

УДК 66.045.2

Критический тепловой поток в микроканалах и в замкнутом пространстве.

Обзор экспериментальных исследований и методов прогнозирования

Чен Лисинь

ЧЕН ЛИСИНЬ (CHENG LIXIN) — основатель и редактор главного международного журнала по микро- и наноразмерным жидким теплоносителям и явлениям переноса (IJMNTFTR), шеф-редактор электронных книг серии «Достижения в области многофазного течения и теплообмена», старший преподаватель в университете Портсмута. Область научных интересов: многофазные потоки и теплоотдача, повышение теплоотдачи, микромасштабная передача тепла, двухфазный поток и теплообмен с наножидкостями, компактные и микротеплообменники и тепловые системы.

Отдел Механики и инженерного проектирования, Университет Портсмут Англезия Билдинг, Англезия Роад, Портсмут, Великобритания, E-mail lixincheng@hotmail.com

Введение

На пути развития микро- и наноразмерных устройств и использующих их новых технологий исследователи сталкиваются с очень серьезными проблемами, связанными с тепловыделением на единицу объема [1—8]. Так, в микроэлектронных устройствах с увеличением плотности упаковки элементов значительно возросли мощности интегральных схем и усложнилось тепловое регулирование электронных устройств. Необходим отвод тепла, выделяемого при работе микросхем (рассеяние до 1000 Вт/см² тепловой энергии). Традиционные технологии охлаждения (охлаждение воздухом) не в состоянии удовлетворить эти требования по теплопереносу [6—8]. Для выполнения сложных требований по рассеиванию тепла важное значение приобретает разработка новой охлаждающей технологии на основе мощного теплового потока.

Высокоэффективная технология охлаждения, основанная на кипении потока в микроканалах, стала одной из самых «горячих» тем исследований по теплопереносу [6—8]. Преимущества этой технологии охлаждения весьма существенные: высокая теплоотдача, малые потери давления, обеспечение однородности температуры в чипе, возможность охлаждения в горячих точках и т.д.

Теплопередача в двухфазном газожидкостном и кипящем потоках в микроканалах значительно отличается от теплопередачи в макроканалах. Ограничения, обусловленные условиями течения в каналах, оказывают большое влияние на характеристики теплообмена в двухфазных потоках [3, 6, 8]. Предметами исследования в этой области являются зарождение кипения, картина течения двухфазного потока, гидродинамическая неустойчивость, теплоотдача и перенос давления. Вместе с тем вопросам критического теплового потока (КТП) уделяется очень мало внимания, несмотря на то, что знание этой величины необходимо для проектирования

микроустройств и обеспечения безопасности теплоотвода. Кроме того, результаты исследований критического теплового потока при пузырьковом конвекционном кипении в ограниченном пространстве можно использовать для анализа состояния кипящего потока в микроканалах и для выявления механизма КТП [9].

В последние годы развиваются исследования пограничных процессов в двухфазном потоке наножидкостей и переноса тепла [10, 11]. Представляется, что наножидкости могут значительно усилить КТП пузырькового кипения.

Критический тепловой поток определяет условия верхнего предела переноса тепла кипящим потоком в микроканалах. Для создания эффективных микроустройств передачи тепла важно иметь четкое понимание механизма возникновения критического теплового потока на микроуровне и разработать методы прогноза КТП. В приведенном обзоре представлены обобщенные данные экспериментальных и теоретических исследований критического теплового потока, включая корреляции и модели КТП в микроканалах. Рассматриваются как переохлажденный, так и насыщенный кипящие потоки. Кроме того, дан краткий обзор исследований пузырькового кипения в условиях ограниченного пространства.

Критерий перехода от макро-размеров к микро-размерам

Прежде всего остановимся на вопросе о размерном различии макро- и микроканалов. Четкое общее согласие по этому вопросу пока отсутствует. В работах [3—5, 10] суммированы различные определения этих понятий. Приведем один пример классификации каналов, принятой в инженерной и производственной практике (малотоннажная холодильная промышленность, компактные испарители, используемые в автомобильной и аэрокосмической индустрии, разделение газов воздуха и криогенная техника, охлаждающие элементы для микроэлек-

троники и микроэлектромеханических систем). Кандликар [1] предложил разделение каналов в зависимости от значения гидравлического диаметра D_h : обычные каналы, $D_h > 3$ мм; микроканалы, $D_h = 200$ мкм—3 мм; микроканалы, $D_h = 10$ —200 мкм.

Согласно этому определению, различие между малыми и обычными каналами составляет 3 мм. Но такое определение микроканала не учитывает упомянутые выше различные физические критерии, подходящие для этой цели. При отсутствии четко обоснованного определения макро- и микроканалов в качестве критерия их разделения в данной работе принят пороговый диаметр 3 мм в соответствии с рекомендацией [1].

Критический тепловой поток: явление и механизм

При движении кипящего потока вдоль нагреваемого канала при быстром повышении температуры стенки канала в некоторый момент в отдельных точках может быстро уменьшиться коэффициент теплоотдачи и температура стенки в этих точках резко возрастет. Это явление называют критическим тепловым потоком. Оно известно также под другими названиями, такими как выгорание, высыхание, уход от пузырькового кипения (DNB, departure from nucleate boiling) и кризис кипения (BC, boiling crisis). Критический тепловой поток является важной расчетной характеристикой устройств, в которых осуществляется отвод тепла от поверхности в поток. Значительное уменьшение коэффициента теплоотдачи возникает в результате потери контакта жидкости с твердой поверхностью, на которой происходит

испарение или кипение потока (либо пузырьковое конвекционное кипение). В зависимости от величины теплового потока, теплофизических свойств и эксплуатационных режимов потеря контакта хладагента 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 КТП.

В зависимости от того — переохлаждена или насыщена паром основная масса жидкости потока на выходе канала — КТП кипящего потока классифицируется соответственно на переохлажденный и насыщенный. Эти два типа КТП обусловлены существенно различными механизмами его возникновения (рис. 1) [12].

Как показано на рис. 1а, насыщенный КТП возникает в ситуации, когда температура жидкости на входе канала выше температуры паронасыщенного потока (равновесное паросодержание на выходе $x_v > 0$) в момент КТП. Условия, которые обычно приводят к насыщенному КТП — это низкая массовая скорость потока, слабое переохлаждение на входе и/или большое отношение длины канала к его диаметру. По виду потока на выходе канала — кольцевой поток, паровая фаза пара занимает большую часть сечения канала, в то время как жидкость течет в виде тонкой пленки вдоль стенки канала. Высыхание жидкой пленки около выхода канала обычно рассматривается как механизм запуска насыщенного КТП.

Переохлажденный КТП (рис. 1б) возникает в ситуации, когда жидкость на выходе из канала переохлажде-

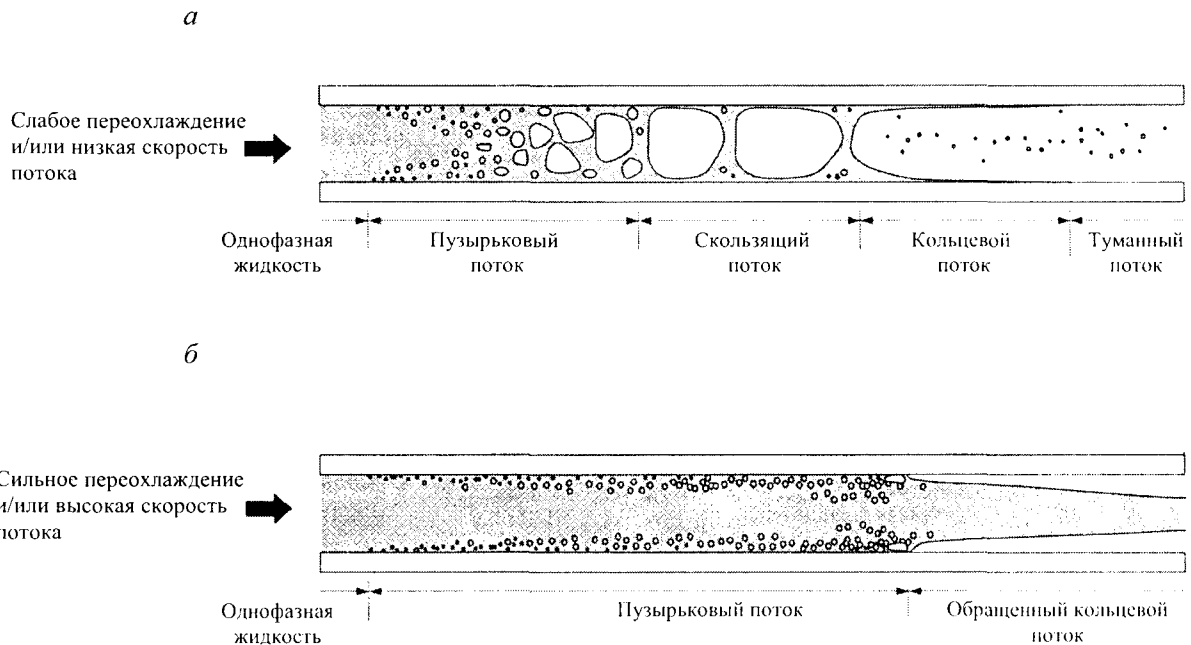


Рис. 1. Иллюстрация механизма критического теплового потока для кипящего потока в однородно нагреваемых трубках [12]:

а — высыхание в насыщенном кипящем потоке; б — прекращение пузырькового кипения в кипящем переохлажденном потоке

на. Это условие выражается через $x_o < 0$. К переохлажденному КТП приводят большая массовая скорость потока, сильное переохлаждение на входе канала, а также в случае малого отношения 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 КТП. Интенсивное кипение приводит к отделению жидкости от горячей стенки граничным жидкопаровым слоем, при этом затрудняется испарение жидкости. Пузырьки в пограничном слое препятствуют контакту жидкости с поверхностью стенки, вызывая формирование изолирующего парового слоя. Высыхание жидкого подслоя за большими пузырьками пара ведет к значительному местному перегреву стенки канала.

