

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В МИКРОКАНАЛЬНЫХ РАДИАТОРАХ ПРИ ТЕЧЕНИИ СО СКОЛЬЖЕНИЕМ ВОДЫ С ДОБАВЛЕНИЕМ УГЛЕРОДНЫХ НАНОТРУБОК

© 2025 г. Manoj Kumar^{a, b}, Sheshang Singh Chandel^a,
Safwan Mondal^c, Sumit Sinha-Ray^{c, d, *}, Pradeep Kumar^a

^a*School of Mechanical and Materials Engineering, Indian Institute of Technology Mandi, Mandi, HP, 175005 India*

^b*Department of Mechanical and Aerospace Engineering, NIMS University Rajasthan, Jaipur, Rajasthan, 303121 India*

^c*Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Chicago, Chicago, IL, 60607-7022 USA*

^d*Department of Textile and Fibre Engineering, Indian Institute of Technology Delhi, Hauz Khas, New Delhi, 110016 India*

*e-mail: ssinharay@textile.iitd.ac.in

Поступила в редакцию 19.12.2023 г.

После доработки 24.04.2024 г.

Принята к публикации 25.04.2024 г.

Применение микроканальных радиаторов (МКР) — один из самых известных методов пассивного охлаждения микроэлектронных устройств. В настоящей работе рассматривается радиатор с микроканалом круглого сечения, который устанавливали на нагреваемой поверхности, моделирующей микроэлектронное устройство, с плотностью теплового потока, изменявшейся от 50 до 125 кВт/м². Была исследована конвективная теплоотдача к охлаждающей жидкости, в качестве которой использовалась деионизированная вода (ДВ) в чистом виде и с добавлением наночастиц меди или углеродных нанотрубок (УНТ) (массовое содержание каждого добавленного компонента 0.05%). Согласно результатам проведенных экспериментов, МКР, охлаждаемый наножидкостью, особенно ДВ с УНТ, превосходит по своим характеристикам систему охлаждения с чистой водой, так как обеспечивает более высокий коэффициент теплоотдачи (КТО) и более низкие затраты мощности на прокачку охладителя, что делает эту систему энергетически более эффективной. Так, при расходе деионизированной воды с УНТ 60 мл/мин и тепловом потоке 100 кВт/м² КТО теплоносителя увеличился на 15.7% по сравнению со значением, полученным при охлаждении чистой водой, и на 6.2% при выборе ДВ с наночастицами меди. Добавление поверхностно-активного вещества (ПАВ) в ДВ для перевода УНТ во взвешенное состояние позволило создать в микроканале течение с проскальзыванием на стенке, что привело к существенному снижению гидравлического сопротивления при перекачке водной суспензии УНТ. Это помогло оценить возможное суммарное сокращение энергопотребления, которого можно достичь благодаря использованию деионизированной воды с УНТ в режиме периодического нагрева/охлаждения в диапазоне между максимально допустимой и нормальной рабочей температурами, а не при непрерывном охлаждении поверхности электронного устройства.

Ключевые слова: микроканальный радиатор, наножидкость, углеродная нанотрубка, течение со скольжением, периодическое охлаждение, управление температурным режимом, микроэлектроника

DOI: 10.56304/S0040363625700869

Разработанные в последние годы полупроводниковые приборы, особенно имеющие высокую производительность, характеризуются экспоненциальным ростом тепловыделения. В связи с этим возникла острая необходимость в управлении тепловым режимом электронных устройств, так как полная расчетная тепловая мощность, локальный тепловой поток и объемная плотность тепловыделения продолжают повышаться.

В 1965 г. был сформулирован знаменитый закон Мура, согласно которому количество транзисторов, которые можно разместить на микрочи-

пе, будет удваиваться каждые два года [1]. С увеличением спроса на облачные вычисления и хранилища, а также на персональные цифровые помощники центры обработки данных стали одним из наиболее проблемных мест по регулированию теплового режима, особенно в настоящее время, когда обычные карманные персональные компьютеры содержат миллиарды интегральных схем.

По состоянию на 2010 г. на охлаждение электронных компонентов, находящихся в центрах обработки данных, затрачивалось около 33%

энергии, потребляемой этими центрами (около 238 млрд кВт · ч в год) [2]. По прогнозам, предполагаемый рынок систем терморегулирования, предназначенных для электронной промышленности, должен увеличиться на 13.33 млрд дол. США в период с 2020 по 2024 г. с устойчивым темпом роста 12%. При этом, несмотря на первоначальную высокую стоимость разработки, будет происходить переход от технологий воздушного охлаждения к жидкостному с учетом проблемы глобального потепления [3].

При повышении температуры устройства, особенно сверх 70°C, резко увеличивается вероятность его отказа, возникновения электротермического напряжения в соединениях, расслоения печатной платы и т.д. Для устранения этих негативных факторов следует использовать современные корпусные материалы, воздухоохлаждаемые радиаторы оптимизированной конструкции, а также перспективные системы охлаждения с промежуточным теплоносителем и воздухоохлаждаемым теплоотводом для мощных микропроцессоров [4].

Традиционными методами с использованием внешних воздушных радиаторов невозможно обеспечить нормальное охлаждение мощных микроэлектронных устройств. Для них часто требуются методы жидкостного охлаждения: иммерсионный [5, 6], струйный [7, 8], кипение в большом объеме (pool boiling) [9, 10], микроканальный [11, 12] и др. Применение микроканальных систем охлаждения, известных также как МКР, является одним из самых эффективных способов вследствие их малого объема, большой площади поверхности и отсутствия контакта между жидкостью и нагретой поверхностью, при этом такие системы с фазовым переходом теплоносителя обеспечивают отвод тепла до 1 кВт/см² [12].

В соответствии с классификацией, предложенной в [13], к микроканальным относятся такие системы, каналы которых имеют гидравлический диаметр от 1 до 100 мкм. С момента появления МКР (1981 г.), предназначенных для регулирования температуры микроэлектронных устройств [14], накоплен большой объем данных по их характеристикам и использованию. Авторами [14] было показано, что при водяном охлаждении возможно увеличение коэффициента теплоотдачи до 105 Вт/(м² · К) и отвода теплового потока до 790 кВт/м². В принципе, благодаря реализации концепции встраивания МКР в микроэлектронный чип [15] размер устройства может быть значительно уменьшен, поскольку диаметр микроканала все еще на несколько порядков превышает длину свободного пробега молекул охлаждающей жидкости, а ее течение можно считать течением сплошной среды. Однако затраты мощности на перекачку однофазного теплоно-

сителя могут существенно увеличиваться из-за потерь на трение.

В [16, 17] отмечается, что при принудительном охлаждении происходит рассеяние значительного количества тепла (или охлаждение) вследствие либо отвода больших тепловых потоков (до 5000 кВт/м²), либо снижения термического сопротивления до 0.2 К/Вт, но увеличение расхода потока вызывает падение давления до 20 кПа. Охлаждающая жидкость, например вода, может иметь очень большую теплоемкость, но будет неэффективной в системах принудительного охлаждения из-за ее низкой теплопроводности. Однако при фазовом переходе такая жидкость будет полезна для использования в разных системах охлаждения благодаря очень высокой теплоте испарения. Стоит отметить, что в настоящей статье не рассматриваются теплоотдача при испарении жидкости и влияние этого процесса на тепловой режим устройства.

Для решения проблемы, связанной с низкой теплопроводностью охлаждающей жидкости, необходимо создать такую жидкость, которая имела бы улучшенные свойства теплопереноса без значительных отклонений теплофизических свойств от свойств обычных однофазных теплоносителей.

В [18] была впервые предложена концепция наножидкости, представляющей собой суспензию металлических или неметаллических наночастиц в базовой жидкости, которые существенно увеличивают теплопроводность, в основном вследствие хаотичного движения наночастиц и их дисперсии [19, 20].

Позже в нескольких публикациях была представлена информация об использовании наножидкостей для охлаждения микроэлектронных устройств: наножидкости с Al₂O₃ [21, 22], CuO [23, 24], Fe₃O₄ [25, 26], SiC [27] или углеродными материалами, например графеном [28, 29], оксидом графена [30] и УНТ [31, 32]. Эти материалы применялись в качестве второй фазы, суспензированной в воде, этиленгликоле и т.д. Среди них более широкую популярность приобрели наножидкости на основе УНТ, в первую очередь благодаря большому значению отношения длины трубки к ее диаметру и “благоприятным” термическим свойствам УНТ [33].

Работа [34] стала одним из первых исследований, посвященных использованию наножидкости на основе УНТ для интенсификации конвективной теплоотдачи в мини- и микроканалах. Показано, что КТО возрастает на 350% при течении суспензии многослойных УНТ в дистиллированной воде с массовым содержанием УНТ 0.5% при числе Рейнольдса Re = 800. Повышение теплоотдачи объясняется перераспределением частиц вдоль направления течения, увеличением теплопроводности и уменьшением толщины

пристенного слоя жидкости, вызванными изменением касательных напряжений.

В [35] рассматривалась теплоотдача четырех оребренных МКР с шагом ребер 0.2, 0.5, 1.0 и 1.5 мм к наножидкости — водной суспензии многослойных УНТ (массовым содержанием 1%). Оптимальная теплоотдача наблюдалась при шаге 0.2 мм. При этом минимальная температура основания радиатора составляла 49.7°C при расходе охлаждающей наножидкости 1 л/мин. В этом режиме зарегистрировано наименьшее термическое сопротивление — 0.049 К/Вт при увеличении КТО на 15%.

Применение наножидкости на основе УНТ позволило повысить КТО на 78% при массовой концентрации УНТ 78%, но при этом гидравлическое сопротивление возросло на 27.3% [36]. Численное исследование влияния УНТ в воде и керосине на характеристики теплоотдачи в разветвленном микроканале [37] показало, что многослойные УНТ обеспечивают более высокую интенсивность теплоотдачи по сравнению с однослойными при одновременном значительном увеличении гидравлического сопротивления и большом объемном содержании УНТ (8%). Наряду с указанными работами, в некоторых других исследованиях было отмечено резкое улучшение тепловых свойств наножидкостей на основе УНТ, и, в принципе, они и должны обеспечивать более эффективное охлаждение по сравнению с чистыми базовыми жидкостями. Однако рост гидравлического сопротивления при высокой концентрации УНТ и опасность засорения микроканала ограничивают область применения таких наножидкостей. В то же время многие публикации посвящены изучению теплоотдачи при больших расходах наножидкостей, что далеко не всегда подходит для систем охлаждения микроэлектронных устройств.

В [38] теплопроводность наножидкости — водной суспензии УНТ — определялась путем численной обработки результатов измерений. Оказалось, что при высокой концентрации УНТ суспензия не всегда остается стабильной без добавления в нее значительного количества ПАВ, и это в конечном итоге может ограничить теплопроводность из-за образования мицелл вокруг УНТ. Благодаря функциональным свойствам углеродных нанотрубок термическая стабильность суспензии может улучшаться и теплопроводность наножидкостей на основе УНТ повышаться. Однако такой вариант возможен главным образом при использовании разбавленных суспензий. В противном случае для получения стабильной суспензии необходимо рассмотреть возможность проведения интенсивной химической обработки, что в конечном итоге может привести к ухудшению ее термических свойств [38].

