

ИССЛЕДОВАНИЯ КРИТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В КАНАЛАХ МАЛОГО ДИАМЕТРА

В.И. Белозеров

*Обнинский институт атомной энергетики НИЯУ МИФИ
249040, Калужская обл., г. Обнинск, Студгородок, 1*



Представлены результаты экспериментальных исследований критических тепловых потоков в вертикальных каналах малого диаметра при движении теплоносителя снизу вверх, выполненные в Обнинском филиале МИФИ в 70-х гг. прошлого века, но которые не получили широкого распространения из-за отсутствия востребованности их практического использования. В настоящее время интерес к подобного рода работам проявляется прежде всего при создании компактных установок и устройств, в том числе и в ядерной энергетике.

В качестве теплоносителя использовались вода, фреон-12 и 96%-й этиловый спирт. Высокие скорости жидкости, недогретой до температуры насыщения при высоких тепловых потоках на стенке канала, приводят к так называемому «быстрому кризису» теплоотдачи. В этом случае величина теплового потока зависит, в основном, от параметров потока теплоносителя в пристенной зоне, а не от ядра потока. «Медленный кризис» наблюдается, в основном, при высоких паросодержаниях, массовых относительно низких расходах и в режиме дисперсно-кольцевого течения. Величина критического теплового потока в этом случае зависит, в основном, от параметров потока в ядре, которые, вероятно, близки к средним параметрам течения теплоносителя. Условия в пристенной области в значительной мере также определяются течением в ядре. Высокие коэффициенты теплоотдачи в потоке, движущемся с высокой скоростью, приводят обычно к гораздо меньшему и более медленному повышению температуры стенки. Иногда кризис теплообмена может наступить, минуя процесс кипения. В активной зоне реактора типа ВВЭР на ряде твэлов при работе на номинальном его режиме присутствует поверхностное кипение. Вероятно, и на транспортных ядерных энергетических установках, и на установках малой мощности будет присутствовать поверхностное кипение. Поэтому проведение соответствующих исследований является актуальной проблемой.

Ключевые слова: критический тепловой поток, кризис теплоотдачи, граница вскипания, высокоэффективная технология охлаждения.

ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КРИТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ

При разработке малогабаритных технических устройств конструкторы и исследователи сталкиваются с проблемами, связанными с тепловыделением [1 – 11]. Например, при охлаждении активной зоны транспортного реактора, систем радиолокационных установок, электронных генераторных ламп, различных электронных устройствах может возникнуть перегрев пристенного слоя жидкости. Температура поверхности тепловы-

© В.И. Белозеров, 2021

деляющей стенки даже в условиях охлаждения недогретой жидкостью становится намного выше температуры насыщения, но несмотря на это кипение будет отсутствовать. Этому способствует высокая скорость потока, его гидродинамическая стабильность, недогрев ядра, минимальное количество растворенного в жидкости газа. Необходим отвод тепла при работе этих устройств, в которых может осуществляться рассеяние тепловой энергии до $1 \cdot 10^4$ кВт/м². Для выполнения сложных требований по рассеиванию тепла важное значение приобретает разработка новой охлаждающей технологии для тепловых потоков с огромными значениями.

Высокоэффективная технология охлаждения, основанная на кипении в каналах малого диаметра, является одной из тем исследования по теплопереносу. Преимущества этой технологии охлаждения существенные – малые потери давления, высокая теплоотдача, обеспечение однородности температуры, возможность охлаждения в горячих точках и т.д.

Теплопередача в двухфазном газожидкостном и кипящем потоках в каналах малого диаметра существенно отличается от теплопередачи в каналах большого диаметра. Ограничения, связанные с условиями течения в каналах, оказывают большое влияние на теплообмен в двухфазных потоках. Предметами исследования в этой области являются начало кипения, процесс течения кипящей жидкости, гидродинамическая неустойчивость, перепад давления и теплоотдача.

Однако вопросам критического теплового потока уделяется мало внимания, несмотря на то, что знание этой предметной области необходимо для проектирования малогабаритных устройств и обеспечения безопасности теплоотвода. Кроме того, результаты исследований теплового потока при конвективном кипении можно использовать для анализа состояния этого потока в каналах малого диаметра и для выявления механизма критического теплового потока. Несмотря на то, что явление кризиса теплообмена при кипении известно давно, механизм развития этого процесса до настоящего времени не изучен в полном объеме [2 – 9].

Критический тепловой поток определяет условия переноса тепла кипящим потоком в каналах малого диаметра. Для создания эффективных устройств передачи тепла необходимо иметь четкое понимание механизма появления критического теплового потока в каналах малого диаметра и разработать методы прогноза критического теплового потока. В работе представлены данные экспериментальных и теоретических исследований критических тепловых потоков. Рассматриваются как переохлажденный, так и насыщенный кипящие потоки. Значительные скорости жидкости и малые диаметры приводят к большим интенсивностям теплоотдачи, что связано с турбулентностью потока в пристенной области. При низких давлениях возможны особенно значительные перегревы. Поэтому скорость роста парового пузыря при вскипании жидкости в пристенном слое оказывается очень высокой. Такой процесс может привести к закупорке канала пробкой пара, последующему опрокидыванию циркуляции, что вызовет прекращение охлаждения и разрушение канала при сохранении тепловыделения.

КЛАССИФИКАЦИЯ КАНАЛОВ ПО РАЗМЕРАМ

Остановимся на размерном различии каналов большого и малого диаметров. Четкое общее согласие по этому вопросу пока отсутствует. Кандликар [4] предложил деление каналов в зависимости от значения гидравлического диаметра d : обычные каналы ($d > 3$ мм); каналы малого диаметра ($3 \text{ мм} \geq d \geq 200 \text{ мкм}$) и микроканалы ($200 \text{ мкм} > d \geq 10 \text{ мкм}$).

Согласно этому определению, различие между малыми и каналами большого диаметра составляет 3 мм. Но такое определение канала малого диаметра не учитывает различные физические критерии, подходящие для этой цели. При отсутствии четко обоснован-

ного определения малых и обычных каналов в качестве критерия их разделения принята граница раздела трубок – диаметр 3 мм в соответствии с рекомендацией [5].

