поверхности нагрева.

КИПЕНИЕ НА НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Основной этап работы — определение влияния оребрения на местную ПТП при кипении насыщенной воды при атмосферном давлении в большом объеме. Из-за оребрения площадь теплообмена при кипении увеличивается, и этот фактор широко используется в различных областях [9, 16–18]. Но прямого измерения плотности теплового потока, отводимого от оребренной поверхности, до сих пор не проводилось. В классической постановке задачи можно воспользоваться расчетом ПТП через уравнение стационарной теплопроводности по показаниям термопар на поверхности пластины (t_w) и с обратной ее стороны при известных толщине пластины и теплопроводности. Однако такой подход некорректен при определении ПТП в процессе кипения на оребренных поверхностях, поскольку установить, какова фактическая температура поверхности, невозможно.

“Решением” стал пересчет ПТП при кипении на оребренной поверхности по результатам, полученным для плоской пластины. Для расчета же используют температуру гладкой поверхности и температуру под оребренной поверхностью [9].

В настоящей статье помимо измерения ГГДТП был смоделирован режим работы силового модуля.

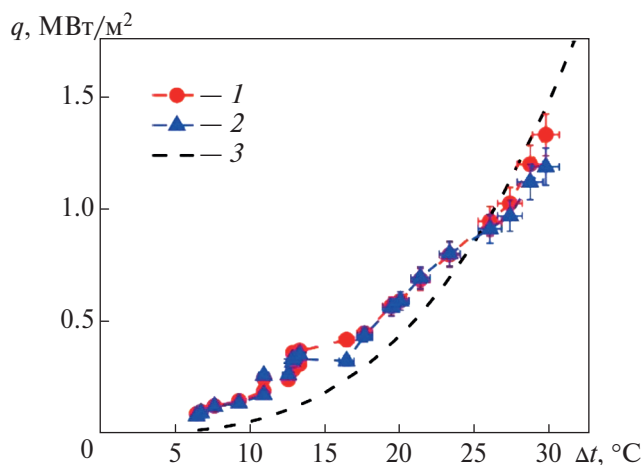


Рис. 8. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt при кипении воды на поверхности пластины. Данные, полученные с помощью: 1 – ГГДТП; 2 – термомпар; 3 – корреляции по модели Розенау [10]

Рядом с ГГДТП и на самой поверхности теплообмена были установлены две термопары, по показаниям которых пересчитывали ПТП с применением уравнения стационарной теплопроводности для плоской пластины (см. рис. 4).

На рис. 8 представлены данные, полученные экспериментально и по формуле Розенау [3].

Видно, что в пределах решения “классической” задачи термометрия и теплотометрия дают схожие значения. Наибольшие расхождения наблюдаются в области малых перегревов при режиме неразвитого пузырькового кипения.

На рис. 9 приведены результаты определения местной плотности теплового потока, проходящего через силовой модуль, при пересчете температурного напора через температуру гладкой поверхности. При этом (при пересчете) фиксируется характерный скачок местной ПТП при $\Delta t \approx 13^\circ\text{C}$. Такое же изменение плотности теплового потока отмечали и некоторые исследователи при изучении теплообмена при кипении на макроструктурной оребренной поверхности [9, 31]. При этом диапазон температурного напора сохранялся во всех исследованиях на уровне $10\text{--}15^\circ\text{C}$.

Однако результаты, представленные в виде графиков $q(\Delta t)$, недостаточно наглядны и информативны, поскольку цель интенсификации теплообмена путем оребрения заключается в отводе от силового модуля большего теплового потока по сравнению с неоребренной поверхностью и снижении его (силового модуля) температуры. Поэтому нагляднее представлять местную плотность теплового потока, проходящего через моделируемый силовой модуль, в зависимости от его температуры (рис. 10).