В настоящей статье эксперименты проводились при течении трех теплоносителей: воды, воды с медными наночастицами и с УНТ — в микроканале круглого сечения при подводе постоянного теплового потока снизу. Была рассмотрена теплоотдача при небольшой массовой концентрации наночастиц — 0.05%, что существенно меньше их концентраций в суспензиях, которые использовались в других экспериментах. Параметрические исследования проводились при разных расходах и тепловых потоках с различными теплоносителями. Выбирались оптимальные условия, при которых эксплуатационные характеристики МКР изучались при периодическом нагреве/охлаждении в диапазоне между максимально допустимой (70°C) и нормальной рабочей (50°C) температурами, что обеспечивает длительный срок службы микроэлектронного устройства.

Насколько известно авторам настоящей статьи, представленный анализ эксплуатационных характеристик системы охлаждения с наножидкостью на основе УНТ — одно из первых исследований, результаты которого были опубликованы.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

В данном разделе рассмотрены материалы и методы, использованные в ходе исследования, а также приведено подробное описание схемы экспериментальной установки.

Материалы

Для создания наножидкостей у компании Sigma-Aldrich были закуплены многослойные углеродные нанотрубки средней длиной 5–10 мкм и внутренним диаметром 30 нм, а также поверхностно-активное вещество (додецилсульфат натрия). Водная суспензия наночастиц меди (средний размер 185 нм, массовое содержание 5%) была приобретена у Nanoshell Inc., медные пластины для изготовления МКР — у местных производителей (Дели), а медные трубки (холодотянутые) внутренним диаметром 0.8 мм, применявшиеся для изготовления микроканалов, — у компании McMaster-Carr.

Приготовление наножидкостей

Для приготовления 0.05%-ной суспензии УНТ 0.05 г многослойных нанотрубок добавляли в 95.95 мл деионизированной воды. Отдельно готовили раствор додецилсульфата натрия путем растворения 0.5 г ПАВ в 3.5 мл ДВ в соответствии с указаниями из [39]. Поверхностно-активное вещество способствовало образованию суспензии УНТ в деионизированной воде.

Для создания водных суспензий УНТ применяли зондовый ультразвуковой гомогенизатор

мощностью 500 Вт и частотой 20 кГц (изготовитель Athena Technology). Перед тем как переместить прибор в ванну, его испытывали на мощности 70% номинальной в течение 1 ч. Обработку ультразвуком проводили в четыре этапа длительностью 15 мин каждый с перерывом между этапами 10 мин. Обработку осуществляли с циклом включения/выключения длительностью 2/1 с. После каждого этапа к суспензии добавляли 1 мл раствора ПАВ. Затем проводили заключительную ультразвуковую обработку в течение 30 мин в ультразвуковой ванне для получения гомогенной суспензии.

Для приготовления другой суспензии закупленную суспензию с 5%-ным массовым содержанием наночастиц меди разбавляли деионизированной водой до 0.05%. Как и в случае с водной суспензией УНТ, к суспензии медных частиц также добавляли раствор додецилсульфата натрия аналогичной концентрации, однако эта суспензия проходила обработку только в ультразвуковой ванне в течение 2 ч, которую проводили в четыре этапа длительностью 30 мин каждый. Поверхностно-активное вещество добавляли в соответствии с описанной ранее процедурой.

Конструкция микроканального радиатора

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1, а, конструкция МКР — на рис. 1, б. Медный микроканальный радиатор размерами (длина × ширина × толщина) 40 × 40 × 14 мм был изготовлен из двух частей. Верхняя его часть (толщиной 6 мм) являлась продолжением микроканального радиатора, через который проходил охладитель. В нижней части (8 мм) был сделан паз, в который устанавливали нагревательный блок 27 × 20 × 5 мм, оснащенный двумя патронными нагревателями и моделировавший перегретую интегральную схему. Цилиндрические нагреватели модели CIA-9605 мощностью 50 Вт (производства компании Watlow) имели диаметр 3 мм и длину 25 мм. Их устанавливали в нагревательном блоке на расстоянии 4 мм от боковых стенок радиатора и 6 мм один от другого для обеспечения равномерного распределения теплового потока. Для регулирования мощности и изменения теплового потока использовался источник питания постоянного тока.

Микроканал (см. рис. 1, а) размещали в пазу между двумя частями радиатора, которые скрепляли одну с другой шестью винтами. Рабочая длина каждого микроканала, находившегося в зоне нагрева, составляла примерно 48 мм. Однако до зоны нагрева и после нее в каждом микроканале были предусмотрены участки длиной 20 мм, необходимые для его Т-образного соединения с линиями подвода и отвода теплоносителя. Такая

схема обеспечивала практически полностью стабилизированное течение.

На контактные области радиатора, вокруг микроканалов и на поверхности нагреваемого медного блока наносили серебросодержащую термопасту Arctic Silver, имеющую высокую теплопроводность [8.9 Вт/(м · К), согласно данным с сайта изготовителя], для обеспечения хорошего контакта и равномерной передачи тепла от источника тепла к радиатору. Перед установкой нагревателей в каналы на их (нагревателей) поверхность наносили серебросодержащую пасту для устранения нежелательных воздушных зазоров между поверхностью канала и нагревателем.

Для контроля температуры МКР использовали четыре термодатчика типа К (хромель-алюмелевые) с маркировкой T_1 , T_2 , T_3 и T_4 (см. рис. 1, б) [(модель 5LRTC-TT-2036, изготовитель — компания Omega (США)], размещенные по длине радиатора на одинаковом расстоянии одна от другой. Для их крепления в боковых стенках верхнего и нижнего медных блоков были просверлены четыре отверстия диаметром 1.5 мм и глубиной 2.5 мм каждое (см. рис. 1, а). Каналы для термодатчиков в двух частях радиатора были выполнены параллельными на противоположных стенках на расстоянии 3 мм от внешних кромок.

Температура охладителя измерялась двухканальным термометром HH800 [изготовитель Omega Eng. (США)], в котором использовались термодатчики, изготовленные из провода сортамента 36G с диаметром оболочки 0.1 мм, что намного меньше внутреннего диаметра микроканала. Благодаря этому исключалось возмущение потока охладителя. Другой четырехканальный термометр с регистрацией данных HH374 (того же производителя) применялся для регистрации показаний термодатчиков, измерявших температуру МКР. Оба термометра имели погрешность $\pm 0.1\%$.

Перед установкой термодатчиков на поверхности предназначенных для них каналов наносился второй слой серебросодержащей пасты для устранения возможных воздушных зазоров между термодатчиком и поверхностью радиатора. Весь радиатор, кроме верхней его части, был покрыт фторопластовой теплоизоляцией.

Экспериментальная установка

На схеме экспериментальной установки (см. рис. 1, б) показано следующее основное оборудование: МКР в сборе, шланговый насос, источник напряжения, охладитель, термометры и полупроводниковое реле. Исследование проводилось в два этапа: при стационарном (часть А) и нестационарном (часть Б) режиме. На первом этапе опыты выполнялись в целях выбора оптимального охладителя и оптимизации процедуры

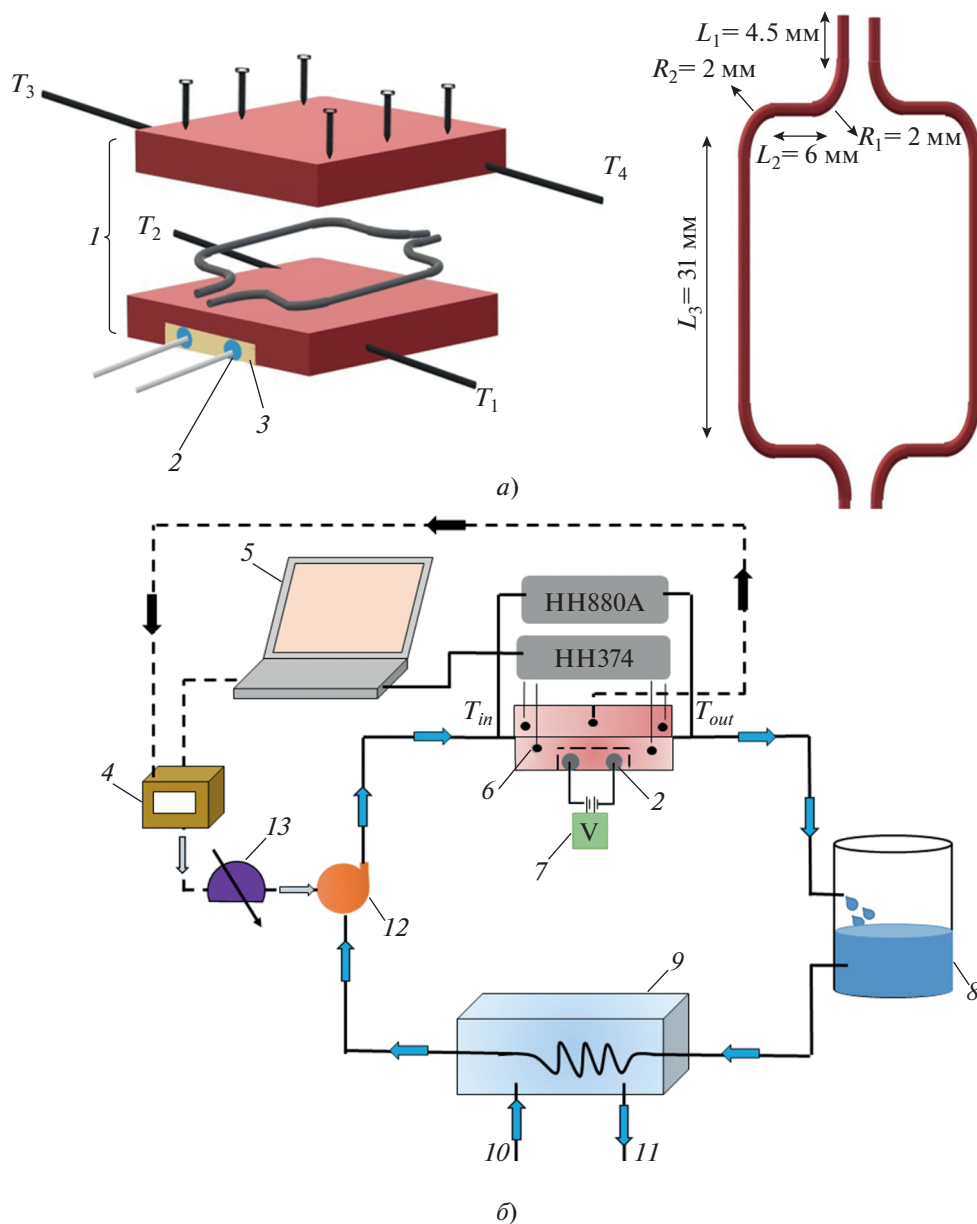


Рис. 1. Трехмерное изображение исследуемого радиатора с охлаждающим микроканалом (а) и схема экспериментальной установки (б).

1 – медный МКР; 2 – патронный нагреватель; 3 – нагревательный блок; 4 – регулятор температуры; 5 – система сбора и обработки данных; 6 – термопара; 7 – источник напряжения; 8 – емкость для охладителя; 9 – камера охлаждения; 10, 11 – вода на входе в участок и выходе из него соответственно; 12 – шланговый насос; 13 – полупроводниковое реле; R_1 , R_2 – радиус изгиба, L_1 , L_2 , L_3 – длина прямого участка

эксперимента, а на втором – исследовалось влияние периодического нагрева и охлаждения в диапазоне между максимально допустимой и нормальной рабочей температурами для оценки последствий перехода от непрерывного охлаждения к периодическому.