Накопленные знания в области исследования явления КТП, реализуемого в системах с кипящим потоком или в условиях конвекционного нагрева, относятся в основном к макромасштабному диапазону теплопереноса, доля исследований КТП в каналах малого размера незначительна. Несмотря на большой объем исследовательских работ, до настоящего времени точная теория

КТП не получена. Предсказания относительно КТП в кипящем потоке опираются в большей степени на эмпирические корреляции. Для предсказания КТП в микроканалах традиционные корреляции КТП в кипящем потоке непригодны. Данных, полученных для потоков в микромасштабных каналах, недостаточно, чтобы установить точно эффект влияния размера канала на КТП. Кроме того, ограниченное пространство оказывает существенный эффект на КТП пузырькового кипения, вследствие чего обычные методы предсказания КТП для микроканалов и ограниченного пространства малопригодны.

Следует также учитывать, что КТП в теплообменнике, содержащем множество параллельных каналов, может значительно отличаться от КТП в одном канале ввиду меньшей стабильности кипения двухфазного потока в многоканальной системе. К тому же каналы могут быть разной формы — круглые, прямоугольные с различным соотношением размеров, что также должно сказываться на КТП. Пузырьковое кипение в различно расположенных ограниченных пространствах может привести к весьма различному поведению КТП. Таким образом, необходимы исследования, направленные на выяснение механизма КТП и создание методов его предсказания для микроканалов и ограниченного пространства.

ОБОЗНАЧЕНИЯ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

A — площадь поперечного канала, м²
 A_{II} — площадь теплообмена, м²
 Bi — числа Био
 Bo_{CHF} — число кипения, основанное на критическом потоке, рассчитанное по уравнению (3) (см. текст ниже)
 Bo — число Бонда
 C_1 — параметр 1 геометрии нагрева
 C_2 — параметр 2 геометрии нагрева
 C^* — геометрический параметр
 c_m — удельная теплоемкость металла, Дж/(кг·К)
 c_{pf} — удельная теплоемкость жидкой фазы при постоянном давлении, Дж/(кг·К)
 Co — число сужения
 D_{eq} — эквивалентный диаметр нагреваемой поверхности, м
 D_h — гидравлический диаметр, м
 d — диаметр диска, м
 f — коэффициент трения
 G — общий массовый поток двухфазной системы пар—жидкость, кг/(м²·с)
 G^* — безразмерная массовая скорость
 g — ускорение свободного падения, 9,81 м/с²
 h — коэффициент конвективной массопередачи, Вт/(м²·К)
 h_{fg} — скрытая теплота парообразования, Дж/кг
 k_f — теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)
 k_m — теплопроводность металла, Вт/(м·К)
 L_c — характеристическая длина, м
 L_{II} — длина нагреваемого участка, м
 P_{II} — периметр зона нагрева, м
 P_w — периметр смоченной зоны, м
 p — давление, Па (бар)
 q_{CHF} — критический тепловой поток, Вт/м²
 q_m — тепловой поток, рассчитанный по полной базовой площади теплоотвода микроканала, Вт/м²

Re — число Рейнольдса, учитывающее полный парожидкостный поток как жидкостной поток
 s — размер канала на просвет (зазор), м
 T — температура, °С
 T_{sat} — температура насыщения, °С
 U — средняя скорость жидкости на входе в нагреваемую секцию канала, м/с
 V — объем, м³
 w — ширина канала, м
 w_{II} — ширина нагреваемой поверхности, м
 We_D — число Вебера, определяемое по уравнению (4)
 We_L — число Вебера, определяемое по уравнению (23)
 x_{crit} — локальная степень сухости влажного пара при кризисе высыхания
 x_{ex} — равновесная степень сухости влажного пара на выходе из нагреваемой секции
 x_i^* — псевдовходная степень сухости, $(h_i - h_{f,o})/h_{fg,o}$, с теплофизическими свойствами насыщенного пара на выходе
 x_i — равновесная степень сухости влажного пара на входе в нагреваемую секцию
 x_o — равновесная степень сухости влажного пара на выходе из нагреваемой секции
 $x_{o,CHF}$ — критическая степень сухости
 Δh_i — удельная разность энтальпий (переохлаждение на входе), Дж/кг
 $\Delta T_{sub,o}$ — переохлаждение на выходе из нагретой секции канала, $T_{sat,o} - T_o$
 λ — длина волны Тейлора, м
 μ — динамическая вязкость, Па·с
 ν — кинематическая вязкость, м²/с
 θ — угол наклона, ° град
 ρ_f, ρ_g, ρ_m — плотность жидкости, газа, металла, кг/м³
 σ — поверхностное натяжение, Н/м

Исследования критического теплового потока в переохлажденном кипящем потоке

В табл. 1 суммированы экспериментальные и теоретические работы по исследованию переохлажденного кипящего потока в микроканалах. Селата и др. [13] исследовали КТП в переохлажденном кипящем потоке в трубках диаметром 0,3—15 мм. Согласно полученным результатам критические тепловые потоки весьма высоки (до 60 МВт/м²). Используя информацию из банка данных, в [14] проанализировали влияние внутреннего диаметра трубки на КТП и пришли к выводу, что при малых диаметрах канала КТП могут быть очень большими, особенно при высоких скоростях движения жидкости. Анализ влияния диаметра на КТП в переохлажденном кипящем потоке [16] позволил получить поправку для предыдущей модели [15], учитывающей эффект диаметра трубки в широком интервале — от 0,5 до 32 мм.

Мюдавар и др. [17] провели экспериментальное исследование ультравысокого критического теплового потока в переохлажденном кипящем потоке воды. Изучали влияние на КТП параметров потока и геометрических параметров трубок (диаметр трубок 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 КТП возрастает с увеличением массового расхода и степени переохлаждения, с уменьшением диаметра трубы и отношения длины к диаметру. При постоянной температуре на входе трубки КТП увеличивается при повышении давления до 30 бар, затем в области между 30 и 150 бар остается постоянным и далее снижается при приближении к критическому давлению. Появление КТП сопровождается выгоранием стенки трубки около выхода. Эффект материала трубки на величину КТП небольшой.

Таблица 1

Экспериментальные и теоретические исследования КТП переохлажденного потока в микроканалах

Авторы, год публикации	Состав потока	Канал, диаметр или зазор, мм	Давление, бар	Массовый расход потока, кг/(м ² ·с)	Содержание работы
Celata e.a., 1993 [13]	Вода	Круглый, 0,3—15	1—55	2000—40500	Анализ влияния диаметра канала на КТП
Celata e.a., 1993 [14]	Вода	Круглый, 2,5	1—25	10000—40000	Эксперименты и оценка корреляций
Celata e.a., 1996 [16]	Вода	Круглый, 0,5—32	50	7500	Анализ влияния диаметра на КТП
Mudawar, Bowers 1999 [17]; Hall, Mudawar, 1999 [18]	Вода	Круглый, 0,406—2,54	2,5—172,4	5000—134000	Анализ базы данных и нахождение корреляций
Hall, Mudawar, 2000 [19, 20]	Вода	Круглый, 0,25—44,7	1—200	10—134000	То же
Liu e.a., 2000 [21]	Вода, азот, хладагент R113	Круглый, 0,3—37,5	1—192,5	900—90000	Разработка теоретической модели
Kureta, Akimoto, 2002 [22]	Вода	Прямоугольные каналы с зазором 0,2—3 мм, ширина канала 7—22 мм	1	846—15100	Эксперименты и нахождение корреляций
Sarma e.a., 2006 [23]	Вода	Круглый, 0,33—3	0,92—30	757,9—9000	Разработка корреляций
Zhang e.a., 2007 [24]	Перфторгексан FC-72	Прямоугольный единичный канал 5мм× 2,5 мм	1,38—1,52	0,5—1,5 м/с	Визуализация явления КТП и изучение его механизма
Roday e.a., 2008 [25]	Вода	Круглый, 0,427	1,79, 1,02 и 0,253	315—1570	Эксперименты и анализ
Roday, Jensen e.a., 2009 [26, 27]	Вода и хладагент R123	Круглый, 0,286— 0,7	0,26—2,25	320—1570	Эксперименты и нахождение корреляций
Lee, Mudawar, 2009 [12]	Теплоноситель HFE7100	Прямоугольные каналы с гидравлическим диаметром 0,1757—0,4159	1,1671—1,481	670,2—2345,5	Эксперименты и изучение механизма КТП