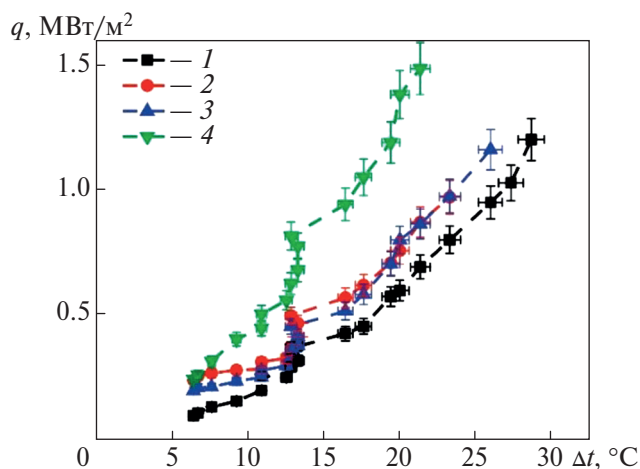


Рис. 9. Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt (при его пересчете через температуру гладкой поверхности) при кипении воды на гладкой и оребренных поверхностях. 1 – пластина (гладкая поверхность); 2, 3, 4 – поверхность с одним, тремя и пятью ребрами соответственно

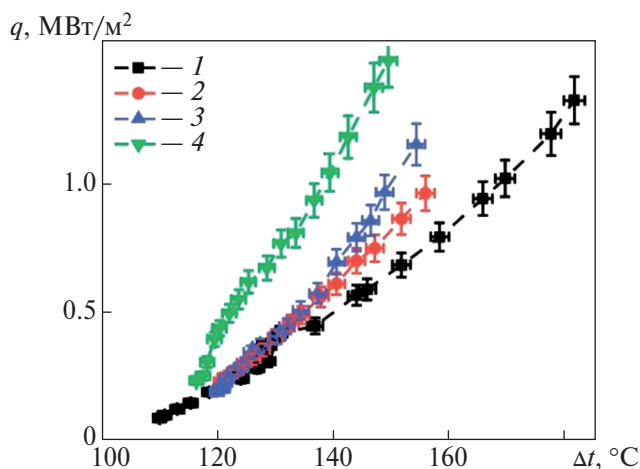


Рис. 10. Зависимость местной ПТП q от температуры силового модуля t при кипении воды на гладкой и оребренных поверхностях. Обозначения см. рис. 9

При коэффициенте оребрения равном 2.4, 5.2 и 7.4 для всех моделей температура силового модуля снизилась на 11.7, 18.5 и 20.5% соответственно.

ВЫВОДЫ

1. Благодаря использованию метода градиентной теплотометрии были получены значения местной ПТП при кипении в большом объеме насыщенной воды при атмосферном давлении в стационарной и нестационарной постановках задачи. В нестационарном режиме кипения во-

ды на ТЭН отмечено преимущество градиентной теплотметрии. Гетерогенный градиентный датчик фиксирует снижение плотности отводимого теплового потока и переход к пленочному режиму кипения, в то время как температура поверхности начинает быстро повышаться после оттеснения жидкости от поверхности нагрева, т.е. после наступления первого кризиса кипения. Первая критическая ПТП, измеренная ГГДТП (1.27 МВт/м^2), близка к плотности теплового потока, рассчитанной по формуле С.С. Кутателадзе для насыщенной воды (1.19 МВт/м^2).

2. Данные для гладкой поверхности соответствуют значениям, вычисленным по формуле Розенау, что подтверждает работоспособность предложенной методики. Расхождение результатов, полученных методом градиентной теплотметрии и по модели Розенау, не превышает 10%. При этом наибольшая разница наблюдается в области перехода от микропузырькового режима кипения к развитому пузырьковому, когда фиксируется увеличение ПТП при сохранении температурного напора.

3. Данные, полученные при исследовании теплообмена при кипении в стационарном режиме на оребренных поверхностях, показали значительное снижение температуры моделируемого силового модуля: на 11.7, 18.5, и 20.5% при установке одного, трех и пяти продольных ребер соответственно.