КРИТИЧЕСКИЙ ТЕПЛОВОЙ ПОТОК

При движении кипящего потока вдоль нагреваемого канала при достаточно быстром повышении температуры стенки канала в некоторый момент и в отдельных точках может быстро уменьшиться коэффициент теплоотдачи, и температура стенки в этих точках может резко возрасти. Это явление называют критическим тепловым потоком. Оно известно также под другими названиями, такими как выгорание, высыхание, уход от пузырькового кипения и кризис кипения. Критический тепловой поток является одной из важных расчетных характеристик устройств, в которых осуществляется отвод тепла от твердой поверхности в поток теплоносителя. Значительное уменьшение коэффициента теплоотдачи возникает в результате потери контакта жидкости с твердой поверхностью, на которой происходит испарение или кипение потока, либо пузырьковое конвективное кипение. В зависимости от величины теплового потока, теплофизических свойств и эксплуатационных режимов потеря контактов теплоносителя с поверхностью может привести к поверхностному перегреванию, выгоранию или к некоторой другой форме катастрофического отказа работы системы. Очевидно, что при проектировании необходимо точно определить предел, соответствующий критическому тепловому потоку.

В зависимости от того, переохлаждена или насыщена паром основная масса жидкости на выходе канала, критический тепловой поток жидкости классифицируется соответственно на переохлажденный и насыщенный. Эти два типа критического теплового потока связаны с различными механизмами его возникновения. Насыщенный критический тепловой поток возникает в ситуации, когда температура жидкости на входе канала выше температуры паронасыщенного потока. Условия, которые обычно приводят к насыщенному критическому тепловому потоку – это низкая массовая скорость потока, слабое переохлаждение на входе и большое отношение длины канала к его диаметру. Высыхание жидкой пленки около выходной части канала обычно рассматривается как механизм запуска насыщенного критического теплового потока [7 – 10].

Переохлажденный критический тепловой поток возникает в ситуации, когда жидкость на выходе из канала переохлаждена. К переохлажденному критическому тепловому потоку приводят большая массовая скорость потока, сильное переохлаждение на входе в канал, а также малое отношение длины канала к его диаметру. При выходе из канала поток остается, главным образом, в жидком состоянии с большим количеством очень маленьких пузырьков пара у горячей стенки. Предложено несколько теорий для объяснения механизма запуска переохлажденного критического теплового потока.

Исследования кризиса теплоотдачи в каналах малого диаметра были проведены в работах В.В. Ягова [7], В.И. Толубинского [10], П.Л. Кириллова [11], А.П. Орнадского и А.М. Кичигина [12], Скрипова В.П. [13], Лабунцова Д.А. [14] и других. Целью этих исследований было получение, в основном, количественных зависимостей предельных тепловых потоков, при которых наступало ухудшение теплообмена. Явление возникновения кризиса в большинстве работ объяснялось с точки зрения «гидродинамической гипотезы».

Несмотря на большое количество работ, например, [8 – 21], процесс переноса тепла от стенки канала к потоку недогретой жидкости изучен недостаточно полно. Надежные решения существуют лишь для ламинарного режима течения. Турбулентный режим из-за сложности турбулентной структуры пока не поддается полному теоретическому обоснованию. Поэтому основные достижения получены с помощью проведенных экспериментальных данных и основанных на их базе полуэмпирических теорий. Одной из пер-

вых идей, послужившей разработке полуэмпирической теории, были рассуждения О. Рейнольдса о том, что переносы тепла и количества движения при развитой турбулентности происходят аналогично. За время, прошедшее с работы О. Рейнольдса, в которой впервые указано на аналогию между «относительным молярным движением» и тепловым движением молекул, впоследствии сформировалось научное направление статистической гидромеханики. Малая результативность этого подхода привела к необходимости разработки феноменологических подходов, представляющих собой комбинацию некоторых теоретических представлений и опытных данных. К настоящему времени среди таких подходов наибольшую популярность приобрела полуэмпирическая теория Л. Прандтля, предложенная им в 1926 г. [17, 18], в которой рассматривается процесс переноса импульса силы трения между слоями турбулентного потока. Дальнейшее развитие аналогии Рейнольдса получила в работах Кармана [19] и Мартинелли [20]. Достижения в области полуэмпирических теорий теплообмена отражены также в работах коллективов Б.С. Петухова [21], Н.И. Булеева [22], С.С. Кутателадзе [23] и др.

Вопрос о перегревах жидкостей рассмотрен В.П. Скриповым с точки зрения частоты появления в ней жизнеспособных зародышей пузырьков пара. Под его руководством были проведены многочисленные опыты по определению предельных перегревов воды, *n*-пентана, *n*-гексана, эфира и других жидкостей. Эти исследования помогли полнее описать термодинамическое состояние системы жидкость-пар, выяснить пределы областей метастабильных состояний. Термодинамический кризис, по мнению В.П. Скрипова, определяется пределом термодинамически возможных перегревов жидкости. Термодинамический подход выдвигает на первый план температуру стенки t_c , как основной определяющий параметр при заданном внешнем давлении. Существует несколько мнений относительно основного механизма передачи тепла при кипении от греющей поверхности. Одно из них основано на предположении о том, что определяющим механизмом теплообмена при пузырьковом кипении является нестационарная теплопроводность и смена перегретого слоя холодной жидкостью при отрыве пузырька. Эта модель учитывает свойства поверхности теплообмена и допускает различные формы зависимости критического теплового потока от перегревов.

Мюдавар и Бауэрс провели экспериментальное исследование сверхвысокого критического теплового потока в переохлажденном кипящем потоке воды [24]. Они изучали влияние на критический тепловой поток параметров жидкости и геометрии трубок (диаметр от 0,406 до 2,54 мм при отношении длины к диаметру от 2,4 до 34,1, массовый расход от 5000 до 134000 кг/м²·с, давление на выходе трубки от 2,5 до 172,4 бар). Найдено, что критический тепловой поток возрастает с увеличением массового расхода и степени переохлаждения, с уменьшением диаметра трубки и отношения длины к диаметру. При постоянной температуре на входе трубки критический тепловой поток увеличивается при повышении давления до 30 бар, затем в области между 30 и 150 бар остается постоянным и далее снижается при подходе к критическому давлению. Появление критического теплового потока сопровождается выгоранием стенки трубки в выходном сечении, где она разрушается. Влияние материала трубки на величину критического теплового потока небольшое.