Холл и Мюдавар [18] собрали базу данных высоких КТП для переохлажденного кипящего потока воды в трубках при массовом расходе более 5000 кг/м² с и для трубок малого диаметра (≤ 3 мм). Выявлены корреляции переохлажденного КТП, в том числе две корреляции с условиями на входе и одну с условиями на выходе. Корреляции с условиями на входе базируются на независимых переменных ($L_H/D_h, x_i$), а на выходе — на зависимой переменной x_o . (Эти корреляции приведены в статье [18].) Эти же исследователи представили всесторонний обзор информации по переохлажденному КТП для потока кипящей воды в каналах [19, 20] и получили статистическую корреляцию, основанную на базе данных по переохлажденному КТП, доступных к 1999 году. Отметим, что в эту базу данных вошли более чем 30000 экспериментальных значений КТП, полученных для условий: диаметр каналов от 0,25 до 44,7 мм, массовый расход потока от 10 до 134000 кг/м² с, давление от 0,7 до 218 бар, температура переохлаждения на входе канала от 0 до 347 °С, равновесное массовое паросодержание на входе от -3 до 0. Проанализировав известные корреляции, описывающие переохлажденный КТП для воды, текущей в равномерно нагреваемой трубке, Холл и Мюдавар предложили новую, простую корреляцию для переохлажденного КТП, превосходящую по точности имевшиеся корреляции, оптимизированную по предыдущим корреляциям [18].

Корреляция, основанная на условиях выхода [20]:

$$Bo_{CHF} = 0,072 We_D^{-0,312} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,644} \left[1 - 0,9 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,724} x_o \right] \quad (1)$$

Корреляция, основанная на условиях входа (рекомендуется) [18]:

$$Bo_{CHF} = \frac{0,072 We_D^{-0,312} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,644} \left[1 - 0,9 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,724} x_{i,*} \right]}{1 + 0,25992 We_D^{-0,312} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,08} \left(\frac{L_H}{D_h} \right)} \quad (2)$$

$$Bo_{CHF} = \frac{q_{CHF}}{h_{fg} G} \quad (3)$$

$$We_D = \frac{G^2 D_h}{\sigma \rho_f} \quad (4)$$

где x_o — термодинамическое равновесное массовое паросодержание, равное $(h - h_{f,o})/h_{fg,o}$, с теплофизическими характеристиками насыщения, оцененными по давлению на выходе; $x_{i,*}$ термодинамическое псевдоравновесное массовое паросодержание на входе (равное) $(h - h_{f,i})/h_{fg,i}$, с теплофизическими характеристиками насыщения, оцененными по давлению на входе. Критиче-

ский тепловой поток q_{CHF} связывается с внутренним диаметром каналов.

Лю и др. [21] развили теоретический метод предсказания критического теплового потока, формируемого по механизму высыхания жидкого подслоя для переохлажденного кипящего потока. Модель охватывает широкий интервал параметров, включая микроразмерные диаметры. Проверка по большому количеству данных (приблизительно 2482 точек) показала хорошую точность модели. С помощью этой модели рассматриваются параметрические зависимости КТП от массового расхода, давления, переохлаждения, диаметра канала и отношения длины нагретой части канала к диаметру. (Детали модели можно найти в статье [21].)

Кюрета и Акимото [22] экспериментально исследовали КТП переохлажденного кипящего потока воды в узких прямоугольных каналах, нагреваемых с одной стороны (зазор канала от 0,2 до 3,0 мм, ширина канала 7—22 мм, нагреваемая часть канала длиной 50—200 мм). Исходя из экспериментальных данных, они предложили корреляцию КТП, применимую для переохлажденного кипящего потока воды в узких прямоугольных каналах, и в трубках малого диаметра, нагреваемых с двух сторон и по всей окружности. Корреляция основана на критическом равновесном массовом паросодержании, безразмерном параметре КТП и отношении сторон нагретых стенок канала:

$$\left(\frac{q_{CHF}}{G h_{fg}} \right) \left(\frac{Gv}{\sigma} \right)^{0,5} = C_1 (x_{e,CHF} + C_2) \quad (5)$$

где $C_1 = \left[6,9 \left(\frac{P_H}{P_W} \right)^2 - 10 \left(\frac{P_H}{P_W} \right) + 2 \right] \cdot 10^{-3}$ (6)

$$C_2 = -0,75 \left(\frac{P_H}{P_W} \right)^2 + 0,9 \left(\frac{P_H}{P_W} \right) - 0,28 \quad (7)$$

$$x_{o,CHF} = x_i + C^+ Bo_{CHF} \quad (8)$$

$$C^+ = \frac{P_H L_H}{A} = \frac{w_H L_L}{ws} \quad (9)$$

$$C^+ = \frac{4L_H}{D_h} \quad (10)$$

Сарма и др. [23] предложили корреляцию КТП для трубок малого диаметра (менее 3 мм), которая может также быть применена к трубкам большего диаметра:

$$\frac{q_{CHF} D_h}{\mu h_{fg}} = 0,483 Re^{0,62} \left[\frac{p D_h}{\mu h_{fg}^{0,5}} \right]^{0,17} \left[\frac{D_h}{L_H} \right]^{0,5} \quad (11)$$

В работе [12] Ли и Мюдавар, используя высокоскоростную видеокамеру, изучали КТП в переохлажденном кипящем потоке теплоносителя HFE7100 в микроканалах теплообменника. Сильное переохлаждение существенно снижает как диаметр исчезающих пузырьков, так

и долю пустого пространства, и предотвращает переход потока в режим послепузырькового переноса тепла. КТП вызван формированием паровой пленки вдоль стен микроканала, несмотря на присутствие большого количества основной жидкости.

Типичный случай возникновения переохлажденного КТП в микроканалах демонстрирует рис. 2. До появления КТП достаточно много пузырьков размещается у стенки канала, а ядро потока заполнено жидкостью. При возникновении КТП пузырьки соединяются, образуя непрерывную паровую пленку, теплоизолирующую стенки микроканала от контакта с жидкостью. Это поведение совместимо с механизмом прекращения пузырькового кипения, показанного на рис. 1б. Происходит внезапное резкое повышение температуры в микроканале. Кроме того, КТП возрастает с увеличением массового расхода, переохлаждения и с уменьшением гидравлического диаметра канала при данном массовом расходе потока.

Предложена модифицированная корреляция для микроканалов теплообменника прямоугольного поперечного сечения с трехсторонним нагревом, в котором осуществляется взаимодействие потоков в микроканалах:

$$Bo_{CHF} = \frac{q_{CHF}}{Gh_{fg}} = \frac{0,0332We_D^{-0,235}(\rho_l/\rho_g)^{-0,681}[1-0,684(\rho_l/\rho_g)^{0,832}x_{v,i}^*]}{1+0,0908We_D^{-0,235}(\rho_l/\rho_g)^{0,151}(L_{II}/D_h)} We_D^{0,121} \quad (12)$$

Жанг и др. [24] изучали КТП, возникающий в сильно переохлажденных потоках, содержащих перфторгексан FC-72, в горизонтальном канале, нагреваемом вдоль нижней стенки. Применялась высокоскоростная съемка

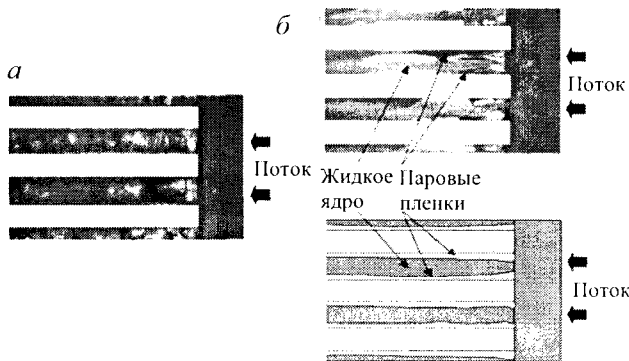


Рис. 2. Поток при нормальном прекращении пузырькового кипения [12].

Гидравлический диаметр канала 0,3341 мм, температура на входе канала 0 °С, массовый расход потока 1341 кг/м²·с, $q_{tot} = 318,3 \text{ Вт/см}^2$ (а), $q_{tot} > 325,8 \text{ Вт/см}^2$ (б).

