



ISSN: 2658–5782

Номер 3–4

2022

МНОГОФАЗНЫЕ СИСТЕМЫ

mfs.uimech.org





Двумерное численное параметрическое моделирование системы охлаждения капиллярного микрозахвата при нестационарном течении жидкости¹

Насибуллаев И.Ш.

Институт механики им. Р.Р. Мавлютова УФИЦ РАН, Уфа

В работе представлен параметрический анализ двумерной модели системы жидкостного охлаждения горячей стороны элемента Пельтье капиллярного микрозахвата. Рассматривается нестационарное течение охлаждающей жидкости в камере охлаждения. Изучается эффективность охлаждения для трех геометрий камеры с различными вариантами расположения радиатора: монолитный, расположенный на элементе Пельтье; с одним или тремя ребрами. Построены математические модели течения жидкости через камеру микрозахвата; нагрева радиатора горячей стороной элемента Пельтье; передачи тепла от радиатора жидкости и вывода нагретой жидкости из камеры. Моделирование проводилось в программе FreeFem++ до тех пор, пока среднее за период осцилляций жидкости изменение температуры радиатора не выйдет на насыщение (рабочий режим микрозахвата). Методом ортогонального центрального композиционного планирования получены аналитические зависимости целевых функций (максимальная температура на радиаторе, амплитуда изменения температуры на радиаторе и время установления рабочего режима) от факторов модели (средняя скорость охлаждающей жидкости, коэффициент теплопередачи, частота и амплитуда осцилляций скорости жидкости). Для каждой рассмотренной геометрии и целевой функции определены ведущие и не значимые факторы. Проведен параметрический анализ влияния физических параметров системы на работу системы охлаждения. Результаты моделирования показывают, что геометрия, обеспечивающая высокую степень охлаждения и более быстрый выход на рабочий режим (радиатор с тремя ребрами), имеет большую амплитуду колебаний температуры на радиаторе и может использоваться в менее чувствительных к колебаниям температуры на радиаторе технических устройствах. Геометрия с радиатором с одним ребром обеспечивает наименьшее колебание температуры радиатора и может быть использована для охлаждения капиллярного микрозахвата.

Ключевые слова: гидродинамика, теплоперенос, капиллярный микрозахват, жидкостная система охлаждения, метод конечных элементов, ортогональный центральный композиционный план

1. Введение

При разработке новых микроэлектромеханических систем (МЭМС) [1] возникают задачи, для эффективного решения которых используется микрогидродинамика [2, 3] (например, воздушная [4] или жидкостная системы охлаждения, микронасос [5], микротеплообменник). В микрогидродинамике изучаются течения жидкости или газа в

микро- и наномасштабах. С уменьшением масштаба системы число Рейнольдса становится малым, а число Пекле может оставаться большим. Малое число Рейнольдса подразумевает ламинарный характер течения, соответствующий как большинству технических микроустройств, так и биологическим системам. А большое число Пекле означает, что конвективный (адвективный) перенос тепла преобладает над диффузионным [6], следовательно, в микроустройствах (микротеплообменник, система охлаждения, микрозахват) необходимо учитывать оба механизма теплопереноса [7].

¹Работа выполнена за счет средств государственного задания № FWGZ-2019-0089.

Для построения корректной компьютерной модели технического устройства необходимо определить набор физических параметров, соответствующих рабочим характеристикам устройства. Одни параметры можно найти непосредственно из физического эксперимента, а другие определяются из сравнения экспериментальных данных и результатов компьютерного моделирования, где они рассматриваются как подгоночные параметры. В моделях систем жидкостного охлаждения таким параметром является коэффициент теплопередачи α между радиатором и жидкостью или газом.

Численное моделирование воздушной системы охлаждения микропроцессора с радиатором, состоящим из системы цилиндрических микроребер, представлено в [8]. Показана зависимость теплообмена от размеров ребер и чисел Нуссельта и Рейнольдса. В [9] для схожей структуры микроребер показано значительное влияние положения входного и выходного отверстий на эффективность охлаждения микропроцессора. В работе [10] представлено моделирование точечной системы охлаждения электронных компонентов с помощью обдувания осциллирующей воздушной струей. Определены области параметров (длина струи, цилиндрическая или коническая форма трубки, частота колебаний воздушного), в которых коэффициент теплообмена будет максимальным. Образование вихрей вокруг струй увеличивает эффективную площадь охлаждения.

