

03

Теплообмен и критические тепловые потоки в коротких микроканалах при кипении зеотропных смесей

© А.С. Шамирзаев

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия
E-mail: alisham@itp.nsc.ru

Поступило в Редакцию 3 ноября 2023 г.

В окончательной редакции 23 ноября 2023 г.

Принято к публикации 23 ноября 2023 г.

Выполнено исследование теплообмена при насыщенном кипении зеотропных смесей пропан–изобутан (R290–R600a) и дифторметан–тетрафторэтан (R32–R134a) в системе двух микроканалов длиной 16 мм (сечение 2×0.2 мм) при массовых скоростях до $1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. Установлено, что в условиях высоких массовых скоростей скрытая теплота парообразования смеси не оказывает заметного влияния на величину критического теплового потока, и критический тепловой поток определяется трением в канале.

Ключевые слова: кипение, бинарные зеотропные смеси, критический тепловой поток, микроканалы.

DOI: 10.61011/PJTF.2024.05.57177.19794

В настоящее время активно исследуется теплообмен смесевых хладагентов с целью создания высокоэффективных и экологически безопасных систем теплообмена. Большое внимание уделяется возможности использования предельных углеводородов в качестве хладагентов для замещения фторсодержащих теплоносителей. Одной из целей современных исследований является оптимизация работы устройств, использующих различные термодинамические циклы [1,2]. А кипение в микроканалах благодаря большой удельной поверхности и использованию скрытой теплоты парообразования не только обеспечивает значительный теплосъем при меньшем количестве теплоносителя, но и поддерживает более равномерное распределение температуры.

В зеотропных смесях различаются концентрации компонентов в жидкой и паровой фазах. Это позволяет увеличить критическое паросодержание за счет подавления роста сухих областей вследствие более позднего испарения „тяжелокипящего“ компонента смеси [3]. В то же время дополнительное термодиффузионное сопротивление уменьшает коэффициенты теплоотдачи (НТС) при фазовых переходах по сравнению с расчетом для „идеальной“ смеси. Величину дополнительного сопротивления принято рассчитывать, используя разность температур закипания и конденсации смеси (температурный глайд). В то же время существуют смеси, у которых при высоких тепловых потоках не наблюдается ухудшения НТС. У смеси R134a–R245fa с массовой концентрацией компонентов 0.9–0.1 при кипении в большом объеме в условиях высоких тепловых потоков измеренные значения НТС превышают результаты „идеальных“ расчетов, и критический тепловой поток (CHF) составляет $35.8 \text{ W}/\text{cm}^2$ [4]. А при кипении в теплообменнике с каналами сечением 2×1 мм та же смесь при массовой скорости $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ позволила достичь $\text{CHF} = 33 \text{ W}/\text{cm}^2$ и $\text{НТС} = 20 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ при

температуре стенки 46°C . Увеличение недогрева и массовой скорости приводит к увеличению CHF [1–3,5].

Кризис теплоотдачи в микроканальных теплообменниках в первую очередь связывают с пересыханием поверхности, и можно ожидать увеличения CHF при использовании коротких теплообменников. В настоящее время большинство работ, посвященных исследованию теплоотдачи при кипении зеотропных смесей, проводится в системах с каналами, имеющими характерный размер порядка 1 мм, с целью оптимизации работы существующих устройств. В то же время постоянная Лапласа

$$l_\sigma^2 = \sigma / (g(\rho_l - \rho_v))$$

(где ρ_l, ρ_v — плотности жидкости и пара, а σ — коэффициент поверхностного натяжения), характеризующая масштаб влияния капиллярных сил, близка к этой величине. Процессы теплообмена зеотропных смесей в условиях доминирующего влияния капиллярных сил слабо изучены. Целью настоящей работы является исследование теплообмена в коротких микроканалах в условиях существенного влияния капиллярных сил, а также определение влияния массовой скорости на CHF. В качестве исследуемых экологически безопасных зеотропных смесей выбраны смесь дифторметан–тетрафторэтан (R32–R134a), которая имеет высокий коэффициент производительности [6], и смесь углеводородов — пропан–изобутан (R290–R600a).