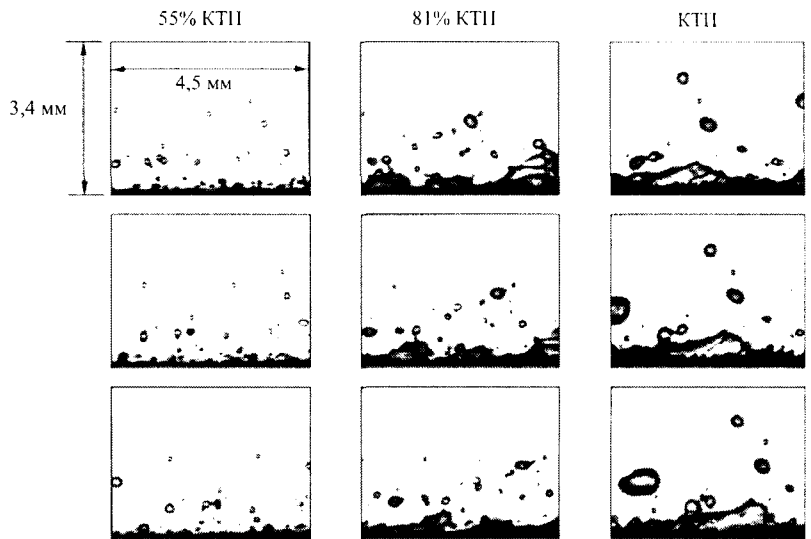


Рис. 3. Последовательность изображений слоя пара в различных тепловых потоках, приводящая к КТП [24].

$U = 1,2 \text{ м/с}, \Delta T_{sub, o} = 30 \text{ }^\circ\text{С}$

и микрофотографические методы для выявления граничных особенностей и последовательности событий, приводящих к КТП. Рис. 3 демонстрирует наблюдавшийся процесс возникновения КТП в указанных условиях, что помогает понять механизмы КТП.

Родей и др. [25] экспериментально исследовали КТП в одной трубке из нержавеющей стали (диаметр 0,427 мм) в условиях однородного теплового потока. Полученные результаты показали, что КТП возрастает с увеличением массового расхода и давления на выходе из трубки. При всех значениях давления КТП уменьшается с увеличением равновесного массового паросодержания в области переохлаждения, но при дальнейшем увеличении паросодержания (при значениях около нуля и выше) КТП проявляет тенденцию к увеличению с ростом паросодержания (до 25%). Значения КТП в этой области гораздо выше, чем для области переохлаждения. Это говорит о том, что даже при очень низком паросодержании оно все же довольно значительно, что приводит к увеличению средней скорости, тем самым увеличивая лимит КТП.

В работах [26, 27] Родей и Йенсен экспериментально изучали КТП кипящего потока воды и хладагента R123 в одиночных каналах круглого сечения. Наблюдали обычное поведение — прекращение пузырькового кипения в области сильного переохлаждения. Это означает, что традиционные теории в состоянии объяснить КТП переохлажденного кипящего потока в микроканалах, что однако не согласуется с результатами других исследователей [12, 24]. В случае мультимикроканалов необходимо более детальное объяснение, поскольку соотношение размеров должно оказывать эффект (но он пока не изучен). Родей и Йенсен предложили корреляцию, используя безразмерные величины, такие как число Вебера, отношение плотностей, отношение длины

нагреваемого участка канала к диаметру, равновесное паросодержание на входе:

$$Bo_{CHF} = \frac{44587 We_D^{1,136} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{-0,625} \left(\frac{L_H}{D_h}\right)^{-1,68} \left(\frac{\Delta h_l}{h_{fg}} - 0,0157\right)}{(We_D - 0,425) \left(\frac{L_H}{D_h} - 279,8\right)} \quad (13)$$

В целом исследования переохлажденного КТП в микроканалах пока еще очень ограничены. Найденные корреляции основываются на собственных данных исследователей. Из-за различных условий тестирования и разной геометрии канала трудно сказать, можно ли эти корреляции распространять на другие условия. Нужны систематические экспериментальные данные относительно переохлажденного КТП, смоделированного в широком диапазоне условий, чтобы по ним осмыслить физические механизмы и выявить обобщенные корреляции.

Исследования критического теплового потока в насыщенном кипящем потоке

В табл. 2 представлены экспериментальные и теоретические исследования по КТП насыщенного кипящего потока в микроканалах. Изучали КТП в круглых и прямоугольных каналах, в V-каналах при различных условиях и с разными жидкостями. Рассматривались начальные признаки появления КТП, параметрические эффекты в отношении КТП, эффекты критического паронасыщения и др. Установлено, что КТП возрастает с увеличением массового расхода потока, величина его зависит также от давления, размеров канала и т.д. В теоретических исследованиях дана оценка имеющихся корреляций, обсуждаются механизм КТП, эффекты неустойчивости и сопряженные эффекты теплопередачи, а также проведен поиск новых корреляций и моделей. Например, высыхание в насыщенном потоке рассматривается как основной механизм возникновения КТП, он такой же, как и в макромасштабных каналах.

Берглес и Кандликер [28] провели анализ имеющихся результатов исследований критического теплового потока в микроканалах. Они отметили, что в случаях параллельных мультиканалов данные по КТП относятся к потокам, находившимся в нестабильных условиях. Критические условия возникают из-за нестабильности сжимаемого объема потока в направлении, противоположном движению, или из-за нестабильности Лединегга в параллельных каналах. В результате величина КТП ниже, чем могла бы быть при стабилизации потока путем его ограничения на входе каждого канала.

Одна из наиболее широко используемых корреляций, развитых для насыщенного КТП в одинарных макротрубках, — это корреляция Катто и Оно [29], которая в незначительной модификации была распространена на микроканалы, но пока с ограниченным успехом.

Лазарек и Блейк [30] экспериментально исследовали процесс кипения насыщенного потока хладагента

R113 в круглой трубке (внутренний диаметр 3,1 мм). Они предложили корреляцию, описывающую критическое паронасыщение, применимую к условиям пониженного давления, которая связывает паронасыщение при высыхании (условие появления КТП) с массовым расходом потока, переохлаждением на входе, и с длиной зоны нагрева:

$$x_{crit} = 1 - 6,075 \cdot 10^{-3} GD_h^{0,25} \left(\frac{D_h}{L_H}\right)^{0,59} \left[1 + 3,1 \ln\left(\frac{\Delta h_l}{h_{fg}}\right)\right] \quad (14)$$

В экспериментах Оу и Энглерта [31] исследовали КТП слабокипящего потока при массовом расходе от 30 до 80 кг/(м²·с) в вертикальных равномерно нагреваемых тонких прямоугольных каналах, чтобы смоделировать естественное конвекционное кипение. Алюминиевый канал нагревался с одной стороны, другая сторона канала из стекла пирекс позволяла визуально наблюдать эффект КТП. Предложены корреляции КТП для потоков вдоль и против направления движения основного потока:

для КТП по направлению движения основного потока:

$$\left(\frac{A_H}{A}\right) q_{CHF}^* = 0,406 \left(1 + \frac{\Delta h_l}{h_{fg}}\right) G^* + 2,412 \quad (15)$$

для КТП против направления движения основного потока:

$$\left(\frac{A_H}{A}\right) q_{CHF}^* = 0,458 \left(1 + \frac{\Delta h_l}{h_{fg}}\right) G^* + 2,412 \quad (16)$$

$$\text{где } q_{CHF}^* = \frac{q_{CHF}}{h_{fg} \sqrt{\lambda \rho_g g (\rho_f - \rho_g)}} \quad (17)$$

$$G^* = G / \sqrt{\lambda \rho_g g (\rho_f - \rho_g)} \quad (18)$$

$$\lambda = \sqrt{\sigma / [g (\rho_f - \rho_g)]} \quad (19)$$

Бауэрс и Мюдавэр [32] в одном из ранних исследований КТП в мультимикроканалах тестировали охлаждающий элемент, содержащий 17 круглых каналов (диаметр 0,51 мм, длина 28,6 мм) в никелевом блоке толщиной 1,59 мм. Нагрев осуществлялся на длине 10 мм в середине каналов. Получены кривые кипения, которые обрывались, четко указывая условия КТП. Найдено, что КТП не зависит от переохлаждения жидкости на входе канала и почти прямо пропорционален массовому расходу потока. Предложена безразмерная корреляция:

$$\frac{q_{CHF}}{Gh_{fg}} = 0,16 We_D^{0,121} \left(\frac{L_H}{D_h}\right)^{-0,54} \quad (20)$$

где q_{CHF} зависит от внутренней поверхности нагреваемого канала.