Эффективность системы охлаждения зависит от охлаждающего вещества. В [11] проведено сравнение эксперимента с моделированием системы охлаждения камеры с помощью элемента Пельтье с двумя вариантами отвода тепла: создаваемый вентилятором воздушный поток или текущая через радиатор жидкость. При расходе жидкости 20 мл/с обеспечивался отвод тепловой мощности до 230 Вт. Жидкостное охлаждение позволяло снизить температуру на 19 °С, а воздушное — на 10 °С. Показано, что с уменьшением размера камеры эффективность жидкостного охлаждения по сравнению с воздушным возрастает. Жидкостная система охлаждения более компактна, но требуется наличия внешнего насоса для циркуляции жидкости.

При охлаждении электронных устройств одним из требований для системы охлаждения является размер, а эффективность охлаждения зависит от ее конструктивных особенностей и физических свойств жидкости [12]. При моделировании необходимо учитывать зависимость физических параметров охлаждающей жидкости (вязкость, плотность, теплоемкость, теплопроводность) от температуры [13–15].

В работе [16] для охлаждения микропроцессора была разработана водяная камера с радиатором, содержащим различные конфигурации прямых микроканалов. Компьютерное моделирование в программе Ansys CFX показало количественно согласие (погрешность менее 5 %) с экспериментом. В [17] рассмотрен теплообменник с различными типами каналов: длинные (Т1) или короткие (Т2) полосы, смещенные относительно друг друга; в виде шевронной структуры (Т3); традиционные прямые (Т4). При размерах теплообменника 50 × 50 мм с расходом жидкости 230 мл/мин, тепловой мощностью нагревателя 40 Вт, в зависимости конфигурации каналов нагрев составил 30 °С для Т4, 21 °С для Т1, 18 °С для Т2 и 14 °С для Т3. В работе [18] численно изучены четыре радиатора со следующими структурами микроканалов: параллельная структура, сетчатая, тороидальная и фрактальная древовидная. Последний тип радиатора более эффективен для охлаждения микрочипа, но требует насоса, обеспечивающего большее давление на выходе. В [19] предложено активное решение для охлаждения мощных светодиодов на основе замкнутой микроимпульсной струи. В этой системе для обеспечения циркуляции жидкости используется микронасос, а для теплообмена между светодиодными чипами и настоящей системой — ударная струя. В [20] охлаждение процессора осуществляется с помощью воздушного охлаждения с использованием и без использования испарительной камеры. Экспериментально и теоретически показано, что испарительная камера снижает температуру процессора на ~ 26 %.

Для управления нагревом или охлаждением в технических устройствах используются термоэлектрические модули (ТЭМ) [21, 22]. В [23] представлен обзор использования микконтактов и миниатюрных термоэлектрических охладителей на основе кремния для снижения негативного влияния горячих точек на кристалле.

В работе [24] представлена двумерная модель системы жидкостного охлаждения горячей стороны элемента Пельтье в капиллярном микрозахвате [25, 26]. Определено влияние геометрических и физических параметров камеры микрозахвата на эффективность системы охлаждения, а также найдена зависимость максимальной температуры, установившейся на радиаторе, от скорости течения охлаждающей жидкости и коэффициента теплопередачи между радиатором и жидкостью для стационарного течения и проведено исследование влияния нестационарного течения жидкости на колебания температуры радиатора. Аналитическая модель быстрого переключения между режи-

мами работы системы охлаждения со стационарным течением охлаждающей жидкости с помощью изменения тепловой мощности элемента Пельтье предложена в работе [15].