Экспериментальный участок для исследования теплообмена при кипении в коротких микроканалах представляет собой медный блок с нагревательными картриджами длиной 16 мм и двумя микроканалами шириной 2 мм и глубиной 0.2 мм. Для предотвращения окисления поверхности на экспериментальный участок гальваническим методом нанесено матовое никелевое покрытие толщиной $5 \mu\text{m}$. Входная и выходная камеры участка имеют диаметр 8 мм и длину 6 мм. В ходе

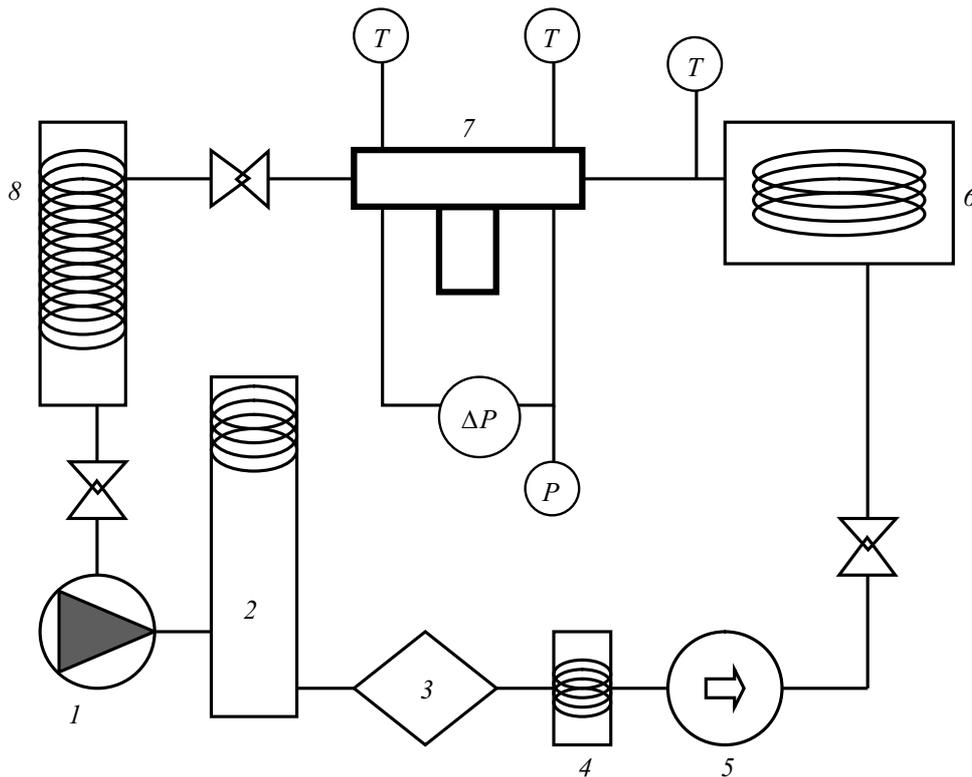


Рис. 1. Схема экспериментальной установки. 1 — дозирующий насос, 2 — демпфер пульсаций, 3 — фильтр, 4 — охладитель, 5 — массовый расходомер, 6 — регулируемый термостат, 7 — экспериментальный участок, 8 — конденсатор. Точки измерения температуры (T) и давления (P).

Таблица 1. Свойства смесей

Смесь	Молярные доли	P/P_{cr}	T/T_{cr}	ρ_l , kg/m ³	ρ_v , kg/m ³	h_{lv} , kJ/kg	k_l , W/(m·K)	σ , 10 ⁻³ N/m	μ_l , 10 ⁻³ Pa·s	ΔT_{bd}^{max} , K
R32–R134a	0.65/0.35	0.22	0.82	1086–1100	37–45	226–233	0.124–0.129	7.6–8.5	0.144–0.152	6.7
R290–R600a	0.54/0.46	0.17	0.79	500–511	12–17	317–335	0.087–0.91	7.1–8.2	0.112–0.132	7.8
	0.64/0.36									
	0.44/0.56									

опытов проводятся измерения температуры и давления на входе и выходе из участка, а также распределения градиента температур в медном блоке. Экспериментальная установка и методика измерений подробно описаны в работе [7]. Схема установки представлена на рис. 1.