Часть А – исследования в стационарном режиме.

Для поддержания постоянного расхода охладителя через микроканалы применялся шланговый насос (12 В, 5000 мин⁻¹), управляемый от источ-

ника постоянного тока. В исследованиях расход варьировался в диапазоне от 45 до 60 мл/мин с шагом 5 мл/мин. Мощность, потребляемая насосом, принималась как мощность на прокачку и рассматривалась в качестве потерь при оценке эффективности разных охладителей. Мощность на прокачку регистрировалась для всех расходов через микроканал, для измерения которых использовался мерный цилиндр (объемом 100 мл, погрешность данных ± 0.1 мл).

Установлено, что при любом расходе охлаждающего соотношения мощностей на прокачку будет следующее:

$$\text{Вода} > \text{Вода} +$$

$$+ \text{медные наночастицы} > \text{Вода} + \text{УНТ}.$$

Объяснение этого факта, а также его последствия будут представлены далее.

После радиатора охладитель проходил через охлаждающую секцию, чтобы его температура на входе поддерживалась постоянной — на уровне 23°C. Патронные нагреватели получали питание от источника постоянного тока. На основе данных изготовителя с помощью источника постоянного напряжения были установлены требуемые значения суммарного теплового потока от нагревательного блока: 50, 75, 100 и 125 кВт/м². Для выхода на стационарный режим требовалось от 10 до 25 мин в зависимости от типа охладителя, теплового потока и его расхода. Стационарный режим считался достигнутым, если показания всех термопар, выводимые на экран термометра, оставались постоянными в течение более 300 с.

В следующем разделе представлены графики зависимостей средней температуры МКР от времени для разных охладителей, расходов и тепловых потоков. Однако среднее значение по показаниям четырех термопар изменялось только в пределах $\pm 0.5^\circ\text{C}$, поскольку время установления температуры для всей сборки МКР было менее 0.5 с, а время опроса составляло 1 с.

Часть Б — исследования в нестационарных режимах. Нестационарные, или переходные, режимы в реальных системах встречаются чаще, особенно в микроэлектронных устройствах, условия применения которых и значения тепловыделения могут быть различными.

Как было сказано ранее, исследовался режим периодического охлаждения между двумя температурами: максимальной допустимой (70°C) и нормальной рабочей (50°C). В этом диапазоне определялась теплоотдача к разным охладителям при расходе 60 мл/мин и тепловом потоке 75 кВт/м².

Стоит отметить, что в соответствии с приведенной ранее информацией о незначительной тепловой инерции термопар в МКР использовалась только одна термопара, изготовленная из проволоки 36-го калибра (1/36 дюйма), которая была установлена в средней части верхнего блока радиатора. Она была подключена к регулятору температуры (модель TM4 N2RE, изготовитель — фирма Autonics) (штриховая линия, см. рис. 1, б).

Выходной сигнал регулятора температуры подавался на полупроводниковое реле для управления насосом. При повышении температуры до 70°C насос включался, а затем отключался при снижении

температуры до 50°C. Нагреватель работал все время с постоянной мощностью. Для всех охладителей поддерживалась одинаковая температура на входе — 23°C. Эксперимент с нагревом/охлаждением выполнялся в течение 1 ч. При этом фиксировались следующие данные: число циклов охлаждения, суммарная потребляемая мощность, количество тепла, отведенного от МКР, и т.д.

Характеристики наночастиц и визуализация течения в микроканале

Форма и структура наночастиц и УНТ контролировались с помощью сканирующего электронного микроскопа FEI Nova Nano SEM-450. При исследовании режимов одноосного течения суспензии УНТ с растягивающимися агломератами, имитирующего течение в микроканале, выполнялась высокоскоростная видеосъемка камерой Photron Fastcam SA1.1 (скорость 30000 кадров/с). Для визуализации применялся квадратный стеклянный микроканал 200 × 200 мкм с толщиной стенок 30 мкм, который после извлечения иглы осторожно помещался в иглодержатель. Стеклянный канал был приклеен быстросхватывающейся эпоксидной смолой и оставлен для высыхания на ночь (12 ч и более).

Вначале через канал прокачивалась чистая деионизированная вода с расходом, необходимым для выявления возможных засорений. После подтверждения того, что канал свободен (засорение отсутствует), через него пропускали водную суспензию УНТ при расходе 60 мл/мин. Для освещения канала использовали немерцающий источник света.

АНАЛИЗ ДАННЫХ

Суммарное количество тепла, отведенного наножидкостью, можно рассчитать по формуле

$$Q' = \dot{G} c_p (T_{out} - T_{in}), \quad (1)$$

где $\dot{G}$ — массовый расход жидкости, кг/с; c_p — удельная теплоемкость, Дж/(кг · К); T_{in} , T_{out} — температуры жидкости на входе в экспериментальный участок и выходе из него, К.

Коэффициент теплоотдачи α и число Нуссельта Nu для наножидкости рассчитывали по следующим формулам:

$$\alpha = \frac{Q'_{appl}}{T_{wall} - T_b}; \quad Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}, \quad (2)$$

где Q'_{appl} — тепловой поток на стенке микроканала, Вт/м²; T_{wall} — температура стенки микроканала, К; $T_b = \frac{T_{out} + T_{in}}{2}$ — среднemasовая температура жид-

кости, K ; D — диаметр микроканала, м; λ — коэффициент теплопроводности наножидкости, Вт/(м · К).

Мощность на прокачку N_{pump} можно определить по измеренным напряжению U и току I источника постоянного тока ($N_{pump} = UI$). Этот параметр можно использовать для расчета падения давления в контуре: $\Delta p = N_{pump} / j$, где j — объемный расход, м³/с. Эффективность МКР при работе с разными охладителями можно оценить с помощью индекса эффективности ξ , который вычисляется по формуле [40]

$$\xi = \frac{1}{IR \cdot IP}, \quad (3)$$

где IR — индекс термического сопротивления, определяемый как $IR = R_{special} / R_{basic}$, $R = [(T_{w,avg} - T_{in}) / Q_{appl}]$ — термическое сопротивление, К · м²/Вт; $T_{w,avg}$ — средняя температура стенки, К; $R_{special}$ — термическое сопротивление во всех случаях (индекс *special*), кроме базового R_{basic} (индекс *basic*), которое относится к течению чистой воды с заданным расходом в микроканале, К · м²/Вт; $IP = \Delta p_{special} / \Delta p_{basic}$ — индекс давления Δp (значение индексов приведено ранее).

Эффективные теплофизические свойства обеих наножидкостей: плотность ρ , удельная теплоемкость c_p , динамический коэффициент вязкости μ , коэффициент теплопроводности λ и коэффициент температуропроводности a — рассчитывались по следующим формулам [41]:

$$\rho_{nf} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_f; \quad (4)$$

$$c_{p,nf} = \frac{\phi (\rho c_p)_{np} + (1 - \phi) (\rho c_p)_f}{\phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_f}; \quad (5)$$

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi) \mu_f; \quad (6)$$

$$\frac{\lambda_{nf,Maxwell}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_{np} + 2\lambda_f + 2(\lambda_{np} - \lambda_f)\phi}{\lambda_{np} + 2\lambda_f - (\lambda_{np} - \lambda_f)\phi}; \quad (7)$$

$$\frac{\lambda_{nf,Hamilton-Crosser}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_{np} + (\beta - 1)\lambda_f - (\beta - 1)\phi(\lambda_f - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + (\beta - 1)\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_{np})}; \quad (8)$$

$$a_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{\rho_{nf} c_{p,nf}}, \quad (9)$$

где индексы *nf*, *f*, *np* означают наножидкость, чистую жидкость и наночастицы (от англ. nanofluid, fluid, nanoparticle); ϕ — объемная доля взвешенных частиц, показывающая, какую долю занимает вторая фаза в общем объеме теплоносителя; β — коэффициент формы частиц; индексами *Maxwell* и

Hamilton — Crosser обозначены модели, предложенные Максвеллом и Гамильтоном — Кроссером соответственно.

Выражение (4) представляет собой общую формулу, широко используемую для расчета параметров гомогенной смеси. Формула (5) базируется на предположении о тепловом равновесии между наночастицами и основной жидкостью. Динамический коэффициент вязкости разбавленных суспензий при объемной доле взвешенных частиц $\phi < 0.05$ рассчитывали по уравнению Эйнштейна (6). Хотя для удобства измерений при приготовлении суспензий массовое содержание вычисляли в процентах, при расчетах свойств применяли объемную долю: $\phi = [(m_{np}/\rho_{np}) / (m_{np}/\rho_{np} + m_f/\rho_f)]$, где m — масса.

Формула (7), предложенная в [42], позволяет определить теплопроводность наножидкости со сферическими частицами (в рамках настоящей статьи — с наночастицами меди). Для несферических частиц, например УНТ, теплопроводность рассчитывалась по соотношению (8) из [42], в котором фигурирует форм-фактор β , учитывающий отклонение от сферической формы и вычисленный как $\beta = 3/\Psi$ (параметр сферичности Ψ представляет собой отношение площади поверхности сферы, имеющей такой же объем, как и частица, к фактической площади поверхности частицы). Размеры отдельной УНТ были приведены ранее. В соотношении (8) применялось рассчитанное значение $\beta = 31.25$. Теплофизические свойства, определенные по (4)–(8), использовались для вычисления температуропроводности a по формуле (9).

Некоторые эффективные теплофизические свойства также были найдены экспериментальным путем. Например, вязкость была измерена с помощью вискозиметра конусно-пластинчатого типа при комнатной температуре (прибор предварительно калибровали на глицерине), а удельная теплоемкость — посредством дифференциальной сканирующей калориметрии в диапазоне температур от комнатной до 40 °С.

Физические свойства воды заимствованы из [43, 44]. Эти параметры, а также рассчитанные значения теплофизических свойств наножидкостей, которые будут использованы далее, представлены в табл. 1.

Измеренная плотность водной суспензии УНТ составила 1006 кг/м³, что на 0.2% меньше значения, полученного при расчетах (998.21 кг/м³). Аналогично, динамический коэффициент вязкости суспензии УНТ в воде, измеренный при комнатной температуре, составил 0.96 МПа · с, что всего на 4% меньше вычисленных значений. Указанные расхождения между теоретическими и экспериментальными значениями незначительны, поэтому расчетные данные с полным основа-

Таблица 1. Теплофизические свойства охладителей [43, 44]

Свойство	Охладитель				
	вода	медь	вода + медь	УНТ	вода + УНТ
Плотность, кг/м ³	997.80	8960	998.44	1740	998.21
Удельная теплоемкость, Дж/(кг · К)	4200	389	4198.12	740	4198.3
Вязкость, МПа · с	1		1.00071		1.00012
Теплопроводность, Вт/(м · К)	0.6070	400	0.6071	3000	0.6094
Температуропроводность, м ² /с	1.455×10^{-7}	—	1.448×10^{-7}	—	1.454×10^{-7}

нием можно использовать для дальнейших вычислений.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

В настоящем разделе описаны и проанализированы результаты экспериментов. Он разделен на две части, соответствующие этапам исследования (А и Б).