С развитием математических и компьютерных моделей появились пакеты численного моделирования, использующие метод конечных элементов (КЭ), которые позволяют проводить моделирование устройств с практически произвольной геометрией [27]. В работе [28] получены элементы вычислительного стенда для цилиндрического и острокромочного жиклеров методом КЭ в открытом инженерном пакете Elmer FEM [29]. В [30] построен эквивалент трубы для системы элементов с гидросопротивлением. В работе [31] построена осесимметричная компьютерная модель для взаимодействия ньютоновской жидкости с гиперэластичным несжимаемым телом и с применением метода КЭ проведен анализ устойчивости дифференциальных уравнений, записанных в вариационной форме, в свободном пакете численного моделирования FreeFem++ [32]. Отметим, что данное ПО позволяет проводить моделирование двумерной и трехмерной геометрий как для задач упругости [33], гидродинамики [34, 35] и теплопереноса [15], так и для междисциплинарных задач [31, 36, 37], а также проводить моделирование течения жидкости в канале с динамически изменяемой геометрией [38, 39].

Для работы жидкостной системы охлаждения необходим насос, обеспечивающий достаточный расход жидкости. Существующие микронасосы используются в широком диапазоне применений [5], но их сложно применять для системы охлаждения микрозахвата, поскольку требуется микронасос малого размера с небольшим расходом жидкости и гибкой системой управления. Отметим миниатюрные мембранные микронасосы размером $10 \times 10 \times 1$ мм с клапанами на входном и выходном отверстиях с расходом жидкости до 1.8 мл/мин [40] и бесклапанный прототип размером $15 \times 15 \times 1$ мм с расходом жидкости до 100 мкл/мин [41]. В работе [42] представлена трехмерная математическая и компьютерная модели влияния деформации эластичной трубкой, периодически сжимаемой пьезоэлементом, на динамику текущей в ней жидкости. Используя осесимметричную модель колебаний системы пьезоэлементов, расположенных на эластичной трубке [43–45], предложена модель пьезоэлектрического микронасоса и получены аналитические формулы для зависимости среднего расхода жидкости от количества пьезоэлементов и их частоты колебаний. Данная формула может быть использована в программной части системы управления устройством в реальном времени. Разработана

двумерная модель микронасоса, создающего течение жидкости (с расходом до 50 мкл/с) в плоском канале с помощью погруженного в него пьезоэлемента с поперечным изгибом [36]. Методами факторных вычислительных экспериментов второго порядка [46, 47] предложен способ замены полного численного моделирования приближенными аппроксимациями, которые можно использовать с программным обеспечением системы управления техническим устройством.

В настоящей работе двумерная модель жидкостной системы охлаждения микрозахвата, представленная в [24], используется для параметрического анализа эффективности охлаждения при различных расположениях радиатора и нестационарном течении охлаждающей жидкости.

2. Основные уравнения

На рис. 1 представлена геометрия рассматриваемой модели (с соблюдением пропорций) с обозначением границ: внутренняя стенка камеры Γ_1 ; граница между радиатором и жидкостью Γ_2 ; входное Γ_3 и выходное Γ_4 отверстия; граница между радиатором и элементом Пельтье Γ_5 . Рассматриваются два варианта геометрии: G_1 с радиатором, расположенным на горячей стороне элемента Пельтье, и G_2 и G_3 с радиатором, состоящим из 1 или 3 ребер. Геометрия G_1 представляет собой вертикальное сечение Oxz камеры охлаждения и не учитывает обтекание жидкостью радиатора вдоль передней и задней стенок камеры, а также течение между ребрами радиатора. Геометрии G_2 и G_3 представляют горизонтальное сечение Oxy и не учитывают течение жидкости вдоль верхней стенки камеры. Таким образом, радиатору с одним ребром соответствует геометрия, состоящая из двух сечений $G_1 + G_2$, а радиатору с тремя ребрами — $G_1 + G_3$.

Механизм теплопереноса в камере охлаждения следующий. Жидкость втекает во входное отверстие Γ_3 . В процессе теплообмена с радиатором Γ_2 жидкость нагревается и выходит через отверстие Γ_4 . Нагрев радиатора элементом Пельтье происходит через контактную область Γ_5 (для G_1) или непосредственно передачей тепла на Γ_2 (для G_2 и G_3). Стенка Γ_1 камеры рассматривается термоизолированной. Соответствующие геометриям G_1 , G_2 и G_3 расчетные сетки показаны на рис. 1 (снизу).