Другая точка зрения предполагает, что механизм теплоотдачи при пузырьковом кипении определяется переносом массы внутри пузырька. Такой перенос был рассмотрен в работе [25] и заключается в испарении тонкой пленки жидкости, расположенной между пузырьком пара и нагреваемой поверхностью с одновременной конденсацией в верхней части пузырьков. В работе [26] была проведена экспериментальная проверка по изучению механизма теплоотдачи при исследовании скрытого теплопереноса как при кипении, так и при имитации кипения барботажем газа. Результаты экспериментов позволили заключить, что турбулизация пограничного слоя пузырями

газа не обеспечивает таких высоких коэффициентов теплоотдачи, которые возникают при кипении [26, 27].

Рассмотрены экспериментальные исследования, которые были проведены с круглыми трубками из стали 1X18H10T или 1X18H9T с внутренними диаметрами от 0,74 до 3,26 мм [28, 29]. Скорость течения рабочего вещества находилась в интервале от 0,2 до 40 м/с, диапазоны давлений на выходе из канала были от 0,29 до 1 бара. В качестве теплоносителей использовались вода, фреон-12 и этиловый 96%-й спирт. Расход в контуре создавался перекачиванием жидкости из напорного бака в сливной с помощью сжатого азота.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема установки. Она состоит из напорного бака 1, баллонов с азотом высокого давления 2, фильтров очистки газа 3 и теплоносителя 4, расходомера 5, подогревателя рабочего вещества (теплоносителя) 6, рабочего участка 7, приборов измерения мощности 8, байпасной линии 9. Рабочий участок устанавливался между двумя камерами: входной (нижней) и выходной (верхней).

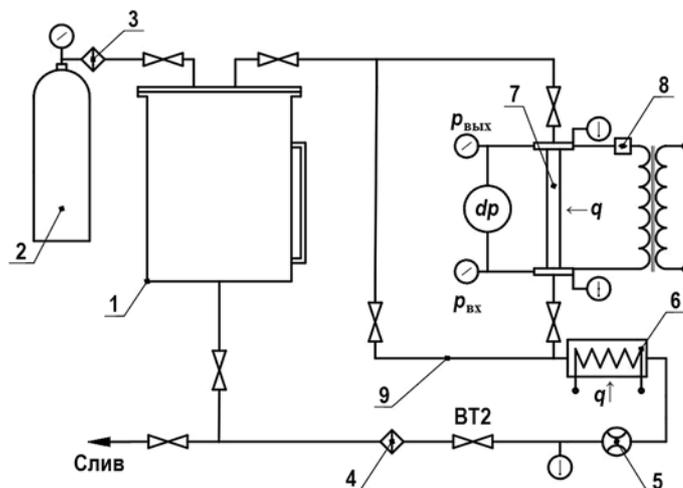


Рис. 1. Принципиальная схема установки

Для подачи мощности на исследуемый канал медные шины крепились на рабочем участке с помощью медных конусов и шайб. Для компенсации температурных расширений нижний токоподвод сделан подвижным и устанавливался в стакане из нержавеющей стали на пружинах. Измерение расхода проводилось объемным методом и с помощью расходомера переменного перепада давления. Регулировка расхода осуществлялась с помощью вентиля. Вентили системы перекачивания позволяли осуществить обратную перекачку жидкости по окончании эксперимента.

Электросиловая схема включала в себя регулировочный низковольтный трансформатор АОМКТ 100/0,5А, силовой трансформатор ОСУ-80 мощностью до 100 кВА, систему управления, приборы для измерения мощности и температуры.

Температура жидкости на входе и выходе из рабочего участка измерялась предварительно протарированными медь-константановыми и хромель-копелевыми термопарами. Температура стенки измерялась 12-ю – 32-мя предварительно протарированными хромель-алюмелевыми термопарами с диаметрами термоэлектродов 0,1 – 0,2 мм, которые либо приваривались контактной сваркой к наружной поверхности трубки, либо приклеивались тонким слоем клея БФ-88. В зависимости от диаметра канала в его поперечном сечении по периметру устанавливалось от двух до четырех термопар. Проводилась оценка оттока тепла по термоэлектродам и уточнялась температура теплоотдающей поверхности по длине канала.

Методика проведения экспериментальных исследований такова. До начала экспериментов проводился длительный подогрев теплоносителя до температуры насыщения при давлении до 15 бар. Затем в напорном баке создавалось давление порядка 20 – 25 бар. С помощью азота в системе удалялся воздух, а затем с помощью вентилей устанавливался постоянный расход теплоносителя, включались приборы измерения и через 15 – 20 минут подводилась электрическая мощность постоянного тока к рабочему участку. С помощью системы вентилей устанавливался постоянный расход жидкости в канале. Подвод тепловой мощности был ступенчатым с остановками во времени, чтобы убедиться, что процесс вскипания не наступил.

При достижении значительных величин температуры стенки рабочего участка наблюдалось резкое возрастание температуры возле верхней камеры. Термопара, измеряющая температуру жидкости на выходе из канала, фиксировала также резкое возрастание температуры. Этот рост температуры сопровождался покраснением трубки в верхней ее части и распространением красного свечения вниз. В обеих камерах наблюдалось повышение давления. Если подводимую мощность не успевали уменьшить, то рабочий канал разрушался, т.е. вскипание жидкости при больших ее перегревах в пристенном слое происходило достаточно резко и приводило к закупорке канала паровой пробкой, что вызывало прекращение охлаждения и разрушение канала при сохранении тепловыделения. При нагрузках, близких к критическим в определенных сечениях канала, на стенке возникали паровые пузыри, которые последовательно выносились в ядро потока. Удаление очередного пузыря сопровождалось замещением его парожидкостной смесью из ядра потока. При контакте со стенкой жидкость вскипала, и в пристенной области создавалась повышенная плотность пузырей пара. Растущие на стенке пузыри, достигая размеров, близких к отрывному диаметру, сливались между собой и с пузырьками, внесенными в пристенный слой из потока. Это приводило к формированию парового конгломерата с пленкой жидкости в его основании. Толщина пленки определялась условиями, в которых протекал этот процесс.