Часть А – стационарный теплообмен

Первая часть исследования заключалась в выборе охладителя, оптимального для всех условий эксперимента. Анализ проводился на основе эксплуатационных характеристик охладителей, полученных в ходе опытов, проведенных в стационарных условиях, причем особое внимание уделялось оценке стабильности охладителей на основе теплофизических свойств, рассчитанных по приведенным ранее формулам. Эффективность охлаждения определяли при четырех значениях расхода (45, 50, 55 и 60 мл/мин) и теплового потока (50, 75, 100 и 125 кВт/м²).

Затраты мощности на прокачку и гидравлическое сопротивление. Ранее было отмечено, что для водной суспензии УНТ требуется меньшая мощность на прокачку по сравнению с суспензией медных наночастиц в воде и чистой водой, причем в последнем случае эта мощность имеет наибольшее значение. Анализ рассчитанных значений вязкости, которые были подтверждены экспериментально (см. табл. 1), показал, что охладители имеют очень близкие, но неодинаковые значения. Их различие, составляющее примерно 4%, на практике можно не учитывать. Однако в ходе экспериментов оказалось, что для поддержания определенного расхода водной суспензии УНТ требуется существенно меньшая мощность на прокачку N_{pump} , чем для двух других жидкостей.

Как уже указывалось, расход измерялся с помощью мерного цилиндра, а потребляемая мощность регулировалась таким образом, чтобы уста-

навливался определенный расход потока воды. Для водной суспензии медных наночастиц и УНТ требуемая мощность на прокачку была соответственно на 10.0–11.5% и 15–17% меньше, чем для воды, при одном и том же расходе. Это значительное снижение мощности на прокачку показано на рис. 2, а. Можно также ожидать, что потери давления в канале при течении наножидкостей будут сокращаться в соответствии с соотношением $\Delta p = N_{pump} / j$ (рис. 2, б). В этом случае подразумевается, что вся мощность насоса передается потоку жидкости. Это простое, но “эффективное” предположение, так как все другие потери, которые трудно измерить иным способом, были бы одинаковыми для всех охладителей. Однако расчеты показали, что это допущение о полной передаче мощности насоса потоку жидкости приводит к погрешности 7.6–8.3%. Детальное обсуждение этого вопроса можно найти в разделе с дополнительной информацией.

Данные, представленные на рис. 2, чрезвычайно важны, так как зависимости (см. рис. 2, б) можно использовать в качестве первых критериев для оценки эффективности охладителей. Потери давления являются одной из составляющих потерь, используемых при оценке общей эффективности процесса охлаждения. Добавление ПАВ в наножидкость (вода + Си, вода + УНТ) способствовало “закреплению” его молекул, которые могут вытеснять молекулы воды, вызывая кажущееся скольжение [39].

Поверхностно-активные вещества применялись для нормального суспендирования наночастиц и играли крайне важную роль в создании стабильных суспензий УНТ, поскольку углеродные нанотрубки имеют большое соотношение длины к диаметру и характеризуются сильным ван-дер-ваальсовым взаимодействием, способствующим переплетению молекул и их гидрофобности. Добавленные молекулы ПАВ прикрепляются к стенке, вытесняя молекулы воды и способствуя псевдоскольжению наножидкости на стенке. В то же время течение, вызванное градиентом давления, может привести к дегазации охлаждающей жидкости и образованию нанопу-

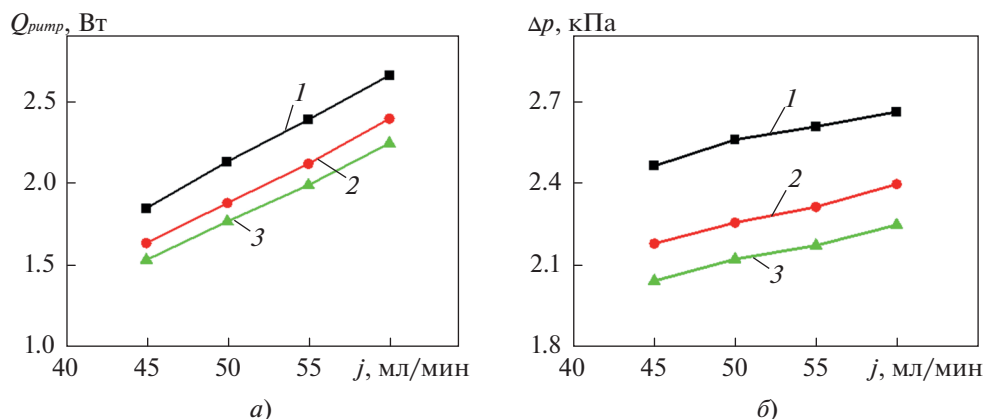


Рис. 2. Мощность на прокачку N_{pump} в исследованном диапазоне изменения расхода j для всех охладителей (а) и потерь давления, рассчитанных по формуле $\Delta p = N_{pump} / j$ (б).
1 — вода; 2 — вода с частицами меди; 3 — вода с УНТ

зырьков. Эти пузырьки могут прилипнуть к стенке микроканала, что в конечном итоге приведет к плавному скольжению базовой жидкости по стенке, как и предсказывалось в [45]. Нанопузырьки газа не обязательно образуют сплошной слой, который мог бы ухудшить теплообмен. Однако в настоящем исследовании снижение теплоотдачи не наблюдалось, о чем будет сказано далее. Длина псевдоскольжения может быть рассчитана по выражению [46]

$$\frac{\dot{Q}_{slip}}{\dot{Q}_{no-slip}} = 1 + \frac{4b}{r}, \quad (10)$$

где $\dot{Q}_{slip}$ — увеличенный расход жидкости при течении с проскальзыванием, мл/мин; $\dot{Q}_{no-slip}$ — расход, вычисленный по полностью стабилизированному профилю скорости, мл/мин; b — длина скольжения, мм; r — радиус канала трубы, мм.

Во всех случаях течение было ламинарным с числом Рейнольдса от 596 до 796 [в экспериментах суммарный расход (от 45 до 60 мл/мин) “распределялся” поровну на два канала].

Мощность на прокачку жидкости через микроканалы контролировалась по параметрам источника питания и затем использовалась для определения гидравлического сопротивления микроканалов по приведенной ранее методике. Для воды объемный расход, определенный по закону Пуазейля с использованием рассчитанных потерь давления в микроканалах, отличался от значения, полученного в ходе экспериментов, на 6–9%. На практике в большинстве случаев этой несущественной погрешностью можно пренебречь, а измеренные расходы можно рассматривать как течение с прилипанием на стенке. Указанные ранее несоответствия между опытными и теоретическими значениями расходов могут быть

связаны с влиянием гибов микроканалов, которые вносят в поток жидкости небольшие возмущения.

Длина скольжения, определенная по формуле (10) с применением измеренных расходов, составила 4.4, 8.0, 10.9 и 15.0 мкм для воды с медными наночастицами и 13.33, 20.00, 21.81, 23.33 мкм для воды с УНТ при расходах 45, 50, 55 и 60 мл/мин соответственно. Этот результат доказывает, что при любом расходе влияние конвекции будет более существенным для воды с УНТ, чем для воды с медными наночастицами, и тем более для чистой воды. Для исключения влияния этой вторичной интенсификации мощность насоса регулировалась так, чтобы можно было получить одинаковые расходы для всех охладителей. Несмотря на это, можно предположить, что при течении наножидкости произойдет локальная интенсификация переноса, которая может улучшить теплоотдачу.

В отличие от результатов исследования [39], в котором наблюдалась интенсификация конвективного переноса, вызванная скольжением и способствующая улучшению эксплуатационных характеристик МКР, в настоящей работе интенсификация была значительно меньше (если вообще наблюдалась) по всей длине микроканала. Тепловые характеристики были скорректированы и улучшены (это будет рассмотрено далее) с учетом оптимального состава суспензии.

Уменьшение температуры стенки. На рис. 3 приведены графики зависимости температуры стенки от времени для охладителей трех типов (вода, вода + медные частицы, вода + УНТ) при расходе 55 мл/мин и четырех значениях теплового потока (50–125 кВт/м²). На рисунке видно, что при использовании водной суспензии УНТ температура стенки быстрее всего выходит на стационарный режим и имеет наименьшее значение.

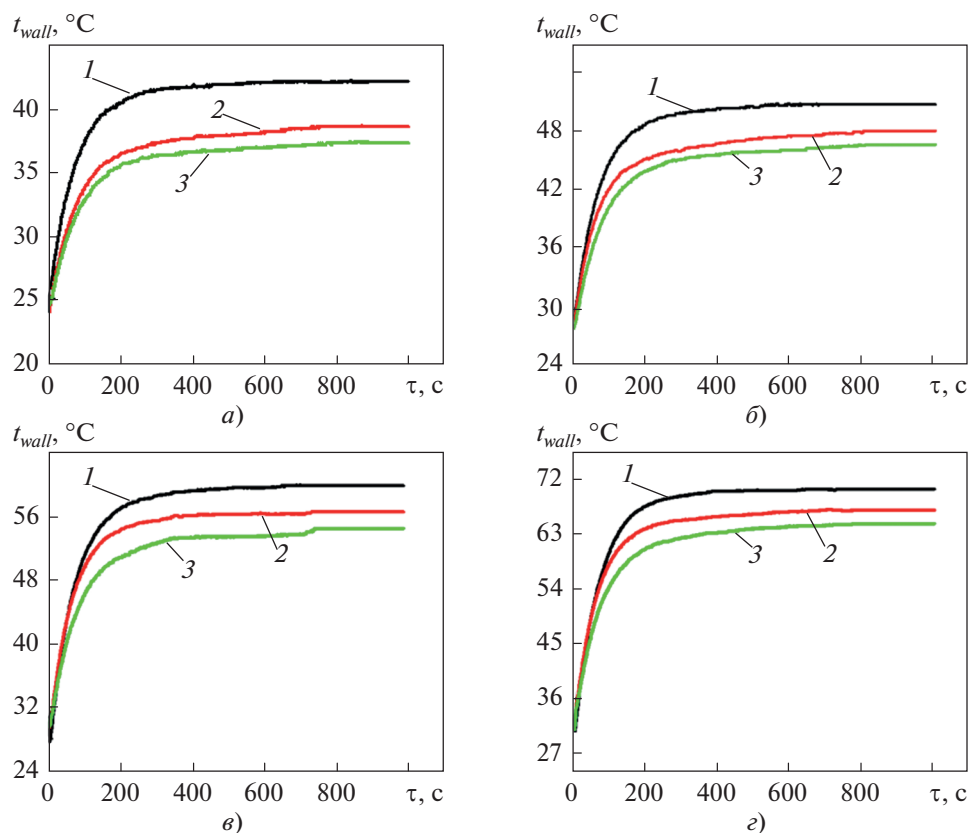


Рис. 3. Зависимость температуры стенки t_{wall} от времени τ при расходе охладителя 55 мл/мин.

Тепловой поток, кВт/м²: а – 50; б – 75; в – 100; г – 125.