Система уравнений, описывающая теплообмен в жидкостной системе охлаждения, включает в себя уравнение течения жидкости Навье–Стокса, уравнение непрерывности и уравнение теплопроводности. В результате нагрева жидкости меняется ее плотность. Поскольку плотность изменяется на небольшую величину (в рабочем

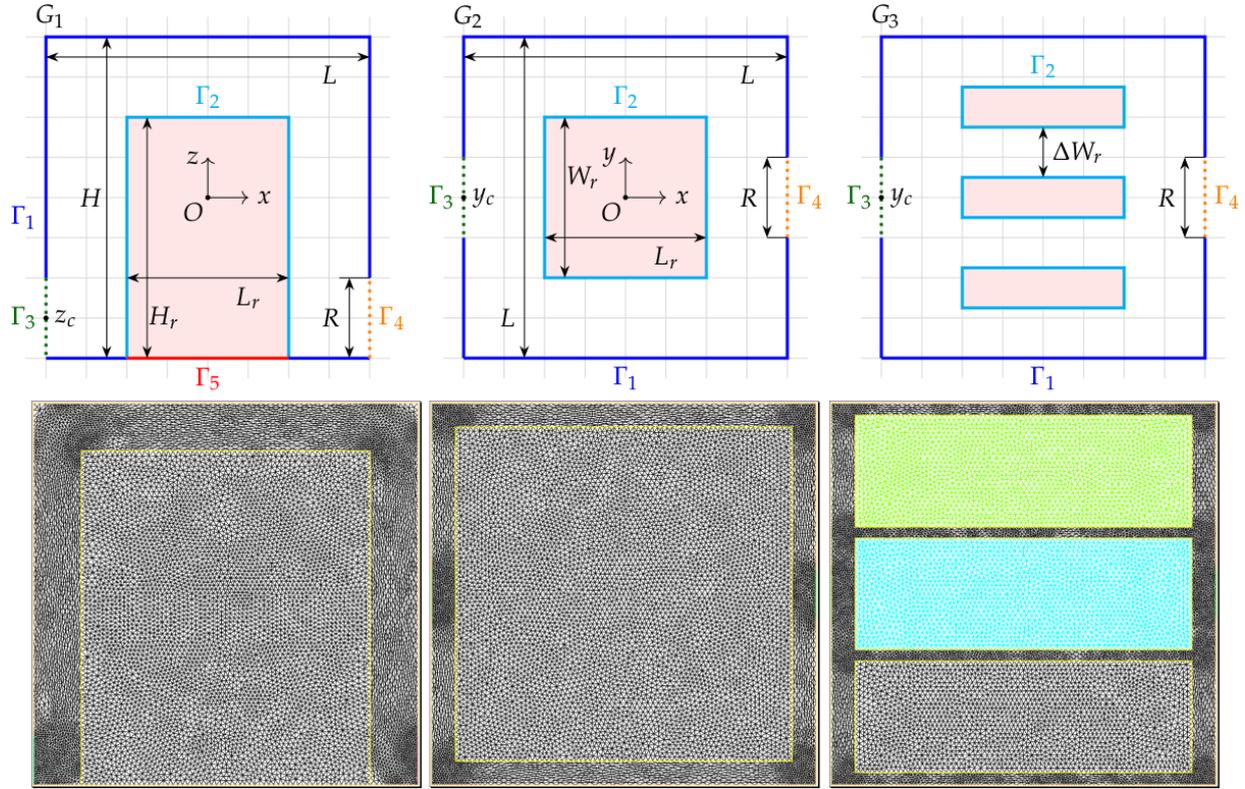


Рис. 1. Геометрии G_1 , G_2 и G_3 камеры охлаждения микрозахвата с различным расположением радиатора (сверху) и соответствующие им расчетные сетки (снизу)

диапазоне температур не более 4 % между жидкостью во входном отверстии и жидкостью вблизи радиатора) и изменения плотности вдоль линий потока жидкости незначительны, в работе используется приближение несжимаемой жидкости с непостоянной плотностью.