Янг др. [33] разработали микроканальный теплообменник с нагревателем и набором температурных датчиков. В испытательной секции 10×20 мм² размещается 58 или 34 канала ромбической формы, гидравлический

Экспериментальные и теоретические исследования КТП насыщенного кипящего потока в микроканалах

Авторы, год публикации работы	Состав потока	Канал, диаметр или зазор, мм	Давление, бар	Массовый расход потока, кг/м ² ·с	Содержание работы
Lazarek, Black, 1982 [30]	R113*	Круглая трубка, 3,1	1,32—4,17	232—503	Эксперименты и нахождение корреляций для паросодержания критического пара
Oh, Englert, 1993 [31]	Вода	Прямоугольный канал, зазор 1,98	0,2—0,95	30—80	Эксперименты и нахождение корреляций
Bowers, Mudawar, 1994 [32]	R113	Круглые трубки, 2,45 и 0,51		95 мл/мин (максимально)	То же
Roach e.a., 1998	Вода	Круглый, 1,17 и 1,45; пучок микростержней в треугольном массиве, гидравлический диаметр 1,131	4,07—12,04	250—1000	Эксперименты и анализ
Jiang e.a., 1999 [33]	Вода	V-форма, гидравлический диаметр 0,04 и 0,08	0,5—3,2	—	То же
Yu e.a., 2002, [51]	Вода	Круглый, 2,98	2	50—200	—«—
Qu, Mudawar, 2004 [34]	Вода	Прямоугольный, 21 параллельный канал, 0,215 × 0,821	1,213—1,398	86—368	Эксперименты и нахождение новой корреляции
Kosar e.a., 2005	Вода	Прямоугольный, 5 параллельных каналов, гидравлический диаметр 0,223	—	41—302	То же
Bergles, Kandlikar, 2005 [28]		Микроканалы			Обзор по КТП в микроканалах
Zhang e.a., 2006 [36]	Вода	Гидравлический диаметр 0,33—6,22	1—190	5,33—134000	Анализ базы данных и нахождение корреляции
Kosar, Peles, 2007 [40]	R123	Прямоугольный, 5 параллельных каналов, 0,2 × 0,264	2,27—5,2	291—1118	Эксперименты и нахождение корреляции
Qi e.a., 2007 [37]	Азот	Круглый, 0,531, 0,834, 1,042 и 1,931	0,2, 0,3, 0,5	14—44	То же
Agostini e.a., 2008 [44]	R236fa	Прямоугольный, 67 параллельных каналов, 0,223 × 0,68	2,032—3,427	276—992	Эксперименты и анализ
Wright e.a., 2008 [38]	Вода	Прямоугольный, многоканальный, 1 × 1,27	0,898—1,15	9,5—39	Эксперименты и нахождение корреляции
Tanaka e.a., 2009 [39]	Вода	Прямоугольные узкие каналы с зазором 1—2,4	1	0—4000	Анализ базы данных и нахождение корреляции
Wojtan e.a., 2006 [35]	R134a и R245fa	Круглый, 0,5 и 0,8	Температура насыщения на выходе 30 и 35 °С	400—1600	Эксперименты и нахождение корреляции
Roday e.a., 2008 [25]	Вода	Круглый, 0,427	1,79, 1,02 и 0,253	315—1570	Эксперименты и анализ
Roday, Jensen, 2009 [26, 27]	Вода и R123	Круглый, 0,286—0,7	3,5, 4,5, 7, 10,5	315—1570	То же
Revellin, Thome, 2008 [26, 27]	R113, R134a, R245fa, вода	Круглый, 0,509—3,15; прямоугольный, 0,215 × 0,821	Температура насыщения 30—109,2 °С	29—1600	Разработка теоретической модели

Авторы, год публикации работы	Состав потока	Канал, диаметр или зазор, мм	Давление, бар	Массовый расход потока, кг/м ² ·с	Содержание работы
Kuan, Kandlikar, 2008 [43a]	R123 и Вода	Прямоугольный, 6 параллельных каналов: 1,054 × 0,157	0,106—2,483	50—533,8	Эксперименты и разработка модели
Kuo, Peles, 2008 [41]	Вода	Прямоугольный, параллельные каналы, гидравлический диаметр 0,227	0,1—1	86—303	Эксперименты и нахождение корреляции
Wu e.a., 2009,[42]	Вода	Узкие каналы с круглыми зазорами 0,95 и 1,5	6—42	60—130	То же
Kosar, 2009 [47]	Вода, R-123, R-113, R-134a и R-245fa	Круглый и прямоугольный, одиночный и параллельные каналы с гидравлическим диаметром 0,233—3,1	1,01—8,88	50—1600	Разработка новой модели
Muaro e.a., 2010 [46]	R134a, R236fa и R245fa	Прямоугольный, 29 параллельных каналов: 0,199 × 0,756	Температура насыщения 20—50 °С	250—1500	Эксперименты и анализ
Park, Thome, 2010 [45]	R134a, R236fa и R245fa)	Прямоугольный, 20 параллельных каналов 0,467 × 4,052 и 29 параллельных каналов 0,199 × 0,756	Температура насыщения 10—50 °С	100—4000	То же

* R113, R123... --- хладагенты.

диаметр канала соответственно 40 или 80 мкм. Фиксировали наличие КТП при одном проходе потока воды, поступающей с температурой 20 °С. Быстрый рост температуры, регистрируемый всеми температурными датчиками, показывает возникновение КТП. Найдено, что критическая мощность пропорциональна полному объемному расходу.

Кью и Мюдавар [34] исследовали КТП в прямоугольных мультимикроканалах. Нагреваемый блок содержал 21 канал размером 215×821 мкм². Наблюдали образование обратного парового потока и нестабильность потоков во всех каналах на входе при достижении КТП.

Рис. 4 демонстрирует образование в отдельных микроканалах обратных потоков пара вблизи высокого критического теплового потока с формированием в итоге толстого внутреннего слоя пара. Этот слой разбивается на множество малых пузырьков, которые движутся против направления основного потока жидкости, углубляясь во впускной колокол, где смешиваются с поступающей жидкостью. Во впускном колоколе в результате взаимодействия пара с поступающей жидкостью ее температура существенно повышается. Предложена модификация корреляции Катто и Оно [29] для описания критического теплового потока в мультимикроканалах, соответствующая данным испытаний с использованием воды и теплоносителя R113:

$$q_{CHF} = 33,43 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1,11} We_L^{-0,21} \left(\frac{L_H}{D_h} \right)^{-0,36} Gh_{fg} \quad (21)$$

Уайтан и др. [35] на серии тестов установили зависимость критического теплового потока в микротрубках (внутренний диаметр 0,5 и 0,8 мм) от массового расхода

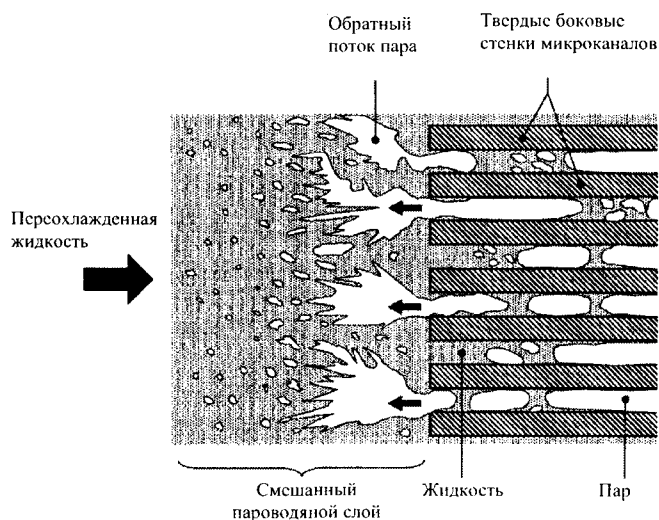


Рис. 4. Схематическое представление обратного потока пара при приближении теплового потока к условиям КТП [34]

хладоагентов R134a и R245fa, длины зоны нагрева, температуры насыщения и переохлаждения жидкости на входе трубки. Показана сильная зависимость КТП от массового расхода жидкости, длины зоны нагрева и диаметра микроканала, но влияния переохлаждения жидкости не обнаружено. Корреляция КТП для отдельного канала Катто и Оно [29] и многоканальная корреляция Кью и Мюдавара [34] не смогли предсказать полученные данные. На основании экспериментальных данных была предложена новая версия корреляции Катто и Оно для микромасштабных устройств:

$$q_{CHF} = 0,437 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,073} We_L^{-0,24} \left(\frac{L_H}{D_h} \right)^{-0,72} Gh_{fg} \quad (22)$$

$$We_L = \frac{G^2 L_H}{\sigma \rho_f} \quad (23)$$

Расчет [35] показал хорошее соответствие полученным экспериментальным данным (рис. 5), хотя, надо подчеркнуть еще раз, что все это частные корреляции, которые не в состоянии обобщить всю базу экспериментальных данных.