Обозначения см. рис. 2

При увеличении теплового потока разница между стационарными температурами стенки, полученными при охлаждении водой и наножидкостями, особенно водной суспензией УНТ, возрастает. Это расхождение составило 3,6, 2,7, 3,3 и 3,6°C при выборе в качестве охладителя (с расходом 55 мл/мин) воды и воды с медными наночастицами при значениях теплового потока 50, 75, 100 и 125 кВт/м² соответственно и 4,9, 4,2, 5,4 и 5,5°C при использовании водной суспензии УНТ. Эти данные свидетельствуют о существенном различии в интенсивности теплообмена между наножидкостями, особенно между водой и водной суспензией УНТ.

Зависимости, представленные на рис. 3, и данные табл. 1 могут показаться нелогичными, поскольку теплофизические свойства охлаждающих жидкостей, например теплопроводность, удельная теплоемкость, температуропроводность и коэффициент вязкости, при комнатной температуре имеют схожие значения. Для всех теплоносителей расхождение во времени установления теплового равновесия внутри канала $\tau_{eq} = L_c^2/a$ (где L_c – характерная длина, в данном

случае это диаметр канала) в любом поперечном сечении составляло всего 1%. Следовательно, существенное снижение устойчивой температуры стенки МКР при охлаждении водной суспензией УНТ критично. Хотя в переходном режиме очевидно наличие градиента температуры стенки, следует более подробно его проанализировать, так как этот анализ может дать иное представление об эффективности охладителей.

В табл. 2 приведены требуемые значения скорости (градиента) повышения температуры стенки в переходных режимах для всех охладителей и тепловых потоков, представленных на рис. 4. Излишне говорить, что чем медленнее нагревался радиатор при использовании того или иного охладителя, тем лучше был отвод тепла.

В [34] установлено, что основные характеристики водной суспензии УНТ зависят от нескольких факторов, в частности от перегруппировки частиц в сдвиговом потоке и увеличения теплопроводности, вызванного этим смещением. Авторы [39] также выдвигали гипотезу о влиянии перегруппировки частиц на УНТ, в публикации рассматривалось увеличение локальной объемной доли взвешенных частиц. Так как объемная

Таблица 2. Градиент увеличения температуры, °C/с, в стенке МКР для всех охладителей при расходе 55 мл/мин (данные для первых 100 с переходного процесса, для которых использовалась линейная аппроксимация зависимости температуры от времени)

Охладитель	Тепловой поток, кВт/м ²			
	50	75	100	125
Вода	0.12	0.16	0.24	0.30
Вода + наночастицы меди	0.09	0.14	0.20	0.26
Вода + УНТ	0.08	0.12	0.17	0.22

доля УНТ превышает объемную долю наночастиц меди (при одинаковой массовой доле), влияние перегруппировки нанотрубок становится более существенным. В свою очередь, межфазная граница между твердыми УНТ и водой выражена более четко, чем между наночастицами меди и водой, особенно с точки зрения термических свойств. Так как предполагается, что существующие фазы имеют усредненные характеристики у межфазной границы, то эта граница может выступать связующим звеном между реальными компонентами потока. Поскольку теплопроводность многослойных УНТ в 7 раз больше, чем у

наночастиц меди (см. табл. 1), можно предположить, что передача тепла через межфазную границу будет более эффективной. В свою очередь, отдельные УНТ могут перейти в состояние равновесия с межфазной границей примерно в 4 раза быстрее, чем наночастицы меди, диаметр которых примерно в 2 раза больше диаметра нанотрубки.

Высокоскоростная съемка (см. Приложение) фиксирует возможную перегруппировку УНТ вблизи стенки, хотя рассмотреть перемещение отдельных УНТ невозможно, поскольку их диаметр намного меньше видимой длины волны. Однако можно проследить за относительным

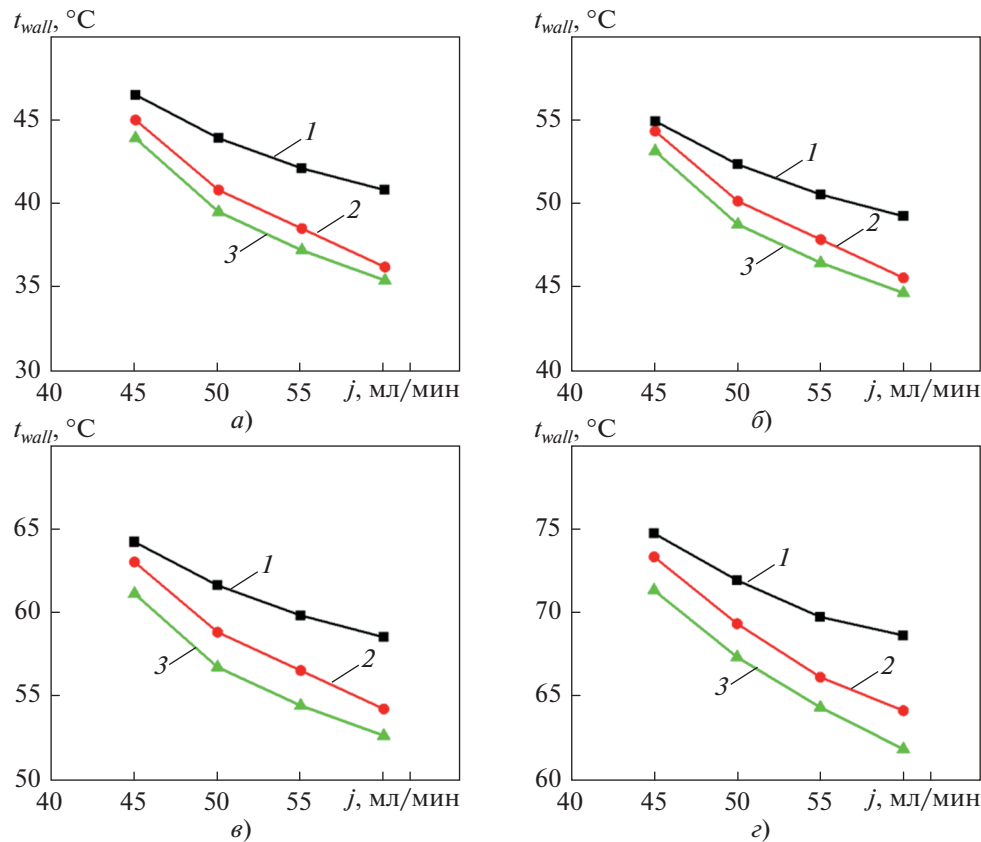


Рис. 4. Зависимости стационарной температуры стенки t_{wall} от расхода охладителя j . Тепловой поток, кВт/м²: а – 50; б – 75; в – 100; з – 125. Обозначения см. рис. 2

движением УНТ вблизи стенки. Наблюдаемая картина течения позволяет предположить, что при установленном расходе потока углеродные нанотрубки в основном перестраиваются в направлении потока, вероятно, вследствие броуновского движения. Этот вывод, подтверждаемый локальным увеличением объемной доли УНТ и повышением теплопроводности, вызванным сдвигом частиц, дает возможность считать водную суспензию УНТ самым лучшим охладителем из трех представленных.

Помимо интенсификации течения из-за присутствия в нем поверхностно-активного вещества, которое в разной степени влияет на водные суспензии наночастиц меди и УНТ, также хорошо известно, что анизотропные частицы выстраиваются параллельно потоку, когда они находятся в растягивающем потоке, во многом аналогичном потоку в сужающемся канале, как в данном случае [47]. Очевидно, что такая структура потока становится ярко выраженной при наличии в нем УНТ. В [48] отмечается, что стержневидные частицы перестраиваются в потоке с поперечным градиентом скорости, способствуя уменьшению его (потока) вязкости под действием сдвига. Таким образом, можно ожидать улучшения интенсификации теплоотдачи при течении водной суспензии УНТ, в отличие от течения водной суспензии наночастиц меди и чистой воды, что обусловлено двумя факторами:

увеличением скорости течения в пристенной области из-за влияния скольжения на стенке канала, вызванного молекулами ПАВ, прикрепившимися к ней и обуславливающими дегазацию жидкости, в ходе которой образуются нанопузырьки (по ним и происходит скольжение жидкости, несмотря на регулирование мощности насоса для поддержания требуемого расхода);

перестроением УНТ в потоке, проходящем через канал, с образованием расслоенной структуры, прижимающей молекулы воды и ПАВ к стенке канала при одновременном локальном снижении вязкости.

Такая перестройка позволяет провести визуальное исследование течения водной суспензии УНТ, в котором несколько твердых цилиндров объединяются в растягивающем потоке с образованием удлиненного твердого агломерата, состоящего из большого количества УНТ, чего не могло бы произойти в большом объеме наножидкости. В результате количество поверхностных раздела фаз значительно уменьшается, что позволяет использовать высокую теплопроводность УНТ для отвода тепла.

Согласно графикам на рис. 4, при течении водной суспензии УНТ стационарная температура стенки имеет более низкое значение, чем при течении других охладителей, а интенсификация

теплообмена более заметна (особенно по сравнению с водой). Следует отметить, что общее поведение охладителей существенно не изменилось.

Коэффициент теплоотдачи и число Нуссельта.

На рис. 5 показана зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода при различных тепловых потоках разных охладителей. Значение КТО рассчитывалось по среднемассовой температуре охладителя. Согласно представленным данным, рост скорости течения способствовал более интенсивному конвективному переносу (и, соответственно, повышению КТО), а при увеличении теплового потока до 100 кВт/м^2 были достигнуты максимальные значения КТО и числа Нуссельта Nu .

Повышение значений этих параметров и их последующее снижение не следует считать аномальным. Так как интенсивность теплообмена определяется способностью жидкости уносить тепло от нагреваемой поверхности, увеличение теплового потока оказывает существенное влияние на удельную теплоемкость и, следовательно, КТО. Число Нуссельта определяет эффективность конвективного переноса тепла охлаждающей жидкости. При течении водной суспензии УНТ число Nu достигает наибольшего значения по сравнению с двумя другими жидкостями. Хотя из-за более высокой теплопроводности этой суспензии число Nu должно снижаться, при ее течении создаются условия, способствующие интенсификации теплопереноса от стенки к ядру потока. Именно данный фактор и определяет значение КТО, которое рассчитывается по разности среднемассовых температур охладителя на входе в радиатор и выходе из него.

Индекс эффективности системы МКР можно вычислить по формуле (3). При этом в качестве базового случая рассматривается течение воды с расходом 45 мл/мин при тепловом потоке на стенке 50 кВт/м^2 . Индексы термического и гидравлического сопротивлений для охлаждающих жидкостей были ниже единицы, что указывает на более высокую эффективность охладителей, имеющих лучшие теплофизические свойства. Таким образом, для всех охладителей значение индекса эффективности было больше 1 (рис. 6). Далее перечислены охладители в порядке убывания индекса эффективности (см. области его изменения в трехмерном пространстве на рис. 6): водная суспензия УНТ, водная суспензия наночастиц меди, чистая вода.