Исследование проведено при массовых скоростях до 1350 kg/(m²·s). В ходе опытов на вход в экспериментальный участок подается слабо недогретая (на 1–5°C) смесь. В экспериментах с R32–R134a на вход подавалась смесь с температурой $T_0 = 18.0 \pm 0.5^\circ\text{C}$ и давлением $P_0 = 11$ bar, а в экспериментах с R290–R600a на вход подавалась смесь с температурой $28 \pm 2^\circ\text{C}$ и давлением 8 bar. Диапазон давлений у смесей выбран таким образом, чтобы температура фазового перехода различалась примерно на 10°C.

В процессе кипения происходит изменение состава жидкой и паровой фаз смесового теплоносителя,

из-за чего изменяются теплофизические свойства смеси. Основные свойства исследованных смесей в условиях эксперимента приведены в табл. 1 для фактического диапазона изменения молярных долей в жидкой фазе. Исследованные смеси имеют близкие σ , величину температурного глайда ΔT_{bd} , а также вязкость μ_l и теплопроводность k_l жидкости. У смеси R290–R600a скрытая теплота парообразования h_{lv} заметно выше, а ρ_l и ρ_v — более чем в 2 раза ниже, чем у смеси R32–R134a. Можно ожидать, что при одинаковой массовой скорости и тепловом потоке CHF, НТС и перепад давления у смеси R290–R600a будут выше, чем у смеси R32–R134a.

Зависимости теплового потока q_w от температуры стенки T_w показаны на рис. 2, а. При тепловых потоках до 10 W/cm² однофазная конвекция является доминирующим механизмом теплообмена. При больших тепловых

Таблица 2. Метод расчета

Методика расчета теплоотдачи при кипении бинарных смесей [8]	Пояснение
$HTC = [(F \cdot HTC_c)^2 + (S_{mix} S \cdot HTC_b)^2]^{0.5}$	Расчетная формула
$HTC_c = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} (k_l / D_h)$	Теплоотдача при однофазной конвекции
$HTC_b = [\sum (x_i / HTC_{b,i})]^{-1}$	Теплоотдача при кипении „идеальной“ смеси
$HTC_{b,i} = 0.55 (P_i / P_{cr,i})^{0.12} M_i^{-0.5} q^{0.67} [-\lg(P_i / P_{cr,i})]^{-0.55}$	Теплоотдача при кипении <i>i</i> -компонента
$F = [1 + X Pr_l (\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.35}$	Фактор интенсификации конвекции
$S = (1 + 0.055 F^{0.1} Re_i^{0.16})^{-1}$	Фактор подавления кипения
$S_{mix} = \left(1 + \frac{\Delta T_{id}}{\Delta T_{id}} y_1 - x_1 ^{-0.29} (P \cdot 10^{-5})^{-0.9} (1 - 0.87 \exp(-q \cdot 10^{-5} / 3)) \right)^{-1}$	Фактор, связанный с термодиффузионным сопротивлением (индекс 1 относится к легкокипящему компоненту)
$\Delta T_{id} = q / HTC_{id}, HTC_{id} = [\sum (x_i / HTC_i)]^{-1}$	
$HTC_i = \left[(F \cdot HTC_{c,i})^2 + (S \cdot HTC_{b,i})^2 \right]^{0.5}$	Теплоотдача при кипении в потоке каждого компонента

Примечание. Pr_l — число Прандтля, x_i — молярная концентрация *i*-компонента в жидкости, y_i — молярная концентрация *i*-компонента в паре, M_i — молярная масса, X — паросодержание, ΔT_{id} — величина температурного гайда при текущей молярной концентрации пара.

потоках теплоотдача слабо зависит от массовой скорости и доминирующим механизмом теплообмена является пузырьковое кипение. Увеличение массовой скорости G приводит к увеличению CHF. Для смесей с одинаковой массовой скоростью значения CHF близки, но вопреки ожиданиям CHF для смеси R32–R134a несколько выше, чем для смеси R290–R600a. Перед наступлением кризиса теплоотдачи пузырьковое кипение подавляется, что особенно заметно для обеих исследованных смесей по зависимости теплового потока от температуры стенки при массовой скорости 550–555 kg/(m²·s). Сначала наблюдается ухудшение теплоотдачи, и только потом происходит переход к кризису (рис. 2, а). Перед началом кризиса в каналах развивается кольцевое течение, и кризис инициируется возникновением сухих областей на стенках канала.