Жанг и др. [36] предложили простую безразмерную корреляцию входных условий и КТП для насыщенного кипящего потока, охватывающую широкий диапазон параметров и диаметры микроканала от 0,33 до 6,22 мм:

$$\begin{aligned} Bo_{CHF} = 0,0352 [We_D + \\ + 0,0119(L_H/D_h)^{2,31}(\rho_g/\rho_f)^{0,361}]^{-0,295} (L_H/D_h)^{0,311} \times \\ \times [2,05(\rho_g/\rho_f)^{0,17} - x_i] \end{aligned} \quad (24)$$

Эта корреляция оказалась лучшей среди других, проверенных в этом исследовании.

Кью и др. [37] экспериментально исследовали КТП

насыщенного кипящего потока азота в круглых микро-трубках диаметром 0,531, 0,834, 1,042 и 1,931 мм. Оказалось, что КТП и критическое паронасыщение выше, чем в обычных каналах. Постулировано, что в микро-трубках КТП возникает по механизму высыхания или разрыва тонкой жидкой пленки около стенки трубки, и что КТП постепенно возрастает с уменьшением диаметра трубки. Предложена следующая корреляция для кипящего потока азота, основанная на корреляции Катто:

$$q_{CHF} = (0,214 + 0,14Co) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,133} We_D^{-0,333} \left(\frac{1}{1 + 0,03L_H/D_h} \right)^{-0,72} Gh_{fg} \quad (25)$$

где

$$Co = \left(\frac{\sigma}{(\rho_f - \rho_g)gD_h^2} \right) \quad (26)$$

Райт и др. [38] исследовали КТП, возникающий в вертикальном восходящем потоке воды, движущемся через группу тонких прямоугольных каналов при малых массовых расходах, от 9,5 до 39 кг/(м²·с). Введя сопряженные эффекты теплопередачи, учтенные в числе Био, и параметра, выраженного квадратным корнем из отношения свойств жидкости и нагреваемого субстрата – теплопроводности, плотности и удельной теплоемкости, они предложили следующую корреляцию для КТП:

$$\left(\frac{A_H}{A} \right) q_{CHF}^* = 3,9 \left(\frac{k_f \rho_f c_{p,f}}{k_m \rho_m c_{p,m}} \right)^{0,5} \left[1 + \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,1} \right]^{-6,7} \times \quad (27)$$

$$\times We_D^{-0,33} Bi \left(1 + \frac{\Delta h_i}{h_{fg}} \right) G^* + 0,018$$

$$Bi = \frac{hL_c}{k_m} \quad (28)$$

$$L_c = \sqrt{\frac{V}{s}} \quad (29)$$

$$h = 6,4 \cdot 10^6 (Bo^{2,4} We_D)^{0,28} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,21} \quad (30)$$

Танака и др. [39] изучали влияние длины зоны нагрева на критический тепловой поток в тонких прямоугольных каналах при атмосферном давлении. Сравнение данных для тонких прямоугольных каналов с предыдущими корреляциями показало, что ни одна из предложенных ранее корреляций не воспроизводит успешно результаты, соответствующие широкому диапазону длины зоны нагрева. Предложена новая корреляция КТП:

$$q_{CHF}^* = \frac{0,5041A\sqrt{D_h/\lambda}}{A_H [1 + (\rho_g/\rho_f)^{0,4}]^2} + 0,0047G^*(L/D_h)^{-0,31} \quad (31)$$

где q_{CHF}^* , G^* и λ оцениваются по выражениям (17), (18), (19), соответственно.

Косар и Пелес [40] экспериментально исследовали КТП в потоке теплоносителя R123 в прямоугольных

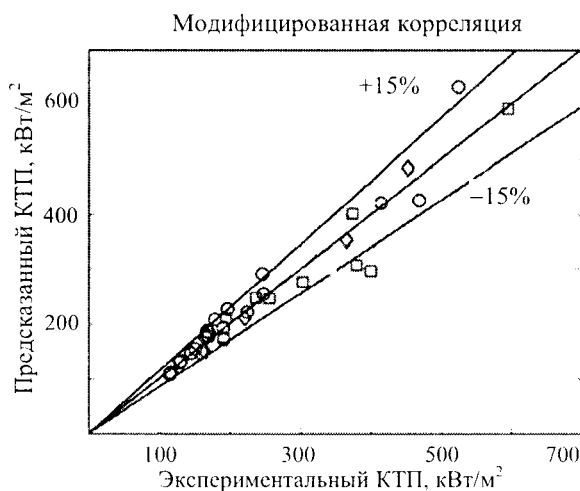


Рис. 5. Сравнение экспериментальных значений КТП с предсказанием по корреляции [35].

- R134a — 0,5 мм; □ — R134a — 0,8 мм;
- ◇ R245fa — 0,5 мм;

мультимикрочаналах, изготовленных из кремния. Визуализация потока в условиях КТП позволила сделать вывод, что ведущим механизмом КТП является высыхание (кризис теплоотдачи при высыхании). Исследователи предложили корреляцию, учитывающую массовый расход потока, паронасыщение на выходе и давление в системе. В последующей работе [41] они провели экспериментальные исследования КТП в потоке воды в этих же мультимикрочаналах при атмосферном давлении и наблюдали тот же механизм КТП, что и при исследованиях потока теплоносителя R123 [40]. При этом оказалось, что число кипения (см. уравнение 3) в условиях КТП примерно постоянно.

Вью и др. [42] провели эксперименты с кипящим потоком воды при следующих условиях: узкие вертикальные кольца с зазором 0,95 и 1,5 мм, двухсторонний их подогрев, широкий диапазон давлений, от 0,6 до 4,2 МПа, очень малые массовые расходы потока, от 60 до 130 кг/(м²·с). Были также предложены эмпирические корреляции КТП, соответствующие полученным данным. Однако, поскольку эти корреляции включают те же параметры теплового потока, что и в условиях КТП, трудно понять, как можно использовать эти корреляции для расчета величины КТП.

Разработано еще несколько теоретических моделей для прогнозирования критического теплового потока в микрочаналах. Ревеллин и Том [43] предложили модель, основанную на уравнениях сохранения применительно к двухфазной системе, отражающую влияние высоты межфазных волн кольцевой пленки. Модель содержит нелинейную систему из пяти дифференциальных уравнений. Проверка модели по данным двух лабораторий показала ее хорошую предсказательную способность.

Агостино и др. [44], сравнивая собственные данные по измерению КТП с результатами вычислений и используя ряд моделей и корреляций, обнаружили, что корреляции Войтана и др. [35] и Ревеллина и Тома [43] одни из лучших. Экспериментальные данные Парка и Тома [45] и Мауро и др. [46] подтвердили корректность модели [43]. Модель Косара [47] для прогнозирования насыщенного КТП в мини- и микрочаналах использует характеристики массовых и энергетических равновесий для кольцевого распыленного потока в предположении, что жидкий слой полностью испаряется на выходе канала. С помощью полученных уравнений можно найти критический тепловой поток и критическое паронасыщение на выходе, используя итерационные методы и коэффициент массопереноса [48]. Однако при этом следует учитывать, что КТП, измеренный на выходе из канала, не всегда показывает истинную величину. Коэффициент массопереноса должен быть проверен относительно других жидкостей и других каналов, в том числе некруглого сечения.

Есть много разночтений в имеющихся исследованиях по КТП. Так, Роач и др. [49] и Ки и др. [37] показали, что КТП растет с увеличением диаметра канала, а Бергелес и др. [50] обнаружили обратную зависимость КТП от диаметра. Оу и Энглерт [31] нашли, что имеется, хотя

и слабая, зависимость КТП от температуры переохлаждения жидкости на входе канала, а по данным Бауэрса и Мюдавара [32], проводившим исследования с использованием параллельных микрочаналов, переохлаждение на входе не влияет на КТП. Войтан и др. [35] также обнаружили в исследованиях с одной трубкой, что КТП не зависит от температуры переохлаждения потока на входе. Данные Ю и др. [51] указывают, что КТП возрастает с увеличением паронасыщения на выходе, но по данным Войтана и др. [35] картина противоположная. В исследованиях Роача и др. [49] установлен рост КТП с увеличением давления, данные же других исследователей не показывают сильной зависимости между давлением и критическим тепловым потоком.

Попытки многих исследователей соотнести результаты своих экспериментов с имеющимися корреляциями не всегда приводили к успеху. Как было отмечено выше, корреляции, разработанные исследователями на основании собственных данных, зачастую не применимы к данным других исследователей. Сопряженные эффекты теплообмена в целом игнорируются, в некоторых экспериментах не было исследовано должным образом влияние неустойчивости потока. Эффекты осевой проводимости через стенки трубки или через блоки, в которых изготовлены микрочаналы, могут существенно изменить условия возникновения КТП. В большинстве экспериментов этот аспект игнорирован. Колебания потока негативно влияют на условия КТП. Как правило, распределение потока в параллельных каналах неоднородное. Так как условия существования КТП зависят от скорости потока, а она в отдельных каналах точно не известна, большинство результатов экспериментов с использованием параллельных каналов нельзя признать надежными. В настоящее время информации относительно КТП в микрочаналах недостаточно для прогнозирования кризиса кипения по набору обычно используемых параметров. Таким образом, точная и проверенная общая модель для прогнозирования КТП в микрочаналах пока отсутствует.