Течение несжимаемой жидкости описывается уравнением Навье–Стокса [48]:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \Delta \mathbf{u} + \rho \mathbf{g}, \quad (1)$$

где $\rho = \rho(T)$ — плотность среды, зависящая от температуры T среды; $\mathbf{u} = (u_x, u_y)$ — вектор скорости жидкости; t — время; ∇ — оператор набла; p — давление; $\mu = \mu(T)$ — динамическая вязкость, зависящая от температуры; Δ — оператор Лапласа; $\mathbf{g} = (g_x, g_y)$ — вектор ускорения свободного падения.

Уравнение непрерывности имеет вид:

$$\frac{1}{K_f} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (2)$$

где K_f — объемный модуль упругости жидкости. Отметим, что величина $1/K_f$ мала (для

воды $1/K_f \approx 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$). Уравнение (2) физически означает малую искусственную сжимаемость и обеспечивает высокую устойчивость численной схемы.

Распространение тепла в жидкости описывает уравнение теплопроводности [49]:

$$c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \quad (3)$$

где T — температура жидкости; $c_p = c_p(T)$ — изобарная удельная теплоемкость; $\lambda = \lambda(T)$ — коэффициент теплопроводности.

Распространение тепла в радиаторе описывается уравнением теплопроводности:

$$\frac{\partial T_r}{\partial t} = \chi_r \Delta T_r, \quad (4)$$

где T_r — температура радиатора; χ_r — коэффициент теплопроводности радиатора.

Начальные условия соответствуют покоящейся жидкости $u_x = u_y = 0$ и равномерному распределению температуры $T = T_0$ и $T_r = T_0$.

Граничные условия на скорость жидкости (условие прилипания и заданный профиль скоро-

сти на входном отверстии):

$$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma_1, \Gamma_2 : u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0 \\ \Gamma_3(G_1) : \\ \quad u_x = -u_m \left[1 - 4 \left(\frac{z_c - z}{R} \right)^2 \right], u_z = 0, \\ \Gamma_3(G_2, G_3) : \\ \quad u_x = u_m \left[1 - 4 \left(\frac{y_c - y}{R} \right)^2 \right], u_y = 0, \\ \Gamma_4(G_1) : u_z = 0, \\ \Gamma_4(G_2, G_3) : u_y = 0, \end{array} \right.$$

где u_m — модуль максимальной скорости втекающей жидкости; z_c — координата центра входного отверстия (для геометрий G_2 и G_3 положение центра входного отверстия определяет y_c); R — ширина входного отверстия. Профили скорости $u_x(z)$ для G_1 и $u_x(y)$ для G_2 и G_3 соответствуют течению Пуазейля в плоском канале.

Граничные условия для температуры жидкости 1-го рода (через входное отверстие втекает жидкость с температурой T_0):

$$\Gamma_3 : T = T_0.$$

Для геометрии G_1 — 3-го рода (Ньютона-Рихмана, теплообмен между жидкостью и радиатором пропорционален разности температур жидкости T и радиатора T_r):

$$\Gamma_2(G_1) : \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T_r - T), \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial n} = \alpha(T - T_r),$$

где α — коэффициент теплопередачи между твердым телом и жидкостью; n — нормаль к поверхности.

Граничные условия для температуры радиатора 2-го рода (закон Фурье) определяют тепловой поток от элемента Пельтье к радиатору:

$$\Gamma_5(G_1) : -\lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial n} = q_T,$$

где $\lambda_r = \chi_r c_{pr} \rho_r$ — коэффициент теплопроводности радиатора; c_{pr} — изобарная удельная теплоемкость; ρ_r — объемная плотность; q_T — плотность теплового потока, связанная с величиной рассеиваемой элементом Пельтье тепловой мощности W соотношением

$$q_T = W / (L_r W_r),$$

где L_r и W_r — длина и ширина радиатора.

Для геометрий G_2 и G_3 граница Γ_5 отсутствует (т.к. находится в другой плоскости) поэтому тепловой поток задается на границе Γ_2 :

$$\Gamma_2(G_2, G_3) : \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T_r - T) + q_T,$$

с тепловым потоком

$$q_T = \frac{W}{2i(L_r + W_r)H_r},$$

где i — количество ребер радиатора.