При $G = 1350$ kg/(m²·s) значения HTC хорошо соответствуют расчету по методике из работы [8] (табл. 2) при тепловых потоках до 60 W/cm² для смеси R290–R600a и до 120 W/cm² для смеси R32–R134a (рис. 2, б). Отклонение измеренных значений HTC от результатов расчетов указывает на подавление пузырькового кипения. У смеси R290–R600a, имеющей меньшую плотность жидкости и газа (и соответственно большую скорость течения), развитие кризисных явлений наступает раньше, чем у смеси R32–R134a. Зависимость HTC от теплового потока для данных смесей различается слабо.

В работе [9] представлено исследование теплоотдачи при кипении шести смесей в микроканалах и предложена корреляция для расчета критического паросодержания X_{cr} , при котором развиваются сухие области для азеотропной смеси:

$$X_{cr} = \min \{ 1.21 Re_{l0}^{-0.13} (Bo \cdot 10^3)^{-0.16} We_{l0}^{0.15} Co^{-0.32} \beta^{0.09}; 0.95 \}, \quad (1)$$

где $Re_{l0} = GD_h / \mu$ — число Рейнольдса, $Bo = q_w / (Gh_{lv})$ — число кипения, $We_{l0} = (G^2 D_h) / (\rho_l \sigma)$ — число Вебера, D_h — гидравлический диаметр канала, $\beta < 1$ — отношение сторон канала. Достижение X_{cr} в [9] практически соответствует достижению CHF. Зная состав, входную температуру, давление смеси и используя условие фазового равновесия, можно рассчитать величину CHF. На рис. 3, а представлено сравнение экспериментальных данных по зависимости CHF от массовой скорости с расчетом по уравнению (1). Расчет качественно соответствует данным для смеси R290–R600a, для смеси R32–R134a расчет дает существенно меньшую величину CHF, чем в экспериментах. Методы расчета на базе безразмерных комплексов не позволяют корректно рассчитывать CHF. Кризис пересыхания при больших массовых скоростях и тепловых потоках возникает в условиях кольцевого режима течения, поэтому устойчивость пленочного течения является важным фактором, определяющим условия достижения CHF. Когда на вход в микроканалы подается однофазная смесь, в