Такая оценка может быть простой и предварительной, т.е. без учета дополнительных усложняющих факторов. При сравнении конкретных случаев эти индексы позволяют выявить общую закономерность, которая в значительной степени обусловлена уменьшением гидравлического сопротивления при течении наножидкостей, особенно водной суспензии УНТ, и снижением

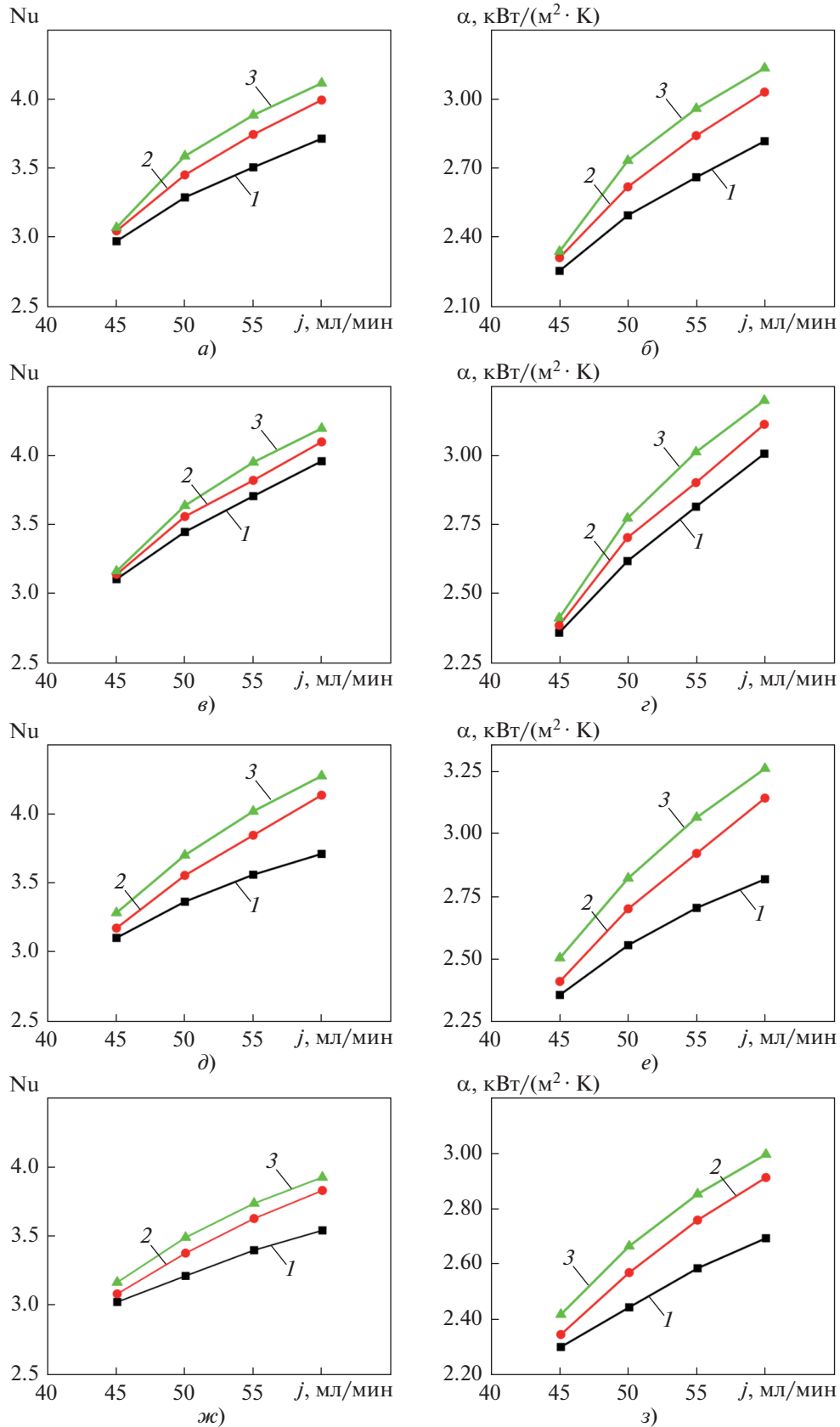


Рис. 5. Зависимость числа Нуссельта Nu (а, в, д, ж) и коэффициента теплоотдачи α (б, г, е, з) от расхода охладителя j . Тепловой поток, кВт/м²: а, б – 50; в, г – 75; д, е – 100; ж, з – 125. Обозначения см. рис. 2

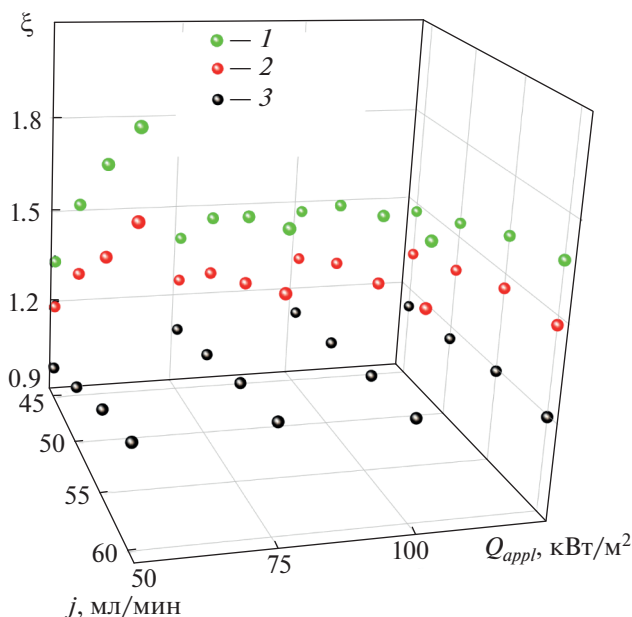


Рис. 6. Индексы эффективности ξ для всех охладителей в базовом случае: охладитель — вода, тепловой поток $Q_{appl} = 50 \text{ кВт/м}^2$, расход $j = 45 \text{ мл/мин}$. Выделенные области соответствуют наименьшему и наибольшему тепловым потокам — 50 и 125 кВт/м². Обозначения см. рис. 2

термического сопротивления вследствие более высокой теплопроводности этой суспензии. Такая картина наблюдается при любом сочетании расхода охладителя и теплового потока.

Часть Б — исследование нестационарного режима

Особенности исследования нестационарного режима были рассмотрены ранее при описании эксперимента. В частности, было отмечено, что в качестве основных факторов были приняты тепловой поток (75 кВт/м^2) и расход теплоносителей (60 мл/мин для воды, 54 мл/мин для воды с наночастицами меди и 52 мл/мин для водной суспензии УНТ). Экспериментальные значения параметров выбирали таким образом, чтобы при исследуемых расходах охладителей и тепловых потоках при любых их соотношениях стационарная температура охладителей не превышала 50°C — значения, которое обычно считается безопасной рабочей температурой для микроэлектронных устройств (что подтверждается рис. 4, б). С учетом интенсификации конвективного переноса, вызванного влиянием ПАВ, присутствующих в наножидкостях, были проведены эксперименты, которые показали, что условия применения этих жидкостей и их характеристики нуждаются в дальнейшем уточнении. В первую очередь это касается

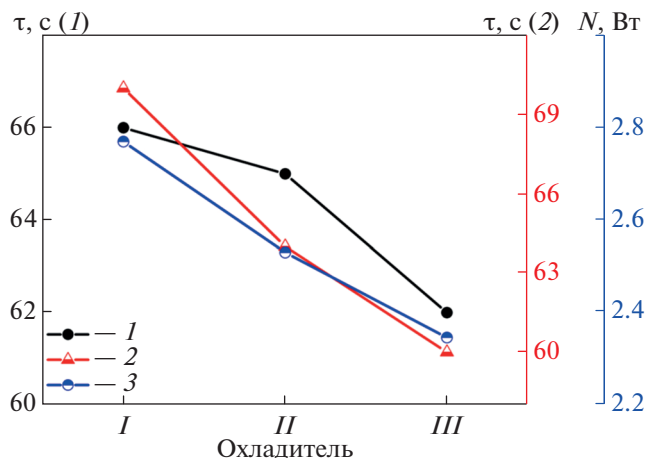


Рис. 7. Длительность нагрева (1) и охлаждения (2) и потребляемая мощность на прокачку (3) в диапазоне от безопасной рабочей температуры до максимальной допустимой температуры для исследованных охладителей.
I — вода; II — вода с частицами меди; III — вода с УНТ

водной суспензии УНТ, поскольку, как уже отмечалось ранее, она обеспечивает более интенсивный конвективный перенос, чем водная суспензия наночастиц меди.

Исследование проводилось в следующем порядке. При увеличении температуры стенки до 70°C включался насос (причем мощность привода подбиралась таким образом, чтобы получить требуемый расход), а при ее снижении до 50°C насос останавливался и течение охладителя прекращалось. Это позволило определить потребляемую мощность, необходимую для поддержания температуры МКР в конкретном диапазоне при нагреве его нижней части, моделирующей микроэлектронное устройство, и заданном тепловом потоке. Один цикл нагрева/охлаждения ($50-70-50^\circ\text{C}$) показан на рис. 7. В соответствии с представленной информацией, суммарное время работы насоса при охлаждении водными суспензиями УНТ и наночастиц меди сокращается на 11.4 и 5.1% соответственно по сравнению с чистой водой. Время охлаждения монотонно уменьшается: от воды к водной суспензии наночастиц меди и до наименьшего значения при использовании воды с УНТ. Таким образом, данный параметр (время работы насоса) и является признаком эффективной системы охлаждения.

Согласно рис. 7, время нагрева/охлаждения для водных суспензий УНТ и наночастиц меди практически одинаково (разница составляет примерно 1.0–1.5 с) (масштабы правой и левой осей ординат на рис. 7 не идентичны), тогда как для воды эта разница составляет около 4 с. Это можно объяснить удержанием в канале наножидкостей, имеющих более высокую теплопроводность, чем вода.

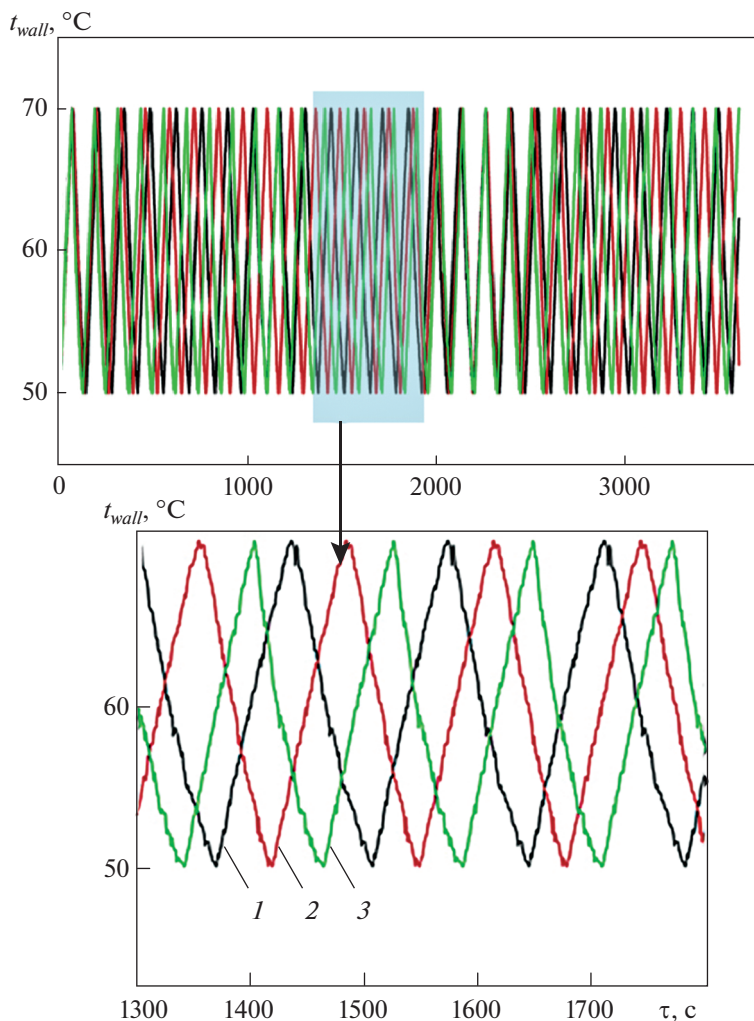


Рис. 8. Повторяющиеся циклы нагрева/охлаждения в диапазоне температур от 70 до 50°C в течение 1 ч для всех охладителей (отдельно представлен фрагмент цикла в интервале времени 500 с). Обозначения см. рис. 2

Важно отметить, что затраты мощности нетто на прокачку водных суспензий УНТ и наночастиц меди на 15.6 и 8.6% соответственно меньше, чем на прокачку чистой воды. Следовательно, периодическая прокачка охладителя приводит к сокращению суммарного энергопотребления.