Исследования критического теплового потока при пузырьковом кипении в ограниченном пространстве

Фундаментальные механизмы КТП при пузырьковом кипении в ограниченном пространстве можно соотнести с механизмом КТП в кипящем потоке в микрочаналах и каналах ограниченного размера, хотя до настоящего времени исследований, связывающих пузырьковое кипение в ограниченном пространстве с кипящим потоком в микрочанале, проведено не было.

Кратко проанализируем те немногие работы, где изучали КТП при пузырьковом кипении. В табл. 3 приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований КТП пузырькового кипения в ограниченном пространстве.

Катто и Кошо [52] изучали КТП конвекционного кипения, ограничиваясь горизонтальной геометрией (0°) каналов, с использованием потоков воды, теплоносителя

Экспериментальные и теоретические исследования КТП при пузырьковом кипении

Авторы, год публикации работы	Состав потока	Канал, диаметр или зазор, мм	Давление, бар	Содержание работы
Katto, Kosho, 1979 [52]	Вода, R113, этанол и бензол	Диски, диаметр $d = 10$ и 20 мм Расстояние между параллельными дисками s в пределах $d/s = 0-120$	1	Эксперименты и нахождение корреляции
Monde e.a., 1982 [53]	Вода, этанол, R113 и бензол	Вертикальный прямоугольный канал с зазором $s = 0,45-7$ мм, $L_H/s < 120$	1	То же
Fujita e.a., 1988 [54]	Вода	Ограниченное пространство с поверхностью нагрева шириной 30 мм, длиной 30 и 120 мм и зазором $5, 2, 0,6$ и $0,15$ мм	1	Эксперименты, анализ и нахождение корреляции
Chyu, 1988 [56]	Вода, R113 и Асе-п	Ограниченное пространство — кольцевая щель $0,076-2,58$ мм	1	Разработка метода прогнозирования
Kim, 2002 [55]	Вода	Кольца с зазором $0,5-3,5$ мм и наклоном от горизонтального и вертикального положения	1	Эксперименты и разработка новой модели
Kim, Suh, 2003 [57]	Вода	Каналы с узким зазором $1, 2, 5$ и 10 мм и углами ориентации от «вниз головой» (180°) до вертикального положения (90°)	1	Эксперименты и нахождение корреляции
Geisler, Bar-Cohen, 2009 [59]	Перфторгексан FC-72	Вертикальные прямоугольные каналы между параллельными листами	1	Измерение КТП в узких вертикальных каналах и нахождение корреляции
Misale, 2009 [58]	Растворитель HFE7100	Узкое пространство с зазором $0,5, 1, 2, 3,5, 5$ и 10 и 20 мм; ориентация поверхности 0° (горизонтально, поверхностью вверх), $45^\circ, 90^\circ$ и 135°	1	Эксперименты, анализ и нахождение корреляции

ля R113, этанола и бензола. Была выявлена следующая корреляция:

$$q_{CHF} = \rho_g^{0,5} h_{fg} [\sigma g (\rho_f - \rho_g)]^{0,25} \frac{0,18}{1 + 0,00918 (\rho_g / \rho_f)^{0,14} \left[g \frac{(\rho_f - \rho_g) d^2}{\sigma} \right]^{0,5}} (d/s) \quad (32)$$

Монде и др. [53] предложили корреляцию применительно к потокам воды, этанола, R113 и бензола при атмосферном давлении в вертикальных прямоугольных каналах (90°):

$$\frac{q_{CHF}}{[\sigma g (\rho_f - \rho_g) / \rho_g^2]^{0,25}} = \frac{0,16}{1 + 6,7 \cdot 10^{-4} (\rho_f / \rho_g)^{0,6} (L_H / s)} \quad (33)$$

Фуджица и др. [54] экспериментально исследовали КТП при конвекционном кипении в замкнутом узком пространстве между нагретой и ненагретой параллельными прямоугольными пластинами с потоком воды в условиях насыщения при атмосферном давлении. Размеры пластин: ширина 30 мм, длина от 30 до 120 мм, зазоры между ними $5, 2, 0,6$ и $0,15$ мм.

Ким и др. [55] провели экспериментальные исследования критического теплового потока воды в условиях насыщения в узких кольцевых щелях при атмосферных

условиях. Наружный диаметр внутренней трубки 19 мм, кольцевой зазор от $0,5$ до $3,5$ мм при разных углах наклона от горизонтальной до вертикальной позиции, длина зоны нагрева 200 мм. Показано, что КТП возрастает с увеличением размера щели и угла наклона блока пластин. Предложена одномерная модель, полученная путем модифицирования коэффициента трения в модели Чью [56]:

$$q_{CHF} = \rho_g h_{fg} \left(\frac{s}{L_H} \right) \left[\frac{g L_H \sin \theta (\rho_f / \rho_g - 2)}{1 + f L_H / (2s)} \right]^{0,5} \quad (34)$$

$$f = 0,13 \left(\frac{\rho_f - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0,5} \text{Bo}^{1,3} \quad (35)$$

$$\text{Bo} = s \left(g \frac{\rho_f - \rho_g}{\sigma} \right)^{0,5} \quad (36)$$

$$f = 0,041 s^{(3,66 \log s - 0,94)} \quad (37)$$

Ким и Сух [57] для экспериментов использовали одномерные нисходящие нагреваемые прямоугольные каналы с узкой щелью. Размеры щели $1, 2, 5$ и 10 мм. Медный нагреватель может менять ориентацию. В экспериментах углы ориентации варьировали от направления вниз (180°) до вертикального положения (90°). Измеряли КТП при конвекционном нагреве потока воды в условиях насыщения при атмосферном давлении. Обна-

ружено, что КТП обычно снижается при увеличении угла наклона θ и уменьшении зазора. На основе экспериментальных данных предложена обобщенная корреляция для области значений угла около 90° , в которую входит эквивалентный диаметр канала:

$$\frac{q_{CHF}}{[\sigma g \sin \theta (\rho_f - \rho_g) / \rho_g]^2]^{0.25}} = \frac{0,17}{1 + 6,8 \cdot 10^{-4} (\rho_f / \rho_g)^{0,62} (D_{eq} / s)} \quad (38)$$

Майссл и др. [58] экспериментально исследовали КТП при конвекционном кипении растворителя NFE-7100 в замкнутом пространстве между параллельными нагреваемой и ненагреваемой поверхностями, меняя как их ориентацию, так и зазор между ними. Размеры зазора 0,5, 1, 2, 3,5, 5, 10 и 20 мм. Угол ориентации поверхностей 0° (горизонтальная нагреваемая плита, поверхностью вверх), 45° , 90° и 135° . Обнаружено, что при фиксированном зазоре между поверхностями КТП сильно зависит от их ориентации, достигая максимальной величины при направлении нагретой поверхности вверх. Предложена эмпирическая корреляция, в которой учитывается эффект зазора при горизонтальной ориентации поверхности нагрева в ограниченном объеме:

$$q_{CHF} = 0,185 \frac{1}{1 + 71,43 e^{-1,32x}} \rho_g^{0,5} h_{fg} [\sigma g (\rho_f - \rho_g)]^{0,25} \quad (39)$$

Гейслер и Бар-Коэн [59] проводили эксперименты в вертикальных прямоугольных каналах в параллельных платах, погруженных в перфторгексан FC-72 при атмосферном давлении. Изучали эффект геометрического ограничения пространства при охлаждении электронных устройств. Показано, что влияние ограничения пространства на КТП не зависит от материала и способа обработки плат. Величина КТП сильно зависит от соотношения длин сторон сечения канала. Найдено, что корреляция [60] для несимметрично обогреваемых каналов хорошо предсказывает полученные экспериментальные данные. Исследователи [59] модифицировали эту корреляцию применительно к симметричным каналам и получили хорошее согласие с экспериментальными данными, особенно в случае малых зазоров, когда эффект ограничения пространства наиболее значим.

Итак, вполне очевидно, что объем исследований критического теплового потока при конвекционном кипении в ограниченном пространстве пока еще крайне мал. Пока нет общего метода для предсказания КТП при широком варьировании условий тестирования и для потоков различных по природе жидкостей. Тем не менее, несмотря на малочисленность исследований КТП конвекционного кипения в ограниченном пространстве и кипения в потоке в микромасштабных каналах, все же выявлены некоторые взаимосвязи, которые могут помочь понять механизмы возникновения критического теплового потока.