Полагая, что все тепло идет на рост пузыря, получим приближенное соотношение для теплового потока через торцы пузыря, используя решение уравнения теплопроводности при двух предположениях: внутри жидкости действует источник тепла удельной мощностью q_v , Вт/м³; все тепло идет на рост пузыря. Тогда уравнение теплового баланса можно записать следующим образом:

$$2\rho'(\tau) \frac{\pi d^2}{4} d\tau = r\rho''(\tau) \frac{\pi d^2}{4} dh,$$

где ρ' – плотность теплового потока от кипящей жидкости; r – теплота парообразования; ρ'' – плотность сухого насыщенного пара; h – высота пузыря.

В работе отыскивали зависимость критического теплового потока в виде

$$q \sim w^n d^m l^k.$$

Опытами установлено, что показатели $n = 1,2$; $m = 0,8$ и $k = -0,4$ имеют один общий множитель, поэтому можно записать

$$q_{кр} = f(w^{3/2}d/l^{1/2}).$$

Обработка экспериментальных результатов показала, что данные (рис. 2) с точностью $\pm 15\%$ описываются соотношением для фреона-12

$$q_{кр} = 0,454 \cdot 10^7 \left(\frac{\sqrt{w^3} d}{\sqrt{l}} \right)^{0,8}, \text{ кВт/м}^2, \quad (1)$$

а для этилового 96%-го спирта

$$q_{кр} = 0,791 \cdot 10^7 \left(\sqrt{w^3} \frac{d}{\sqrt{l}} \right)^{0,8}, \text{ кВт/м}^2. \quad (2)$$

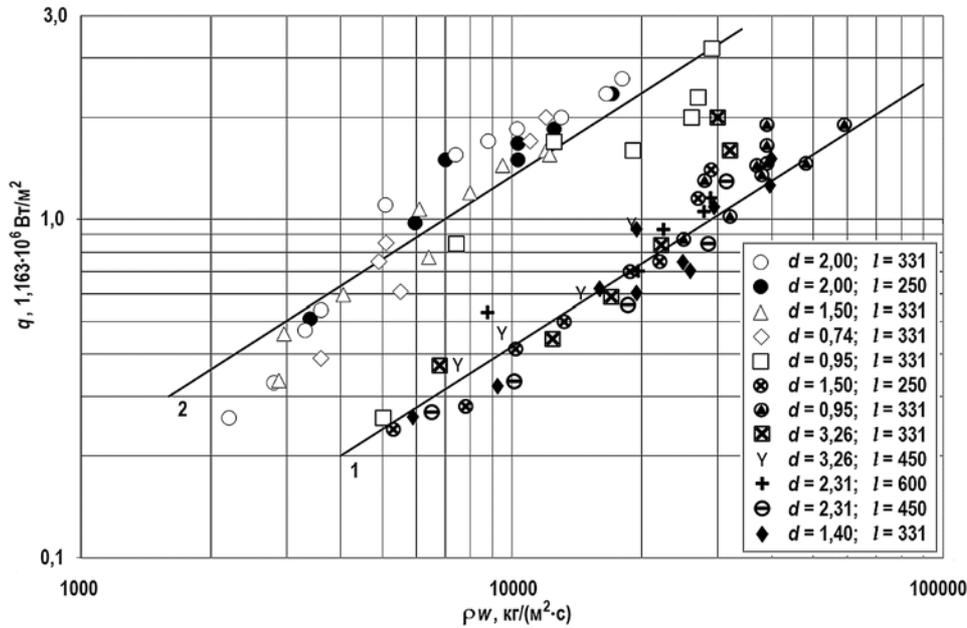


Рис. 2. Зависимости $q_{кр} = f(\rho w)$: 1 – фреон-12; 2 – 96%-й этиловый спирт

Удельный тепловой поток определялся путем деления электрической мощности, подведенной к экспериментальному участку, на его внутреннюю поверхность. Максимальная относительная погрешность при определении плотности теплового потока не превышала 2%. Поскольку при высоких тепловых потоках происходят сильный нагрев жидкости и изменение ее физических параметров, то определение температуры теплоотдающей поверхности $t_{ст}$, температуры жидкости $t_{ж}$, ее недогрева $\Delta t_{н}$, температурного напора между стенкой и жидкостью Δt и коэффициента теплоотдачи α производилось по сечениям экспериментального участка, в которых находились термодпары. Температура внутренней поверхности участка в данном сечении определялась с учетом падения температуры в стенке по формуле

$$\Delta t_{ст} = \frac{q}{4\lambda} d_{вн} \left(\frac{2d_{н}^2 \ln(d_{н} / d_{вн})}{d_{н}^2 - d_{вн}^2} - 1 \right).$$

Входящий в эту формулу коэффициент теплопроводности для нержавеющей стали определялся по справочнику [29]. Максимальная относительная ошибка $\Delta t_{ст}$ не превышала 5%.

На рисунке 3 представлены результаты расчетов влияния диаметра на критический тепловой поток, выполненные в ГНЦ РФ-ФЭИ, г. Обнинск, при течении хладона-12 в вертикальных трубках, равномерно обогреваемых электрическим током [29]. Качественно подобные зависимости критического теплового потока от диаметра трубок можно наблюдать и на других теплоносителях, например, на воде (рис. 4) [29]. На обоих рисунках можно выделить несколько зон с различным характером влияния – в области малых паросодержаний увеличение диаметра приводит к возрастанию критического теплового потока. Вероятно, увеличение диаметра трубки приводит к улучшению массообмена между ядром потока и пристенным двухфазным слоем, т.е. увеличивается отток пузырей от стенки, что затягивает возникновение кризиса теплоотдачи и увеличивает

плотность критического теплового потока.