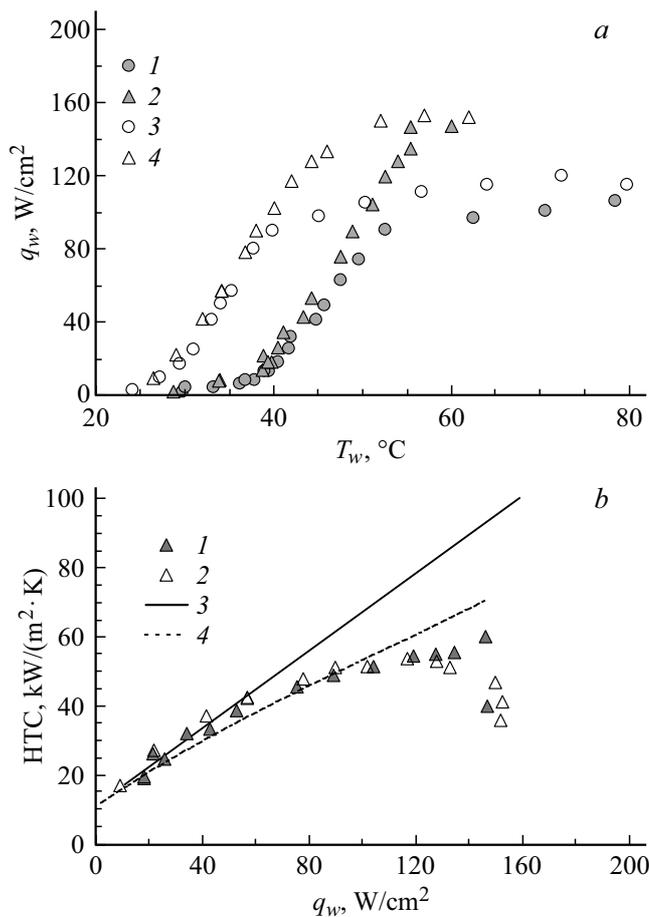


Рис. 2. *a* — зависимость теплового потока от температуры стенки. 1, 2 — смесь R290–R600a ($G = 555$ и $1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ соответственно); 3, 4 — смесь R32–R134a ($G = 555$ и $1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ соответственно). *b* — зависимость коэффициентов теплоотдачи от теплового потока при $G = 1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ для R290–R600a (1 — измеренное значение, 3 — расчет по [8]) и R32–R134a (2 — измеренное значение, 4 — расчет по [8]).

условиях высоких тепловых потоков происходит быстрая смена режимов течения по длине канала. Пока на части канала присутствует пузырьковое кипение, возмущения потока, генерируемые при парообразовании на центрах кипения, должны передаваться вниз по потоку. Как отмечено в [10], наличие возмущений влияет на волновую структуру пленки, увеличивая амплитуду трехмерных волн, что является фактором, приводящим к повышению интенсивности теплообмена. В волнах с большей амплитудой могут происходить процессы нуклеации, что способствует поддержанию высоких коэффициентов теплоотдачи. Между волновой структурой поверхности жидкой пленки и напряжением трения на межфазной поверхности должна существовать прямая зависимость, а следовательно, должна существовать зависимость между перепадом давления внутри канала и критическими тепловыми потоками. Анализ экспериментальных данных показал справедли-

вость этой гипотезы. На рис. 3, *b* представлена зависимость CHF от напряжения трения τ , определенного как $\tau = (\Delta P_{total} - \Delta P_{entr} - \Delta P_{exit})D_h/(4L)$, где L — длина канала, ΔP_{total} — полный измеренный перепад давления, а ΔP_{entr} и ΔP_{exit} — входные и выходные потери давления, рассчитанные по методикам из работы [11]. В условиях эксперимента при $\tau > 8 \text{ kPa}$ зависимости CHF от напряжения трения близки для обеих смесей. При $\tau < 8 \text{ kPa}$ CHF для смеси R290–R600a выше, чем для смеси R32–R134a. Однако эти условия соответствуют тепловым потокам меньше $110 \text{ W}/\text{cm}^2$, а при таких условиях CHF для смеси R32–R134a соответствует практически полному испарению жидкости (рис. 3, *a*).

Таким образом, установлено, что уменьшение длины и размеров каналов позволяет существенно увеличить величину критических тепловых потоков при кипении зеотропных смесей в микроканалах. Получены критические тепловые потоки на стенке микроканала, равные $147 \text{ W}/\text{cm}^2$ для R290–R600a и $153 \text{ W}/\text{cm}^2$ для R32–R134a при массовой скорости $1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. Обнаружена взаимосвязь между перепадом давления в канале и величиной критического теплового потока. Замена R290–R600a на R32–R134a и уменьшение тем-