Как уже отмечалось ранее, чтобы определить количества циклов нагрева/охлаждения за 1 ч, в течение этого времени проводили многократную “прогонку” цикла. У такого подхода есть два основных преимущества:

предполагается, что МКР предназначен исключительно для отвода тепла от нагретого чипа, который работает под большой нагрузкой (например, при исполнении сложной и ресурсоемкой программы), что значительно повышает температуру поверхности. Необходимо охлаждать поверхность без изменения характеристик микроэлектронного устройства. В этом случае при увеличении количества циклов охлаждения

уменьшается вероятность возникновения опасных термических напряжений в системе;

при периодическом нагреве/охлаждении вместо постоянного охлаждения появляется возможность ускорить работу микроэлектронных устройств, при этом большее количество циклов охлаждения (вследствие уменьшения времени нагрева) позволит эксплуатировать устройства при более жестких технологических условиях для досрочного решения задачи.

На рис. 8 показаны циклы нагрева/охлаждения, выполненные с использованием охладителей трех типов в течение 1 ч, а также увеличенный фрагмент этих циклов в интервале от 1300 до 1800 с. Данные обладают хорошей воспроизводимостью, поскольку циклы идеально совпадают без каких-либо погрешностей. Важно отметить, что при применении водных суспензий УНТ и наночастиц меди можно выполнить на 11.45 и 5.40% соответственно больше циклов за одинаковый про-

межутков времени, чем при охлаждении чистой водой. Как было отмечено ранее, благодаря этим дополнительным циклам, обеспечиваемым водной суспензией УНТ, микроэлектронные устройства будут иметь возможность работать с пониженными термическими напряжениями при больших нагрузках системы. Количество циклов будет возрастать при увеличении времени цикла от 1 до 24 ч или даже до месяца.

Простой расчет позволяет оценить преимущества использования водной суспензии УНТ в качестве охладителя при периодическом охлаждении микроэлектронных устройств по сравнению с непрерывным охлаждением и охлаждением чистой водой. Требуемая мощность на перекачку при тепловом потоке 75 кВт/м^2 и расходе охладителя 55 мл/мин и стационарная температура при охлаждении составляют 2.39 Вт и 50.6°C соответственно для чистой воды и 1.99 Вт и 45.5°C для водной суспензии УНТ. Если необходимо поддерживать безопасную рабочую температуру (не более 50°C), а дополнительное охлаждение в дальнейшем не требуется, то перекачка водной суспензии УНТ будет происходить в течение более короткого промежутка времени. Проще говоря, необходимое для перекачки количество электроэнергии составит $2.392 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ для воды при непрерывном охлаждении, $1.990 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ для водной суспензии УНТ при непрерывном охлаждении и $1.173 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ для этой же суспензии при периодическом охлаждении в цикле нагрева/охлаждения. Во всех случаях значение теплового потока будет равно 75 кВт/м^2 , а максимально допустимая температура поверхности — 50°C . При использовании водной суспензии УНТ сокращение энергопотребления при периодическом охлаждении, по сравнению с непрерывным, составляет $0.817 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ за 1 ч (или $588.24 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$ за месяц, или $7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ за год).

ВЫВОДЫ

1. Водная суспензия УНТ (0.05% по массе) обеспечивает более эффективное охлаждение по сравнению с двумя другими охладителями (чистой водой и водой с наночастицами меди) благодаря своим улучшенным термическим свойствам, обусловленным наличием УНТ, которые имеют существенно более высокую теплопроводность, чем медь и вода. Зависимость температуры поверхности МКР от времени показывает, что температура его стенки достигает стационарного значения при охлаждении водной суспензией УНТ быстрее, чем при использовании охладителей двух других типов, причем температура стенки становится на $1\text{--}7^\circ\text{C}$ ниже, чем при охлаждении базовой жидкостью (водой). Эти данные были получены при изменении теплового потока в диапазоне от 50 до 125 кВт/м^2 и расхода от 45

до 60 мл/мин. Количество ПАВ в водных суспензиях с УНТ и наночастицами меди было одинаковым, и поэтому в обеих наножидкостях наблюдалась интенсификация конвективного переноса, вызванная кажущимся скольжением на стенке.

2. Мощность на прокачку наножидкостей, скорректированная для получения требуемого расхода, была значительно ниже, чем при использовании чистой воды, причем наименьшее значение было получено при перекачке водной суспензии УНТ.

3. Помимо интенсификации конвективного переноса, водная суспензия УНТ создает мощный одноосный поток, в котором нанотрубки образуют плотную структуру с увеличением локальной объемной доли УНТ, прижимающую жидкость к стенке канала. Такое пространственное расположение жидкости может привести к локальному улучшению ее термических свойств, в частности водной суспензии УНТ, в результате чего она становится более эффективным охладителем по сравнению с другими жидкостями, поскольку различия в теплопроводности охладителей были несущественными и она (теплопроводность) не оказывала значительного влияния на температуру поверхности.

4. Результаты проведенных исследований с повторяющимся циклом нагрева/охлаждения при температуре от 70 и 50°C , т.е. в диапазоне между максимально допустимой и безопасной рабочей температурами микроэлектронных устройств, показывают, что при использовании водной суспензии УНТ появляется возможность уменьшить мощность на прокачку при одновременном поддержании безопасной температуры поверхности, а также ослабить тепловые удары и отказаться от непрерывного охлаждения.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность Индийскому технологическому институту в Дели за финансирование работы через SERB-ECR, DST [ECR/2017/001511], а также Министерству образования Правительства Индии за целевые гранты двум исполнителям. Авторы высоко ценят поддержку со стороны Центра исследования материалов Индийского технологического института (AMRC, IT Mandi), предоставившего сложную измерительную аппаратуру, и признательны доктору Pushpendra Kumar Shukla (Индийский технологический институт, Дели) за рекомендации по проведению исследования.

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Дополнительная информация для этой статьи доступна по doi 10.56304/S0040363625700869 для авторизованных пользователей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Moore G.E.** Cramming more components onto integrated circuits, Reprinted from Electronics, volume 38, number 8, April 19, 1965, pp. 114 ff // IEEE Solid-State Circuits Soc. Newsletter. 2006. V. 11. Is. 3. P. 33–35. <https://doi.org/10.1109/N-SSC.2006.4785860>
2. **Saenen T.** Modeling a two-phase microchannel electronics cooling system (Modellering van een tweefasen microkanaal elektronica koelsysteem): PhD thesis. Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, 2013.
3. **Thermal** management systems market for electronic equipment industry with impact of COVID-19 [Электрон. ресурс.] <https://www.businesswire.com/news/home/20200722005488/en/Thermal-Management-Systems-Market-For-Electronic-Equipment-Industry-with-Impact-of-COVID-19-Highlights-2020-2024-Rising-Transition-from-Air-to-Liquid-Cooling-to-Boost-Market-Growth-Technavio>
4. **Webb R.L.** Next generation devices for electronic cooling with heat rejection to air // J. Heat Transfer. 2005. V. 127. Is. 1. P. 2–10. <https://doi.org/10.1115/1.1800512>
5. **Water** immersion cooling of high power density electronics / P. Birbarah, T. Gebrael, T. Foulkes, A. Stillwell, A. Moore, R. Pilawa-Podgurski, N. Miljkovic // Int. J. Heat Mass Transfer. 2020. V. 147. P. 118918. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118918>
6. **Kampl A.** Bitcoin 2-phase immersion cooling and the implications for high performance computing // Electron. Cool. 2014. V. 20. Is. 1.
7. **Fabbri M., Jiang S., Dhir V.K.** A comparative study of cooling of high power density electronics using sprays and microjets // J. Heat Transfer. 2005. V. 127. Is. 1. P. 38–48. <https://doi.org/10.1115/1.1804205>
8. **An immersed** jet array impingement cooling device with distributed returns for direct body liquid cooling of high power electronics / R. Wu, Y. Fan, T. Hong, H. Zou, R. Hu, X. Luo // Appl. Therm. Eng. 2019. V. 162. P. 114259. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114259>
9. **Pool** boiling of Novec 7300 and DI water on nano-textured heater covered with supersonically-blown or electrospun polymer nanofibers / S. Sinha-Ray, W. Zhang, R.P. Sahu, S. Sinha-Ray, A.L. Yarin // Int. J. Heat Mass Transfer. 2017. V. 106. P. 482–490. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.101>
10. **Swing-like** pool boiling on nano-textured surfaces for microgravity applications related to cooling of high-power microelectronics / S. Sinha-Ray, W. Zhang, B. Stoltz, R.P. Sahu, S. Sinha-Ray, A.L. Yarin // npj Microgravity. 2017. V. 3. P. 1–9. <https://doi.org/10.1038/s41526-017-0014-z>
11. **Luo X., Liu Y., Liu W.** A honeycomb microchannel cooling system for microelectronics cooling // Heat Transfer Eng. 2011. V. 32. Is. 7–8. P. 616–623. <https://doi.org/10.1080/01457632.2010.509755>
12. **Porous-fin** microchannel heat sinks for future microelectronics cooling / M. Fathi, M.M. Heyhat, M.Z. Targhi, S. Bigham // Int. J. Heat Mass Transfer. 2023. V. 202. P. 123662. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123662>
13. **Mehendale S.S., Jacobi A.M., Shah R.K.** Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design // Appl. Mech. Rev. 2000. V. 53. Is. 7. P. 175–193. <https://doi.org/10.1115/1.3097347>
14. **Tuckerman D.B.** Heat-transfer microstructures for integrated circuits. Stanford University, 1984.
15. **Garimella S.V., Singhal V., Liu D.** On-chip thermal management with microchannel heat sinks and integrated micropumps // Proc. IEEE. 2006. V. 94. Is. 8. P. 1534–1548. <https://doi.org/10.1109/JPROC.2006.879801>
16. **A uniform** temperature heat sink for cooling of electronic devices / G. Hetsroni, A. Mosyak, Z. Segal, G. Ziskind // Int. J. Heat Mass Transfer. 2002. V. 45. Is. 16. P. 3275–3286. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00048-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00048-0)
17. **An experimental** study of microchannel and micro-pin-fin based on-chip cooling systems with silicon-to-silicon direct bonding / Y. Qiu, W. Hu, C. Wu, W. Chen // Sensors. 2020. V. 20. Is. 19. P. 5533. <https://doi.org/10.3390/s20195533>
18. **Choi S.U.S., Eastman J.A.** Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles // Proc. of the ASME Intern. Mechanical Engineering Congress & Exposition. San Francisco, USA, 12–17 Nov. 1995.
19. **Xuan Y., Li Q.** Heat transfer enhancement of nanofluids // Int. J. Heat Fluid Flow. 2000. V. 21. Is. 1. P. 58–64. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(99\)00067-3](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(99)00067-3)
20. **Xuan Y., Roetzel W.** Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids // Int. J. Heat Mass Transfer. 2000. V. 43. Is. 19. P. 3701–3707. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5)
21. **Thermal** conductivity ratio prediction of Al₂O₃/water nanofluid by applying connectionist methods / M.H. Ahmadi, M.A. Nazari, R. Ghasempour, H. Madah, M.B. Shafii, M.A. Ahmadi // Colloids Surf. A: Physicochem. Eng. Aspects. 2018. V. 541. P. 154–164. <https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2018.01.030>
22. **Ho C.J., Wei L.C., Li Z.W.** An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al₂O₃/water nanofluid // Appl. Therm. Eng. 2010 V. 30. Is. 2–3. P. 96–103. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.07.003>
23. **Maddah H., Ghazvini M., Ahmadi M.H.** Predicting the efficiency of CuO/water nanofluid in heat pipe heat exchanger using neural network // Int. Commun. Heat Mass Transfer. 2019. V. 104. P. 33–40. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.02.002>
24. **Comparing** various machine learning approaches in modeling the dynamic viscosity of CuO/water nanofluid / M.H. Ahmadi, B. Mohseni-Gharyehsafa, M. Ghazvini, M. Goodarzi, R.D. Jilte, R. Kumar // J. Therm. Anal. Calorimetry. 2020. V. 139. P. 2585–2599. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08762-z>
25. **Heat** transfer hybrid nanofluid (1-butanol/MoS₂–Fe₃O₄) through a wavy porous cavity and its optimization / Kh. Hosseinzadeh, E. Montazer, M.B. Shafii, D.D. Ganji // Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow. 2021. V. 31. Is. 5. P. 1547–1567. <https://doi.org/10.1108/HFF-07-2020-0442>