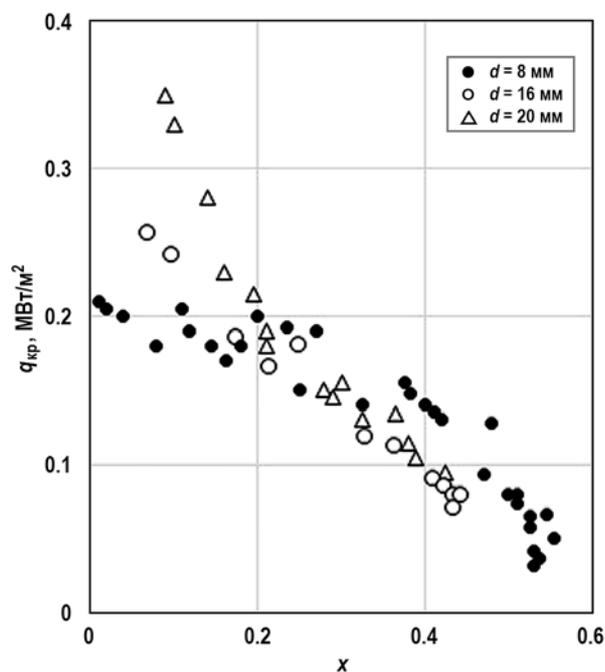


Рис. 3. Зависимость критического теплового потока от массового паросодержания (хладон-12, $p = 14,7$ МПа, $\rho_{\text{ж}} = 4000$ кг/(м³·с))

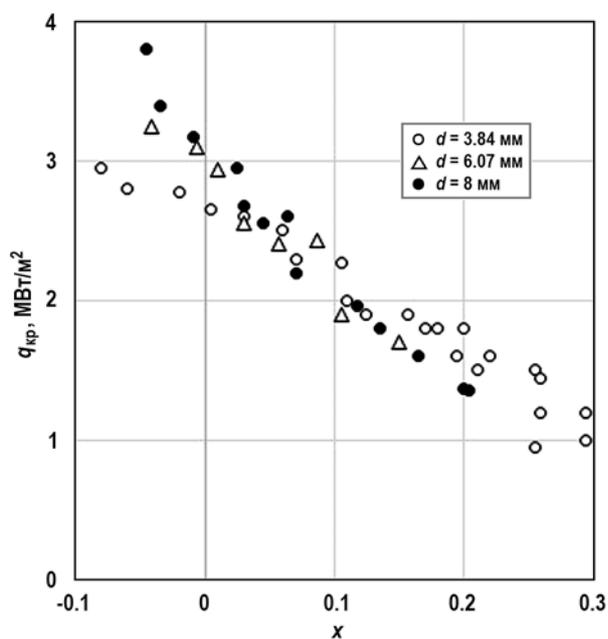


Рис. 4. Зависимость критического теплового потока от массового паросодержания (вода, $p = 14,7$ МПа, $\rho_{\text{ж}} = 4000$ кг/(м³·с))

На рисунке 5 представлены экспериментальные данные работы [30], из которой видно, что экспериментальные точки хорошо описываются зависимостью для конвективного теплообмена, предложенной М.А. Михеевым [21]. Для переходной зоны кипения обычно рассчитывают коэффициент теплоотдачи приближенно по зависимости

конвективного теплообмена. При этом наибольшие отклонения от линии аппроксимации наблюдаются при сравнительно малых тепловых потоках и больших недогревах. На рисунке сравнивается интенсивность теплоотдачи при кипении с теплоотдачей при конвективном теплообмене однофазной жидкости. При кипении теплоотдача при одной и той же скорости значительно выше, чем при вынужденной конвекции.

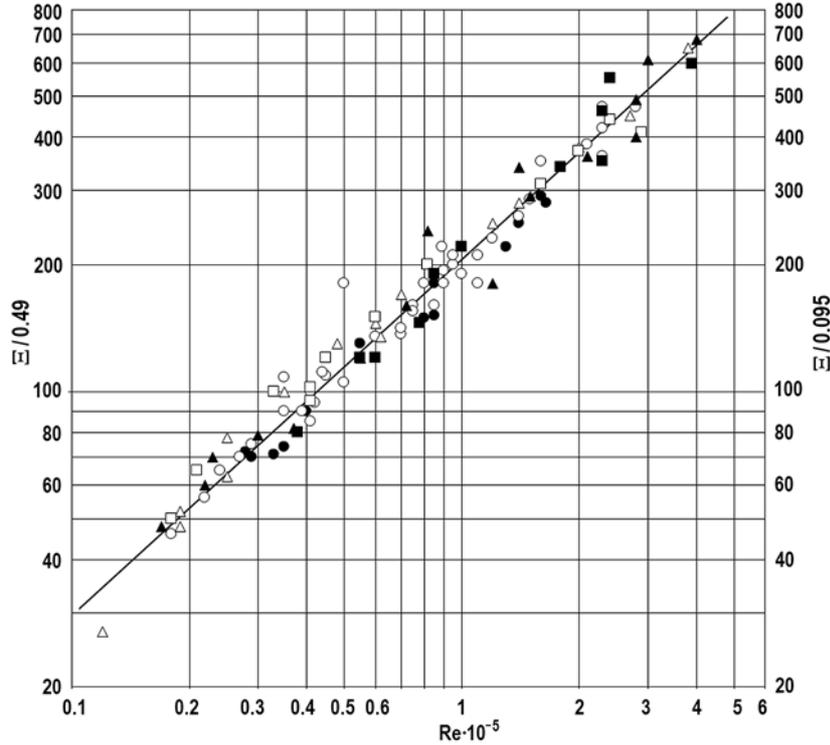


Рис. 5. Теплоотдача при поверхностном кипении воды. Левая ось ординат $\Xi / 0.49$ соответствует большим недогревам (светлые маркеры). Правая ось $\Xi / 0.095$ – недогрев на теплоотдачу не влияет или мало влияет (черные маркеры). $\Xi = Nu_{кин} \cdot (Re \cdot \Delta t_n)^{0.63} / [Pr^{0.43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0.25} q^{0.7} p^{0.25}]$. Маркеры давлений: круг – 7 ата; треугольник – 16 ата; квадрат – 41 ата