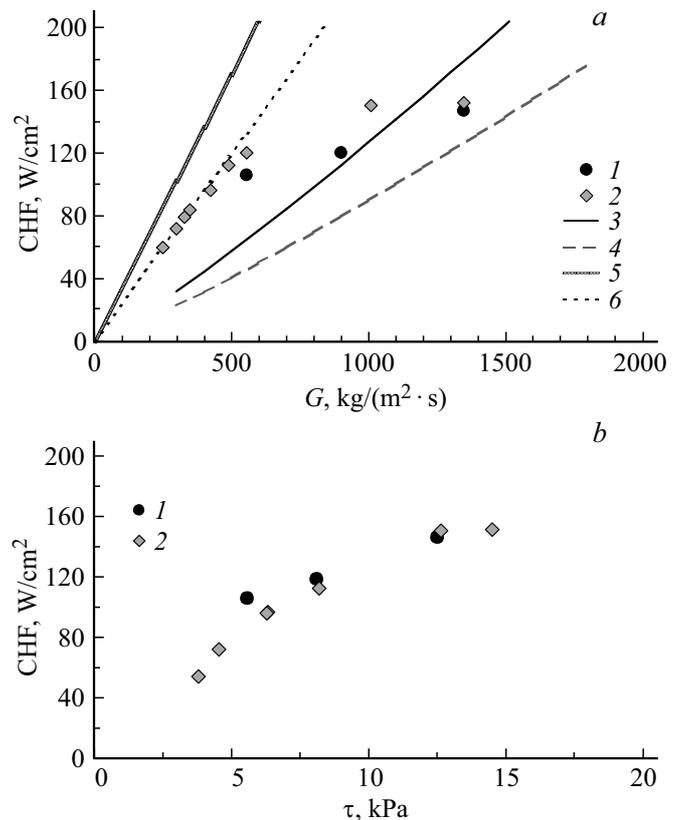


Рис. 3. *a* — зависимость критического теплового потока от массовой скорости. Точки — измеренные значения для смесей R290–R600a (1) и R32–R134a (2), линии — расчет по [9] для R290–R600a (3) и R32–R134a (4), полное испарение для R290–R600a (5) и полное испарение для R32–R134a (6). *b* — напряжения трения в канале. 1 — для R290–R600a, 2 — для R32–R134a.

пературы фазового перехода на 10°C приводят к такому же уменьшению температуры стенки практически во всем диапазоне тепловых потоков. Следует отметить, что простое изменение давления привело бы к уменьшению плотности пара смеси, а следовательно, и к увеличению трения и более раннему развитию критических явлений. Результаты исследования показывают возможность использования кипения зеотропных смесей в широком диапазоне температур для охлаждения различного теплонапряженного оборудования.

Финансирование работы

Исследование выполнено в Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН за счет гранта Российского научного фонда № 22-29-00168 (<https://rscf.ru/project/22-29-00168/>) (эксперименты с R32–R134a) и в рамках государственного задания 121031800215-4 (эксперименты с R290–R600a).

Конфликт интересов

Автор заявляет, что у него нет конфликта интересов.

Список литературы

- [1] Q. Blondel, N. Tauveron, G. Lhermet, N. Caney, *Appl. Therm. Eng.*, **219**, 119418 (2023). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119418
- [2] Z. Ji, M.E. Mondejar, F. Haglind, *Appl. Therm. Eng.*, **150**, 824 (2019). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.036
- [3] C. Dang, L. Jia, Q. Peng, L. Yin, Z. Qi, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **127**, 758 (2018). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.083
- [4] C. Dang, L. Jia, Q. Peng, Q. Huang, X. Zhang, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **119**, 508 (2018). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.143
- [5] M.M. Shah, *Fluids*, **8**, 90 (2023). DOI: 10.3390/fluids8030090
- [6] Q. Wang, X. Liu, M. Li, D. Su, C. Dang, J. Peng, B. Hou, L. Dong, *Appl. Therm. Eng.*, **236**, 121724 (2024). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121724
- [7] В.В. Кузнецов, А.С. Шамирзаев, *Письма в ЖТФ*, **44** (20), 79 (2018). DOI: 10.21883/PJTF.2018.20.46809.17114 [V.V. Kuznetsov, A.S. Shamirzaev, *Tech. Phys. Lett.*, **44**, 938 (2018). DOI: 10.1134/S1063785018100279].
- [8] X. Zou, M.Q. Gong, G.F. Chen, Z.H. Sun, Y. Zhang, J.F. Wu, *Int. J. Refrig.*, **33**, 371 (2010). DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.10.013
- [9] D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami, N. Inoue, *Appl. Therm. Eng.*, **229**, 120613 (2023). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120613
- [10] Е.А. Чиннов, И.А. Шарина, *Письма в ЖТФ*, **44** (21), 40 (2018). DOI: 10.21883/PJTF.2018.21.46854.17449 [E.A. Chinnov, I.A. Sharina, *Tech. Phys. Lett.*, **44**, 969 (2018). DOI: 10.1134/S1063785018110044].
- [11] S.G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King, *Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels* (Elsevier, 2006), p. 203.