26. **Baba M.S., Raju A.V.S.R., Rao M.B.** Heat transfer enhancement and pressure drop of Fe_3O_4 -water nanofluid in a double tube counter flow heat exchanger with internal longitudinal fins // *Case Studies Therm. Eng.* 2018. V. 12. P. 600–607.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.08.001>
27. **Thermal** conductivity of suspensions containing nano-sized SiC particles / H. Xie, J. Wang, T. Xi, Y. Liu // *Int. J. Thermophys.* 2002. V. 23. P. 571–580.
<https://doi.org/10.1023/A:1015121805842>
28. **Few-layer** graphene-based nanofluids with enhanced thermal conductivity / S. Hamze, N. Berrada, D. Cabaleiro, A. Desforges, J. Ghanbaja, J. Gleize, D. Bégin, F. Michaux, T. Maré, B. Vigolo, P. Estellé // *Nanomaterials*. 2020. V. 10. Is. 7. P. 1258.
<https://doi.org/10.3390/nano10071258>
29. **Fabrication** of Au/graphene-wrapped ZnO-nanoparticle-assembled hollow spheres with effective photoinduced charge transfer for photocatalysis / N.T. Khoa, S.W. Kim, D.-H. Yoo, S. Cho, E.J. Kim, S.H. Hahn // *ACS Appl. Mater. Interfaces*. 2015. V. 7. Is. 6. P. 3524–3531.
<https://doi.org/10.1021/acsami.5b00152>
30. **Esfahani M.R., Languri E.M., Nunna M.R.** Effect of particle size and viscosity on thermal conductivity enhancement of graphene oxide nanofluid // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2016. V. 76. P. 308–315.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.06.006>
31. **Experimental** investigation on stability, viscosity, and electrical conductivity of water-based hybrid nanofluid of MWCNT- Fe_2O_3 / S.O. Giwa, M. Sharifpur, M.H. Ahmadi, S.M.S. Murshed, J.P. Meyer // *Nanomaterials*. 2021. V. 11. Is. 1. P. 136.
<https://doi.org/10.3390/nano11010136>
32. **Kumaresan V., Velraj R., Das S.K.** Convective heat transfer characteristics of secondary refrigerant based CNT nanofluids in a tubular heat exchanger // *Int. J. Refrig.* 2021. V. 35. Is. 8. P. 2287–2296.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.08.009>
33. **Enhancement** of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids / M.-S. Liu, M.C.-C. Lin, I.-Te Huang, C.-C. Wang // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2005. V. 32. Is. 9. P. 1202–1210.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.05.005>
34. **Heat** transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids) / Y. Ding, H. Alias, D. Wen, R.A. Williams // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2006. V. 49. Is. 1–2. P. 240–250.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.009>
35. **Jajja S.A., Ali W., Ali H.M.** Multiwalled carbon nanotube nanofluid for thermal management of high heat generating computer processor // *Heat Transfer – Asian Res.* 2014. V. 43. Is. 7. P. 653–666.
<https://doi.org/10.1002/htj.21107>
36. **Thermophysical** properties, heat transfer and pressure drop of COOH-functionalized multi walled carbon nanotubes/water nanofluids / M.H. Esfe, S. Saedodin, O. Mahian, S. Wongwises // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2014. V. 58. P. 176–183.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.08.037>
37. **On the thermal** performance of a fractal microchannel subjected to water and kerosene carbon nanotube nanofluid / Z. Lyu, F. Pourfattah, A.A.A. Arani, A. Asadi, L.K. Foong // *Sci. Reports*. 2020. V. 10. P. 7243.
<https://doi.org/10.1038/s41598-020-64142-w>
38. **Effect** of dispersion method on thermal conductivity and stability of nanofluid / A. Nasiri, M. Shariaty-Niasar, A. Rashidi, A. Amrollahi, R. Khodafarin // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2011. V. 35. Is. 4. P. 717–723.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.006>
39. **Flow** of suspensions of carbon nanotubes carrying phase change materials through microchannels and heat transfer enhancement / S. Sinha-Ray, S. Sinha-Ray, H. Sriram, A.L. Yarin // *Lab Chip*. 2014. V. 14. Is. 3. P. 494–508.
<https://doi.org/10.1039/c3lc50949d>
40. **Porous-fin** microchannel heat sinks for future microelectronics cooling / M. Fathi, M.M. Heyhat, M.Z. Targhi, S. Bigham // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2023. V. 202. P. 123662.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123662>
41. **Sarkar J.** A critical review on convective heat transfer correlations of nanofluids // *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2011. V. 15. Is. 6. P. 3271–3277.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.025>
42. **Estellé P., Halefadi S., Thierry M.** Thermal conductivity of CNT water based nanofluids: Experimental trends and models overview // *J. Therm. Eng.* 2015. V. 1. Is. 2. P. 381–390.
<https://doi.org/10.18186/jte.92293>
43. **Riahi A., Ben-Cheikh N., Campo A.** Water-based nanofluids for natural convection cooling of a pair of symmetrical heated blocks placed inside a rectangular enclosure of aspect ratio two // *Int. J. Therm. Environ. Eng.* 2018. V. 16. No. 1. P. 1–10.
<https://doi.org/10.5383/ijtee.16.01.001>
44. **Thermophysical** properties of CNT and CNT/ Al_2O_3 hybrid nanofluid / M. Devarajan, N.P. Krishnamurthy, M. Balasubramanian, B. Ramani, S. Wongwises, K.A. El-Naby, R. Sathyamurthy // *Micro & Nano Letters*. 2018. V. 13. Is. 5. P. 617–621.
<https://doi.org/10.1049/mnl.2017.0029>
45. **Zhang Y., Yarin A.L.** Thermo-responsive copolymer coatings for flow regulation on demand in glass microcapillaries // *Eur. Phys. J. E*. 2010. V. 33. P. 211–218.
<https://doi.org/10.1140/epje/i2010-10666-3>
46. **Lauga E., Brenner M.P., Stone H.A.** Microfluidics: The no-slip boundary condition. *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007. P. 1219–1240.
https://doi.org/10.1007/978-3-540-30299-5_19
47. **Anisotropic** particles align perpendicular to the flow direction in narrow microchannels / M. Trebbin, D. Steinhäuser, J. Perlich, A. Buffet, S.V. Roth, W. Zimmermann, J. Thiele, S. Förster // *Proc. Nat. Acad. Sci.* 2013. V. 110. Is. 17. P. 6706–6711.
<https://doi.org/10.1073/pnas.1219340110>
48. **Butler P.** Shear induced structures and transformations in complex fluids // *Current Opinion Colloid Interface Sci.* 1999. V. 4. Is. 3. P. 214–221.
[https://doi.org/10.1016/S1359-0294\(99\)00041-2](https://doi.org/10.1016/S1359-0294(99)00041-2)

Slip-flow Enhanced Heat Transfer in Microchannel Heat Sink via Carbon Nanotube-Based Nanofluid

Manoj Kumar^{a, b}, Sheshang Singh Chandel^a, Safwan Mondal^c,
Sumit Sinha-Ray^{c, d, *}, and Pradeep Kumar^a

^a School of Mechanical and Materials Engineering, Indian Institute of Technology Mandi, Mandi, HP, 175005 India

^b Department of Mechanical and Aerospace Engineering, NIMS University Rajasthan, Jaipur, Rajasthan, 303121 India

^c Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Chicago, Chicago, IL, 60607-7022 USA

^d Department of Textile and Fibre Engineering, Indian Institute of Technology Delhi, Hauz Khas, New Delhi, 110016 India

*e-mail: ssinharay@textile.iitd.ac.in

Abstract—Microchannel heat sinks (MCHS) belong to one of the most prominent methods of passive cooling of microelectronics. In this work, a circular microchannel-based MCHS was installed over a microelectronic mimicking heated surface, which was subjected to 50 to 125 kW/m², and the convective cooling of MCHS was studied using nanofluids of copper (Cu) and carbon nanotube (CNT) [both at 0.05 wt% concentration in de-ionized (DI) water] as coolant, along with DI water. The experimental results suggest that the nanofluid-cooled MCHS, especially the CNT one, outperformed the pure water-cooled system, with significantly higher heat transfer coefficient (HTC), and lower pumping power, rendering the former system more energetically favorable. At a flow rate of 60 ml/min and heat flux of 100 kW/m², the HTC enhancements in water + CNT and water + Cu were 15.7 and 6.2% more than water, respectively. Due to addition of surfactant in DI water for suspending CNT, an apparent slip flow became prevalent in the microchannel, leading to a significant pressure drop reduction while pumping water + CNT. This observation helped in gauging the total power saving that can be accessed using water + CNT, if one follows periodic heating/cooling between an upper critical temperature and safe temperature range rather than continuous cooling of the electronic surface.

Keywords: microchannel heat sink, nanofluid, carbon nanotube, slip flow, periodic cooling, thermal management, microelectronics