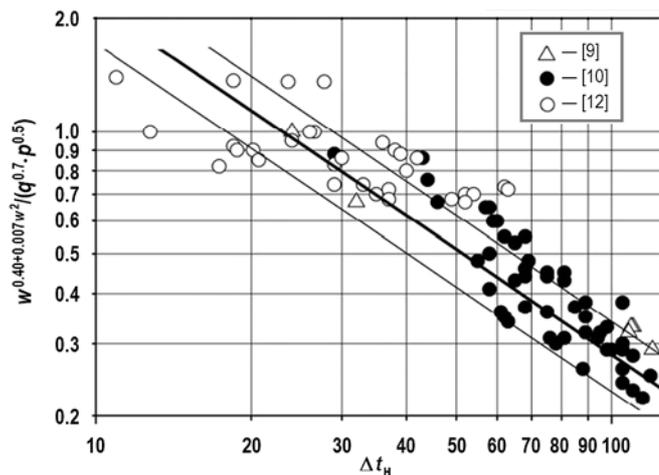


Рис. 6. Данные по началу поверхностного кипения при вынужденном движении недогретой воды в канале

При поверхностном кипении, как и при обычном конвективном теплообмене, основным термическим сопротивлением является очень тонкий слой жидкости, называемый

пограничным слоем. Процесс кипения сильно турбулизует пограничный слой жидкости и способствует увеличению интенсивности теплообмена между жидкостью и стенкой. Теплоотдача при кипении зависит также от давления. Опытные данные по теплоотдаче при поверхностном кипении воды в области малых недогревах пропорциональны $p^{0,35}$, а в области больших недогревов – $p^{0,25}$.

Рисунок 5 подтверждает, что данные всех экспериментов при поверхностном кипении и конвективном теплообмене достаточно хорошо укладываются на одну общую прямую, совпадающую с прямой конвективного теплообмена, поскольку за эталон определения теплоотдачи при поверхностном кипении была принята теплоотдача при конвективном теплообмене [30].

На рисунке 6 представлены экспериментальные данные [30, 31, 15], которые, согласно [31], хорошо описываются выражением

$$f(\Delta t_n) = \frac{W^{0,4+0,007W^2}}{q^{0,7} p^{0,5}}.$$

Различия между поверхностным и развитым кипением при $\Delta t_n \leq 15^\circ\text{C}$ почти нет, поэтому на графиках в этой области наблюдается значительный разброс экспериментальных данных [31].

ВЫВОДЫ

Рассмотрены исследования с вертикальными каналами малого диаметра с потоком теплоносителя,двигающимся снизу вверх. Эксперименты проводились на воде, фреоне-12 и 96%-м этиловом спирте.

Показано, что попытки многих исследователей сравнить результаты своих экспериментов с данными, полученными по имеющимся формулам, не всегда приводили к успеху. Формулы, полученные на основании собственных данных, часто неприменимы к данным других исследователей. Сопряженные эффекты теплообмена часто игнорируются, в ряде экспериментов не исследовалось влияние неустойчивости потока. Эффекты осевой проводимости через стенки трубки или через блоки могут существенно изменить условия возникновения критического теплового потока. Колебания потока негативно влияют на условия критического теплового потока. Как правило, распределение потока в параллельных каналах неоднородное. Поскольку условия существования критического теплового потока зависят от скорости теплоносителя (а она в каналах точно неизвестна), то результаты экспериментов с параллельными каналами нельзя считать надежными. В настоящее время информации относительно критического теплового потока в каналах малого диаметра недостаточно для прогнозирования кризиса кипения, т.е. точная и проверенная модель для прогнозирования кризиса в каналах малого диаметра отсутствует.

Литература

1. *Беляев А.В.* Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в каналах малого диаметра при высоких приведенных давлениях. / Автореферат дисс. к.т.н. – М.: Национальный исследовательский университет МЭИ, 2018. – 20 с.
2. *Малаховский С. А.* Теплообмен при кипении в условиях вынужденного течения закрученного потока в каналах малого диаметра. / Автореферат дисс. к.т.н. – М.: ГОУ ВПО МЭИ (технический университет), 2008. – 20 с.
3. *Inasaka F., Nariai H. and Shimura T.* Pressure drops in subcooled flow boiling in narrow tubes. // Heat Transfer Japanese Research. – 1989. – Vol. 18. – PP. 70-82.
4. *Kandlikar S.G.* Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels. // Exp. Therm. Fluid Science. – 2002. – Vol. 26. – PP. 389-407.
5. *Dedov A.V., Komov A.T., Varava A.N., Yagov V.V.* Boiling heat transfer in swirl flow of

subcooled water. / Proc. of the XII-th International Heat Transfer Conference, Grenoble, France. – 2002. – PP. 731-736.

6. Дедов А.В. Особенности кипения в недогретом потоке. // Теплоэнергетика. – 2009. – № 8. – С. 62-69.

7. Ягов В.В., Лузин В.А. Кризис кипения в условиях вынужденного движения недогретой жидкости. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 10. – С. 52-54.

8. Tong W., Bergles A.E., Jensen M.K. Pressure drop with highly subcooled flow boiling in small-diameter tubes. // Experimental Thermal and Fluid Science. – 1997. – Vol. 15. – No. 3. – PP. 202 - 212.

9. Захаров С.В. Модель кризиса теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей в каналах при высоких приведенных давлениях. / Автореферат дисс. к.т.н. – М.: Национальный исследовательский университет МЭИ, 2003. – 20 с.

10. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. – Киев: Наукова думка, 1980. – 315 с.

11. Кириллов П.Л. Кризис теплообмена в каналах. // Атомная энергия. – 1996. – Т. 80. – Вып. 5. – С. 370-379.

12. Орнадский А.П., Кичигин А.М. Исследование зависимости критической тепловой нагрузки от весовой скорости, недогрева и давления. // Теплоэнергетика. – 1961. – № 2. – С. 75-79.

13. Скрипов В.П. Метастабильная жидкость. – М.: Наука, 1972. – 312 с.

14. Лабунцов Д.А. Паросодержание двухфазного адиабатного потока в вертикальных каналах. Физические основы энергетика. / Под ред. Т.М. Муратова. – М.: МЭИ, 2000. – С. 204-212.

15. Рассохин Н.Г., Ма Цан-Вень, Мельников В.Н. Теплоотдача при поверхностном кипении в узких кольцевых каналах. // Теплоэнергетика. – 1963. – № 5. – С. 83-85.