3. Компьютерная модель

Уравнения (1)–(4) записывались в вариационной форме и решались численно методом КЭ в пакете численного моделирования FreeFem++ [32]. Дискретизация по времени проводилась по неявной схеме Эйлера первого порядка.

Для радиатора использовались параметры латуни марки Л96 [50]: плотность $\rho_r = 8850$ кг/м³, теплопроводность $\lambda_r = 245$ Вт/(м·К), изобарная удельная теплоемкость $c_{pr} = 389$ Дж/(кг·К), коэффициент температуропроводности $\chi_r = 7.117 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Ускорение свободного падения $g_z = -9.8$ м/с² для G_1 и $g = 0$ для G_2 и G_3 . Коэффициент теплопередачи α между латушью и водой зависит от разности температур между водой и радиатором, геометрии системы, скорости течения жидкости. Точное определение величины α возможно только с помощью эксперимента, в расчетах использовалось значение $\alpha = 1.5$ кВт/(м²·К), соответствующее экспериментальным данным течения воды через латунные трубки [51]. Высота H , длина L и ширина W_c камеры охлаждения составляли 8 мм. В геометрии G_1 высота радиатора $H_r = 7$ мм, его длина $L = 6$ мм. В геометрии G_2 размер ребра составлял 7×7 мм, а в G_3 три ребра имели размер 7×2.33 мм. Ширина входного и выходного отверстий $R = 1$ мм.

Температура жидкости (воды) во входном канале составляет $T_0 = 20$ °С. Физические свойства воды сильно зависят от температуры, поэтому необходимо учесть температурную зависимость для объемной плотности $\rho(T)$, динамической вязкости $\mu(T)$, коэффициента теплопроводности $\lambda(T)$ и изобарной теплоемкости $c_p(T)$. Остальные величины, входящие в модель, вычисляются по следующим формулам: кинематическая вязкость $\nu(T) = \mu(T)/\rho(T)$, коэффициент температуропроводности $\chi(T) = \lambda(T)/(\rho(T)c_p(T))$. При моделировании физические свойства жидкости рассматривались как конечно-элементные функции с аппроксимациями, представленными в [15].

Для проверки энергетического баланса производится расчет тепловой мощности, уносимой из системы жидкостью:

$$W_f = \int_{\Gamma_4} c_p \cdot \rho \cdot (T - T_0) \cdot (\mathbf{u}(\Gamma) \cdot \mathbf{n}) \cdot H_r d\Gamma.$$

При постоянном расходе охлаждающей жидкости со временем на радиаторе устанавливается

постоянная температура $\Delta T = T_r - T_0$ (рабочий режим микрозахвата). Период времени τ_t , за которое система охлаждения выходит на рабочий режим, определялся из условия, что выводимая из камеры через выходное отверстие тепловая мощность W_f отличается от вводимой элементом Пельтье W не более чем на 0.1 %.

Нестационарный расход жидкости задавался зависимостью амплитуды скорости течения жидкости от времени в виде

$$u_m = u_c + \Delta u \cos(2\pi ft),$$

где u_c — средняя скорость жидкости; Δu — амплитуда отклонения скорости жидкости от средней; f — частота изменения скорости. Заметим, что если величина Δu превысит величину u_c , то часть периода нагретая жидкость будет течь в обратном направлении и эффективность охлаждения снизится.

Для определения величины шага по времени и параметров расчетной сетки была проведена серия вычислительных экспериментов для геометрии G_1 , скоростей $u_c = 4$ см/с и $\Delta u = 0.5u_c$, частоты $f = 0.3$ Гц и коэффициента теплопередачи $\alpha = 2$ кВт/(м²К). Результаты приведены в табл. 1. Для геометрий G_2 и G_3 параметры подбирались аналогичным способом.