4. Дальнейшие исследования с использованием оребрения в качестве интенсификатора теплообмена при кипении дадут возможность оценить применимость силовых модулей в системах пассивного охлаждения, в том числе выявить зависимость предельной ПТП от температуры силового модуля при различных коэффициентах оребрения. Полученные данные о местной предельной ПТП можно использовать в моделях расчета теплообмена при кипении на неизотермических поверхностях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Khan N., Pinjala D., Toh K.C.** Pool boiling heat transfer enhancement by surface modification/micro-structures for electronics cooling: a review // Proc. of the 6th Electronics Packaging Technology Conf. (EPTC 2004). Singapore, 8–10 Dec. 2004. <https://doi.org/10.1109/EPTC.2004.1396618>
2. **Mudawar I.** Two-phase microchannel heat sinks: theory, applications, and limitations // J. Electron. Packaging. 2011. V. 133. Is. 4. P. 041002. <https://doi.org/10.1115/1.4005300>
3. **Rohsenow W.M.** A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids // J. Fluids Eng. 1952. V. 74. Is. 6. P. 969–975. <https://doi.org/10.1115/1.4015984>
4. **Ягов В.В.** Физическая модель и расчетное соотношение для критических тепловых нагрузок при пузырьковом кипении жидкостей в большом объеме // Теплоэнергетика. 1988. № 6. С. 53.
5. **Кутателадзе С.С.** Основы теории теплообмена. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1979.
6. **Katto Y., Yokoya S., Yasunaka M.** Mechanism of boiling crisis and transition boiling in pool boiling // Proc. of the Intern. Heat Transfer Conf. Paris; Versailles, France, 31 Aug.–5 Sept. 1970. P. 1–11. <https://doi.org/10.1615/IHTC4.300>
7. **Zuber N.** On the stability of boiling heat transfer // J. Fluids Eng. 1958. V. 80. Is. 3. P. 711–720. <https://doi.org/10.1115/1.4012484>
8. **Parker J.L., El-Genk M.S.** Saturation boiling of HFE-7100 dielectric liquid on copper surfaces with corner pins at different inclinations // J. Enhanced Heat Transfer. 2009. V. 16. Is. 2. P. 103–122. <https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v16.i2.20>
9. **Yu C.K., Lu D.C.** Pool boiling heat transfer on horizontal rectangular fin array in saturated FC-72 // Int. J. Heat Mass Transfer. 2007. V. 50. Is. 17–18. P. 3624–3637. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.02.003>
10. **Liang G., Mudawar I.** Review of pool boiling enhancement with additives and nanofluids // Int. J. Heat Mass Transfer. 2018. V. 124. P. 423–453. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.046>
11. **Mudawar I., Anderson T.M.** Parametric investigation into the effects of pressure, subcooling, surface augmentation and choice of coolant on pool boiling in the design of cooling systems for high-power-density electronic chips // J. Electron. Packaging. 1990. V. 112. Is. 4. P. 375–382. <https://doi.org/10.1115/1.2904392>
12. **Critical heat flux triggering mechanism on micro-structured surfaces: coalesced bubble departure frequency and liquid furnishing capability / D.E. Kim, D.I. Yu, S.C. Park, H.J. Kwak, H.S. Ahn // Int. J. Heat Mass Transfer. 2015. V. 91. P. 1237–1247. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.065>**
13. **Quan X., Dong L., Cheng P.** A CHF model for saturated pool boiling on a heated surface with micro/nano-scale structures // Int. J. Heat Mass Transfer. 2014. V. 76. P. 452–458. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.037>
14. **Nucleate pool boiling of R-134a on plain and micro-finned tubes / S.P. Rocha, O. Kannengieser, E.M. Cardoso, J.C. Passos // Int. J. Refrig. 2013. V. 36. Is. 2. P. 456–464. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.11.031>**
15. **Овсянник А.В.** Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей. Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2012.
16. **Тиктин С.А.** Вапотронная техника. Киев: Техніка, 1975.
17. **Овсянник А.В.** Расчет оребренных поверхностей теплообмена при кипении на них жидкостей // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. 2012. № 4 (51). С. 47–51.
18. **Соболев О.Б.** Выбор оптимальных размеров оребренных поверхностей теплообмена при кипении // Химическая промышленность. 1972. № 8. С. 620–624.
19. **Sapozhnikov S.Z., Mityakov V.Yu., Mityakov A.V.** Heatmetry. The science and practice of heat flux measurement. Springer, 2020. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-40854-1>