16. Ягов В.В., Лузин В.А. Приближенная физическая модель кризиса кипения при вынужденном течении насыщенной жидкости. // Теплоэнергетика. – 1985. – № 3. – С. 2-5.

17. Кириллов П.Л., Терентьева М.И. Турбулентное число Прандтля (История и современность). Препринт ГНЦ РФ-ФЭИ 3271. – Обнинск: ГНЦ РФ-ФЭИ, 2017. – 56 с.

18. Волинов М.А. Реальная турбулентность и возможности модификации полуэмпирической теории Л. Прандтля. // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 10 (часть 8). – С. 1676-1688.

19. Goldstein S. Theodore von Karman, 1881 – 1963. // Biographical Memoirs of Fellows of the Royal Society. – 1966. – Vol. 12. – PP. 335-365.

20. Мартинелли Э. Некоторые интегральные теоремы для аналитических функций нескольких комплексных переменных. // JFM64.0322.04, Zbl 0022.24002. – 1938. – Vol. 9. – No. 7. – PP. 269-283.

21. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Соловьев С.Л. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М.: МЭИ, 2003. – 548 с.

22. Булеев Н.И. Пространственная модель турбулентного обмена. – М.: Наука, 1989. – 343 с.

23. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.

24. Mudawar I., Bowers M.B. Ultra-High Heat UX (CHF) for Subcooled Water OW Boiling-1: CHF Data and Parametric Effects for Small Diameter Tubes. // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1999. – Vol. 42. – PP. 1405-1428.

25. Celata G.P., Cumo M., Mariani A. Assessment of Correlations and Models for the Prediction of CHF in Water Subcooled Flow Boiling. // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1994. – Vol. 37. – PP. 2605-2640.

26. Chun T., Baek W., Chang S.H. A Superheated Liquid Layer Depletion Model for Subcooled and Low Quality Critical Heat Flux. / Proc. of the VII-th Int. Conf. On Nuclear Engineering, Tokyo, ICONE-7501, 1999. – PP. 1-2.

27. Васильев А.Н. Кризис теплообмена, связанный с резким вскипанием жидкости в каналах малого диаметра. / Автореферат дисс. к.т.н. – Киев: Институт технической теплофизики, 1972. – 31 с.

28. *Кириллов П.Л., Терентьева М.И., Денискина Н.Б.* Теплофизические свойства материалов ядерной техники. – М.: ИздАт, 2007. – 200 с.

29. *Болтенко Э.А., Пометько Р.С., Катан И.Б., Зятнина О.А.* Влияние диаметра трубы на критический тепловой поток. / Труды Международного симпозиума «Теплофизика-90». – Обнинск: ФЭИ, 1991. – Т. 2. – С. 400-403.

30. *Полетавкин П.Г., Шапкин Н.А.* Теплоотдача при поверхностном кипении воды. // Теплоэнергетика. – 1958. – № 5. – С. 72-76.

31. *Ремизов О.В.* О начале поверхностного кипения. // Труды IV Российской региональной конференции по теплообмену (РНКТ-4). 23-27 октября 2006 г. Том 4. Кипение, кризисы кипения, закризисный теплообмен. – М.: МЭИ, 2006. – С. 194-196. Электронный ресурс: <http://rnkt.ru/2006/tom-4/page-194/> (дата доступа 31.01.2021).

Поступила в редакцию 02.02.2021 г.

Автор

Белозеров Владимир Иванович, доцент, канд. техн. наук
E-mail: v.i.belozеров@iate.obninsk.ru

UDC 621.039.517

STUDIES OF CRITICAL HEAT FLUXES IN SMALL DIAMETER CHANNELS

Belozerov V.I.

Obninsk Institute for Nuclear Power Engineering, NRNU MEPHI
1 Studgorodok, 249040 Obninsk, Kaluga Reg., Russia

ABSTRACT

The paper presents the results of experimental studies of critical heat flows in vertical small diameter channels, when the coolant moves from bottom to top, which were carried out in the Obninsk branch of MEPHI in the 70s of the last century but have not become widespread due to the lack of demand for their practical use. Nowadays, the interest in such works is manifested, first of all, in the development of compact plants and devices, particularly in nuclear power engineering.

As a coolant, water, Freon-12 and 96% ethyl alcohol were used. High velocities of subcooled liquid at high heat fluxes on the channel wall lead to the so-called «fast crisis» of heat transfer. In this case, the magnitude of the heat flux depends mainly on the parameters of the coolant flow in the wall zone rather than the flow core. The «slow crisis» is mainly observed at high vapor concentrations, relatively low mass flow rates and in an annular-dispersed flow. The value of the critical heat flow in this case depends mainly on the flow parameters in the core, which are probably close to the average coolant flow parameters. The conditions in the near-wall region are also largely determined by the flow in the core. High heat transfer coefficients in a flow moving at high speed usually result in a much smaller and slower rise in the wall temperature. Sometimes a DNB heat flux can occur bypassing the boiling process. In the core of a VVER-type reactor operating in its nominal mode, surface boiling is present in a number of fuel rods. Probably, surface boiling will also be present in transportable and small-size nuclear power plants. Therefore, an important task is to conduct relevant research in this area.

Key words: critical heat flow, departure from nucleate boiling, boiling margin, highly efficient cooling technology.