Максимальное изменение температуры радиатора $T_m = \max(T_r - T_0)$ получено за время выхода системы на рабочий режим $t = 60$ с. Введены следующие обозначения: M — номер тестового расчета; n_t — количество шагов по времени за период колебаний (шаг по времени $\tau = 1/(f \cdot n_t)$); S_f и S_r — максимальный размер ребра КЭ в расчетных сетках камеры и радиатора; t_{CPU} — процессорное время; ε_c — относительная погрешность T_m (в сравнении с тестовым расчетом $M = 8$). В последующих вычислительных экспериментах использовались параметры $n_t = 32$, $S_f = 100$ и $S_r = 100$.

Таблица 1. Зависимость T_m от параметров расчета

M	n_t	S_f , мкм	S_r , мкм	T_m , °C	t_{CPU} , с	ε_c , %
1	8	200	200	7.0084	138.018	0.67
2	16	200	200	7.01325	254.645	0.61
3	32	200	200	7.02238	525.589	0.48
4	64	200	200	7.02671	1006.95	0.42
5	32	200	100	7.02664	579.026	0.42
6	32	100	200	7.04402	1166.59	0.17
7	32	100	100	7.04458	1195.64	0.16
8	128	50	50	7.056	13860.6	0.0

4. Результаты

Для каждой рассматриваемой геометрии проводилась серия вычислительных экспериментов методом ортогонального центрального композиционного планирования (ОЦКП) [46, 47] по следующим диапазонам параметров (факторов):

- $X_1 = u_c \in [3, 5]$ см/с (средняя скорость течения жидкости на входном отверстии);
- $X_2 = \alpha \in [1.5, 2.5]$ кВт/(м²·К) (коэффициент теплопередачи);
- $X_3 = f \in [0.15, 0.45]$ Гц (частота пульсаций амплитуды жидкости);
- $X_4 = \Delta u \in [0.25 \cdot u_c, 0.75 \cdot u_c]$ (амплитуда пульсаций скорости).

Для естественного значения n -го параметра X_n центральное значение $X_{n,c}$ и интервал $X_{n,l}$ определялись как:

$$X_{n,c} = \frac{\max(X_n) + \min(X_n)}{2},$$

$$X_{n,l} = \frac{\max(X_n) - \min(X_n)}{2}.$$

Кодированным значением n -го параметра x_n является линейное аффинное преобразование интервала $[\min(X_n), \max(X_n)]$ в интервал $[-1, +1]$:

$$x_n = (X_n - X_{n,c})/X_{n,l}.$$

Восстановление естественного значения параметра по кодированному: $X_n = X_{n,l}x_n + X_{n,c}$.

Определялись следующие выходные параметры (целевые функции) Y_m , $m = \{1, 2, 3\}$ на j -м периоде $t \in [(j-1)/f, j/f]$:

- $Y_1 = T_m = \max(\Delta T)$ (максимальное изменение температуры радиатора $\Delta T = T_r - T_0$);
- $Y_2 = \Delta T_m = \max(\Delta T) - \min(\Delta T)$ (амплитуда изменения температуры на радиаторе);
- $Y_3 = \tau_t$ (промежуток времени, за который система охлаждения выходит на рабочий режим).

Время τ_t определялось как время процесса, при котором T_m на $j-1$ периоде отличается от T_m на j -м периоде менее чем на 0.1%.

Матрица вычислительных экспериментов ОЦКП состоит из матрицы полного факторного эксперимента (содержит всевозможные комбинации факторов на нижнем и верхнем уровнях $x_n = \pm 1$; определяет линейный вклад и парные взаимодействия факторов в целевую функцию) и расширенной матрицы (содержит центральную

точку $x_n = 0$ и «звездные» точки $x_n = 0$ для всех n , кроме $n = k$, для которой $x_k = \pm\lambda$, где $\lambda = \sqrt{2}$ — плечо относительно центральной точки; определяет квадратичный вклад факторов в целевую функцию). Матрица ОЦКП представлена в табл. 2. Результаты вычислительных экспериментов, соответствующих расширенной матрице, показаны на рис. 2 (номера линий соответствуют номеру эксперимента N из табл. 2).