20. **Gradient** heatmetry in a burners adjustment / P.G. Bobylev, A.V. Pavlov, V.M. Proskurin, Yu.V. Andreyev, V.Yu. Mityakov, S.Z. Sapozhnikov // *Inventions*. 2022. V. 7. Is. 4. P. 122.
<https://doi.org/10.3390/inventions7040122>
21. **Investigation** of flow and heat transfer at the circular fins / V. Mityakov, A. Gusakov, V. Seroshtanov, M. Grekov // *Intern. Scientific Conf. on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018)* // *MATEC Web Conf.* 2018. V. 245. Art. No. 06001.
<https://doi.org/10.1051/mateconf/201824506001>
22. **Zainullina E.R., Mityakov V.Yu.** Heat transfer investigation during condensation on the horizontal pipe // *Inventions*. 2023. V. 8. Is. 1. P. 2.
<https://doi.org/10.3390/inventions8010002>
23. **Павлов А.В., Бобылев П.Г., Сапожников С.З.** Градиентная теплометрия в исследовании теплообмена при кипении в большом объеме недогретой воды и жидкости с добавлением микрочастиц Al_2O_3 // *Теплоэнергетика*. 2023. № 3. С. 40–48.
<https://doi.org/10.56304/S0040363623030062>
24. **Gradient** heatmetry in the study of boiling on spherical surface / S.Z. Sapozhnikov, V.Yu. Mityakov, A.V. Pavlov, P.G. Bobylev, M.D. Vinogradov // *XVI All-Russian School-Conf. of Young Scientists with Intern. Participation “Actual Problems of Thermal Physics and Physical Hydrodynamics” (АПТФХ XVI)*. Novosibirsk, Russian Federation, 24–27 Nov. 2020 // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2021. V. 1867. P. 012015.
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/1867/1/012015>
25. **Nukiyama S.** The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmosphere pressure // *J. Soc. Mech. Eng.* 1934. V. 37. P. 367–374.
https://doi.org/10.1299/jsmemagazine.37.206_367
26. **Zuber N.** Nucleate boiling. The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1963. V. 6. Is. 1. P. 53–60.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90029-2)
27. **ГОСТ 34100.1-2017/ISO/IEC Guide 98-1:2009.** Неопределенность измерения. М.: Стандартинформ, 2018. Введ. 01.09.2018.
28. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. 2-е изд., стереотип. М.: Энергия, 1977.
29. **Carey V.P.** Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2020.
<https://doi.org/10.1201/9780429082221>
30. **Kutateladze S.S.** On the transition to film boiling under natural convection // *Kotloturbostroenie*. 1948. V. 3. P. 10–12.
31. **Yang Y., Ji X., Xu J.** Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid // *Int. J. Therm. Sci.* 2010. V. 49. Is. 7. P. 1227–1237.
<https://doi.org/doi:10.1016/j.ijthermalsci.2010.01.013>

Measurement of Heat Flux during Saturated Water Boiling on Surfaces of Different Shapes Using the Gradient Heatmetry Method

P. G. Bobylev^{a,*}, A. V. Pavlov^a, V. Yu. Mityakov^a, A. A. Gusakov^a, and S. Z. Sapozhnikov^a

^a *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPPU), St. Petersburg, 195251 Russia*

^{*}*e-mail: pavel_b.g.97@mail.ru*

Abstract—The development of technologies in many industries has imposed strict requirements on the control of thermal performance control of power modules. For example, the maximum operating temperature of modern bipolar power transistors of fourth generation exceeds 175°C at a heat flux (HF) above 1 MW/m². Removal of such heat fluxes requires boiling-based cooling systems. The heat release of a power module cannot be controlled without direct measurement of its heat flux. In this work, heterogeneous gradient heat-flux sensors (HGHFS) are employed, which can directly measure local heat fluxes. These sensors are a reliable tool for investigating phase transition processes. Since surface finning considerably increases the heat-transfer surface area, finned models with one, three, and five longitudinal fins are examined. The first critical heat flux during saturated water boiling on a horizontal surface was determined experimentally. The HGHFS signal was compared with a thermocouple signal. It has been established that the onset of a boiling crisis cannot be determined using temperature measurements since the heat flux already exceeds the first critical heat flux by the time the temperature begins to rise. The delay of the thermocouple signal relative to the HGHFS signal is 0.5 s. The local heat flux during boiling on finned surfaces is compared with the heat flux during boiling on a flat surface. Heat-transfer enhancement was obtained for all studied surfaces. The temperature of the simulated power module could be reduced by 11.7–20.5% relative to the temperature of a horizontal plate. With a finning ratio of 7.4, the temperature difference decreased by 20.5%.

Keywords: gradient heatmetry, heterogeneous gradient heat-flux sensors, local and critical heat fluxes, finning, heat transfer during boiling on nonisothermal surfaces