REFERENCES

1. Belyaev A.V. *Experimental Study of Hydrodynamics and Heat Exchange in Small Diameter Channels at High Reduced Pressures*. Ph.D. Thesis Abstract. Moscow. National Research University MEI Publ., 2018, 20 p. (in Russian).
2. Malakhovsky S.A. Heat Exchange at Boiling in the Conditions of the Forced Current of the Swirling Flow in Channels of Small Diameter. Cand. Sci. (Engineering) Diss. Abstr. Moscow. GOU VPO MEI (Tekhnichesky Universitet) Publ., 2008, 20 p. (in Russian).
3. Inasaka F., Nariai H. and Shimura T. Pressure Drops in Subcooled Flow Boiling in Narrow Tubes. *Heat Transfer Japanese Research*. 1989, v.18, pp. 70-82.
4. Kandlikar S.G. Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels. *Exp. Therm. Fluid Science*. 2002, v. 26, pp. 389-407.
5. Dedov A.V., Komov A.T., Varava A.N., Yagov V.V. Boiling heat transfer in swirl flow of subcooled water. *Proc. of the XII-th International Heat Transfer Conference, Grenoble, France*. 2002, pp. 731-736.
6. Dedov A.V. Features of Boiling in the Underheated Flow. *Teploenergetika*. 2009, no. 8, pp. 62-69 (in Russian).
7. Yagov V.V., Luzin V.A. Boiling Crisis in Conditions of Forced Motion of Underheated Liquid. *Teploenergetika*. 1985, no. 10, pp. 52-54 (in Russian).
8. Tong W., Bergles A.E., Jensen M.K. Pressure Drop with Highly Subcooled Flow Boiling in Small-Diameter Tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1997, v. 15, no. 3, pp. 202-212.
9. Zakharov S.V. *Model of a Heat Transfer Crisis in Bubble Boiling of Liquids in Channels at High Reduced Pressures*. Cand. Sci. (Engineering) Diss. Abstr. Moscow. Natsional'ny Issledovatel'sky Universitet MEI Publ., 2003, 20 p. (in Russian).
10. Tolubinsky V.I. *Heat Exchange at Boiling*. Kiev. Naukova Dumka Publ., 1980, 315 p. (in Russian).
11. Kirillov P.L. Crisis of Heat Exchange in Channels. *Atomnaya Energiya*. 1996, v. 80, iss. 5, pp. 370-379 (in Russian).
12. Ornadsky A.P., Kichigin A.M. Study of Dependence of Critical Heat Load on Weighting Velocity, Underheating and Pressure. *Teploenergetika*. 1961, no. 2, pp. 75-79 (in Russian).
13. Skripov V.P. *Metastable Liquid*. Moscow. Nauka Publ., 1972, 312 p. (in Russian).
14. Labuntsov D.A. Vapor Content of the Two-Phase Adiabatic Flow in the Vertical Channels. In *Physical Bases of Power Engineering*. Ed. by T.M. Muratov. Moscow MEI Publ., 2000, pp. 204-212 (in Russian).
15. Rassokhin N.G., Ma Tsang-Wen, Melnikov V.N. Heat Transfer at Surface Boiling in Narrow Annular Channels. *Teploenergetika*. 1963, no. 5, pp. 83-85 (in Russian).
16. Yagov V.V., Luzin V.A. Approximate Physical Model of Boiling Crisis in Forced Flow of a Saturated Liquid. *Teploenergetika*. 1985, no. 3, pp. 2-5 (in Russian).
17. Kirillov P.L., Terentyeva M.I. *Prandtl Turbulent Number (History and Modernity)*. Preprint GNTs RF-FEI 3271. Obninsk. GNTs RF-FEI Publ., 2017, 56 p. (in Russian).
18. Volynov M.A. Real Turbulence and Possibilities of Modification of L. Prandtl Semi-Imperial Theory. *Fundamental'nye Issledovaniya*. 2013, no. 10 (part 8), pp. 1676-1688 (in Russian).
19. Goldstein S. Theodore von Karman, 1881 – 1963. *Biographical Memoirs of Fellows of the Royal Society*. 1966, v. 12, pp. 335-365.
20. Martinelli E. Alkuni Teoremi Integrali per le Funzioni Analitiche di Piuvariabili Complesse. *JFM*64.0322.04, Zbl 0022.24002. 1938, v. 9, no. 7, pp. 269-283 (in Italian).
21. Petukhov B.S., Genin L.G., Kovalev S.A., Soloviev S.L. *Heat Exchange in Nuclear Power Plants*. Moscow. MEI Publ., 2003, 548 p. (in Russian).

22. Buleev N.I. *Spatial Model of Turbulent Exchange*. Moscow. Nauka Publ., 1989, 343 p. (in Russian).
23. Kutateladze S.S. *Fundamentals of Heat Transfer Theory*. Moscow. Atomizdat Publ., 1979, 416 p. (in Russian).
24. Mudawar I., Bowers M.B. Ultra-High Heat UX (CHF) for Cubcooled Water OW Boiling-1: CHF Data and Parametric Effects for Small Diameter Tubes. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1999, v. 42, pp. 1405-1428.
25. Celata G.P., Cumo M., Mariani A. Assessment of Correlations and Models for the Prediction of CHF in Water Subcooled Flow Boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1994, v. 37, pp. 2605-2640.
26. Chun T., Baek W., Chang S.H. A Superheated Liquid Layer Depletion Model for Subcooled and Low Quality Critical Heat Flux. *Proc. of the VII-th Int. Conf. On Nuclear Engineering, Tokyo, ICONE-7501, 1999*, pp. 1-2.
27. Vasiliev A.N. *Heat Exchange Crisis Associated with Abrupt Liquid Boiling in Channels of Small Diameter*. Cand. Sci. (Engineering) Diss. Abstr. Kiev. Institut Tekhnicheskoy Teplofiziki Publ., 1972, 31 p. (in Russian).
28. Kirillov P.L., Terentyeva M.I., Deniskina N.B. Thermophysical Properties of Materials of Nuclear Technology. Moscow. Izdat Publ., 2007, 200 p. (in Russian).
29. Boltenko E.A., Pomet'ko R.S., Katan I.B., Zyatnina O.A. Influence of Pipe Diameter on Critical Heat Flux. *Proc. of the Intern. Symposium «Thermophysics-90»*. Obninsk. FEI Publ., 1991, v. 2, pp. 400-403 (in Russian).
30. Poletavkin P.G., Shapkin N.A. Heat Transfer at Surface Boiling of Water. *Teploenergetika*. 1958, no. 5, pp. 72-76 (in Russian).
31. Remizov O.V. On the Beginning of Surface Boiling. *Proc. of the IV-th Russian Regional Conference on Heat Exchange (RNKT-4), Oct. 23-27, 2006. Vol. 4. Boiling, Boiling Crises, Overcrisis Heat Exchange*. Moscow. MEI Publ., 2006, pp. 194-196. Available at: <http://rnkt.ru/2006/tom-4/page-194/> (accessed Jan. 31, 2021) (in Russian).

Author

Belozorov Vladimir Ivanovich, Assistant Professor, Cand. Sci. (Engineering)
E-mail: v.i.belozorov@iate.obninsk.ru