Заключение

Представленный обзор, включающий всю доступную информацию о критическом тепловом потоке, возник-

ающем в определенных условиях при течи жидкостного и газожидкостного потоков, показывает, что исследований этого явления в микромасштабе пока еще недостаточно и полученные результаты имеют много расхождений. Для выяснения механизма возникновения КТП и разработки обобщенных методов прогнозирования КТП в микроканалах и в ограниченном пространстве необходимо изучить всесторонние аспекты этого явления. Обобщение данных и их анализ дает возможность определить направления дальнейших исследований КТП в жидкостных и парожидкостных потоках в микроканалах и в ограниченных пространствах, в том числе КТП наножидкостей.

(1) Для более четкого представления связи КТП с критическим паронасыщением необходимо расширить экспериментальные исследования с использованием различных жидкостей и в различных условиях, чтобы охватить весь диапазон паронасыщения — от переохлаждения до насыщенных областей.

(2) Для проверки имеющихся в литературе корреляций нужно больше данных о КТП как в переохлажденном кипящем потоке, так и в насыщенном кипящем потоке, полученных в широком диапазоне условий испытаний.

(3) Важно и далее приложить усилия для достижения ясности в вопросе о физических механизмах КТП в переохлажденном и насыщенном кипящих потоках.

(4) Необходимо расширить экспериментальные и теоретические исследования по изучению явлений КТП при пузырьковом кипении в ограниченном пространстве.

(5) Требуются обобщенные методы для прогнозирования КТП в кипящем потоке в микроканалах и при пузырьковом кипении в условиях ограниченного пространства.

(6) Для понимания явлений КТП могут оказаться полезными эксперименты, объединяющие кипящий поток в микроканалах и пузырьковое кипение в ограниченном пространстве.

(7) Необходимо понять воздействие направленных колебаний на условия возникновения критического теплового потока.

(8) Актуальна постановка новых исследований, как экспериментальных, так теоретических, для изучения КТП в потоке наножидкостей в микроканалах и ограниченном пространстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kandlikar S.G. Exp. Therm. Fluid Sci., 2002, v. 26, p. 389—407.
2. Kandlikar S.G. Heat Transfer Eng., 2005, v. 26, № 8, p. 5—14.
3. Cheng L., Mewes D. Int. J. Multiphase Flow, 2006, v. 32, p. 183—207.
4. Cheng L., Ribatski G., Thome J.R. ASME Applied Mechanics Rev., 2008, v. 61, 050802-1—050802-28.
5. Cheng L., Ribatski G., Thome J.R. Int. J. Refrigeration, 2008, v. 31, p. 1301—1316.
6. Thome J.R. Int. J. Heat Fluid Flow, 2004, v. 25, p. 128—139.
7. Thome J.R. Heat Transfer Eng., 2006, v. 27, № 9, p. 4—19.

8. Cheng L., Thome J.R. Appl. Therm. Eng., 2009, v. 29, p. 2426—2432.
9. Cheng L., Mewes D., Luke A. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2007, v. 50, p. 2744—2771.
10. Cheng L., Bandarra Filho E.P., Thome J.R. J. Nanosci. Nanotech., 2008, v. 8, p. 3315—3332.
11. Cheng L. Recent Patents Eng., 2009, v. 3, № 1, p. 1—7.
12. Lee J., Mudawar I. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2009, v. 52, p. 3341—3352.
13. Celata G.P., Cumo M., Mariani A. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1993, v. 36, p. 1269—1285.
14. Celata G.P., Cumo M., Mariani A., Nariai H., Inasaka F. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1993, v. 36, p. 3407—3410.
15. Celata G.P., Cumo M., Mariani A., Simoncini M., Zummo G. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1994, v. 37, p. 347—360.
16. Celata G.P., Cumo M., Mariani A. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1996, v. 39, p. 1755—1757.
17. Mudawar I., Bowers M.B. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1999, v. 42, p. 1405—1428.
18. Hall D.D., Mudawar I. Ibid., 1999, v. 42, p. 1429—1456.
19. Hall D.D., Mudawar I. Ibid., 2000, v. 43, p. 2573—2604.
20. Hall D.D., Mudawar I. Ibid., 2000, v. 43, p. 2605—2640.
21. Liu W., Nariai H., Inasaka F. Ibid., 2000, v. 43, p. 3371—3390.
22. Kureta M., Akimoto H. Ibid., 2002, v. 45, p. 4107—4115.
23. Sarma P.K., Srinivas V., Sharma K.V., Dharma Rao V., Celata G.P. Ibid., 2006, v. 49, p. 42—51.
24. Zhang H., Mudawar I., Hasan M.M. Int. Comm. Heat Mass Transfer., 2007, v. 34, p. 653—660.
25. Roday A.P., Borca-Tasciuc T., Jensen M.K. J. Heat Transfer, 2008, v. 130, 012901-1—012901-10.
26. Roday A.P., Jensen M.K. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2009, v. 52, p. 3225—3249.
27. Roday A.P., Jensen M.K. Ibid., 2009, v. 52, p. 3250—3256.
28. Bergles A.E., Kandlikar S.G. ASME J. Heat Transfer, 2005, v. 127, p. 101—107.
29. Katto Y., Ohno H. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1984, v. 27, p. 1641—1648.
30. Lazarek G.M., Black S.H. Ibid., 1982, v. 25, p. 945—960.
31. Oh C.H., Englert S.B. Ibid., 1993, v. 36, p. 325—335.
32. Bowers M.B., Mudawar I. Ibid., 1994, v. 37, p. 321—332.
33. Jiang L., Wong M., Zohar Y. J. Microelectromechanical Syst., 1999, v. 8, № 4, p. 358—365.
34. Qu W., Mudawar I. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2004, v. 47, p. 2045—2059.
35. Wojtan L., Revellin R., Thome J.R. Exp. Therm. Fluid Sci., 2006, v. 30, p. 765—774.
36. Zhang W., Hibiki T., Mishima K., Mi Y. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2006, v. 49, p. 1058—1072.
37. Qi S.L., Zhang P., Wang R.Z., Xu L.X. Ibid., 2007, v. 50, p. 5017—5030.
38. Wright C.T., O'Brien J.E., Spall R.E. Ibid., 2008, v. 51, p. 1071—1084.
39. Tanaka F., Hibiki T., Mishima K. J. Heat Transfer, 2009, v. 131, 121003-1—121003-7.
40. Kosar A., Peles Y. Ibid., 2007, v. 129, p. 844—851.
41. Kuo C.J., Peles Y. Ibid., 2008, v. 130, 072403-1—072403-7.
42. Wu Y.W., Su G.H., Qiu S.Z., Hu B.X. Int. J. Multiphase Flow, 2009, v. 35, p. 977—986.
43. Revellin R., Thome J.R. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2008, v. 51, p. 1216—1225.
- 43a. Kuan W.K., Kandlikar S.G. J. Heat Transfer, 2008, v. 130, 034503-1—034503-5.
44. Agostini B., Revellin R., Thome J.R., Fabbri M., Michel B., Calmi D., Kloter U. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2008, v. 51, p. 5426—5442.
45. Park J.E., Thome J.R. Ibid., 2010, v. 53, p. 110—122.
46. Muaro A.W., Thome J.R., Toto D., Vanoli G.P. Exp. Therm. Fluid. Sci., 2010, v. 34, p. 81—92.
47. Kosar A. Int. J. Therm. Sci., 2009, v. 48, p. 261—270.
48. Patankar U., Puranik B. In: Proc. 4th Int. Conf. on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Rochester, New York, 2003, ICMM2003-1016.
49. Roach G.M. Jr., Abdel Khalik S.I., Ghiaasiaan S.M., Dowling M.F., Jeter S.M. Nuclear Sci. Eng., 1999, v. 131, p. 411—425.
50. Bergles A.E., Rohsenow W.M. Forced-convection surface-boiling heat transfer and burnout in tubes of small diameter, contract AF 19(604)-7355 rep. Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 1962.
51. Yu W., France D.M., Wambsgans M.W., Hull J.R. Int. J. Multiphase Flow, 2002, v. 28, p. 927—941.
52. Katto Y., Kosho Y. Int. J. Multiphase Flow, 1979, v. 5, p. 219—224.
53. Monde M., Kusuda H., Uehara H. ASME J. Heat Transfer, 1982, v. 104, p. 300—303.
54. Fujita Y., Ohta H., Uchida S. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1988, v. 31, p. 229—239.
55. Kim S.H., Baek W.P., Chang S.H. Nuclear Eng. Design., 2002, v. 199, p. 41—48.
56. Chyu M.C. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1988, v. 31, p. 1993—1998.
57. Kim Y.H., Suh K.Y. Nuclear Eng. Design., 2003, v. 226, p. 277—292.
58. Misale M., Gugliemini G., Priarone A. Int. J. Refrigeration, 2009, v. 32, p. 235—245. http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/40/079/40079231.pdf
59. Geisler K.J.L., Bar-Cohen A. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2009, v. 52, p. 2427—2436.
60. Bonjour J., Lallemand M. Int. Comm. Heat Mass Transfer, 1997, v. 24, № 2, p. 191—200.