Аппроксимация ОЦКП представляет собой полином второй степени, содержащий **линейные** и **квадратичные** слагаемые, а также **парные** взаимодействия:

$$\begin{aligned}
 Y_m = & b_{0,m} + \\
 & + b_{1,m}x_1 + b_{2,m}x_2 + b_{3,m}x_3 + b_{4,m}x_4 + \\
 & + b_{5,m}x_1x_2 + b_{6,m}x_1x_3 + b_{7,m}x_1x_4 + \\
 & + b_{8,m}x_2x_3 + b_{9,m}x_2x_4 + b_{10,m}x_3x_4 + \\
 & + b_{11,m}(x_1^2 - \beta) + b_{12,m}(x_2^2 - \beta) + \\
 & + b_{13,m}(x_3^2 - \beta) + b_{14,m}(x_4^2 - \beta),
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

где $\beta = 4/5$, а коэффициенты аппроксимации представлены в табл. 3.

Относительная погрешность аппроксимации (5) вычислялась для набора факторов из табл. 2 и определялась по формуле

$$\varepsilon_r = |1 - Y_m/y_m| \cdot 100\%,$$

где y_m — результат вычислительного эксперимента для параметров (X_1, X_2, X_3, X_4) , а Y_m — соответствующая функция отклика для факторов (x_1, x_2, x_3, x_4) . Значения погрешностей ε_r представлены в табл. 3.

На рис. 2 линиями показаны зависимости $\Delta T(t)$, полученные численным моделированием, а символами — аппроксимация (5). Положение символов определяется координатами (Y_3, Y_1) , т.е. по оси времени — время выхода на рабочий режим τ_t , а по оси температур — максимальная температура радиатора T_m .

С помощью коэффициентов полинома ОЦКП можно определить ведущие (значение $|b_{n,m}|$ для $n > 0$ является максимальным), значимые ($|b_{n,m}| > \varepsilon$, где $\varepsilon = 0.05$ — критерий значимости параметра) и незначимые ($|b_{n,m}| < \varepsilon$) факторы для целевых функции Y_m ; их порядок (линейный $n = (1, \dots, 4)$ или квадратичный $n = (11, \dots, 14)$) и их парные взаимодействия $n = (5, \dots, 10)$.

Таблица 2. Полная матрица ОЦКП: $N = (1, \dots, 9)$ — номера экспериментов в расширенной части матрицы ОЦКП

N	x_1	x_2	x_3	x_4	u_c , см/с	α , кВт/(м ² К)	f , Гц	Δu , см/с
	-1	-1	-1	-1	3	1.5	0.15	0.25
	-1	-1	-1	+1	3	1.5	0.15	0.75
	-1	-1	+1	-1	3	1.5	0.45	0.25
	-1	-1	+1	+1	3	1.5	0.45	0.75
	-1	+1	-1	-1	3	2.5	0.15	0.25
	-1	+1	-1	+1	3	2.5	0.15	0.75
	-1	+1	+1	-1	3	2.5	0.45	0.25
	-1	+1	+1	+1	3	2.5	0.45	0.75
	+1	-1	-1	-1	5	1.5	0.15	0.25
	+1	-1	-1	+1	5	1.5	0.15	0.75
	+1	-1	+1	-1	5	1.5	0.45	0.25
	+1	-1	+1	+1	5	1.5	0.45	0.75
	+1	+1	-1	-1	5	2.5	0.15	0.25
	+1	+1	-1	+1	5	2.5	0.15	0.75
	+1	+1	+1	-1	5	2.5	0.45	0.25
	+1	+1	+1	+1	5	2.5	0.45	0.75
1	$-\lambda$	0	0	0	2.59	2	0.3	0.5
2	$+\lambda$	0	0	0	5.41	2	0.3	0.5
3	0	$-\lambda$	0	0	4	1.29	0.3	0.5
4	0	$+\lambda$	0	0	4	2.71	0.3	0.5
5	0	0	$-\lambda$	0	4	2	0.0878	0.5
6	0	0	$+\lambda$	0	4	2	0.512	0.5
7	0	0	0	$-\lambda$	4	2	0.3	0.146
8	0	0	0	$+\lambda$	4	2	0.3	0.854
9	0	0	0	0	4	2	0.3	0.5

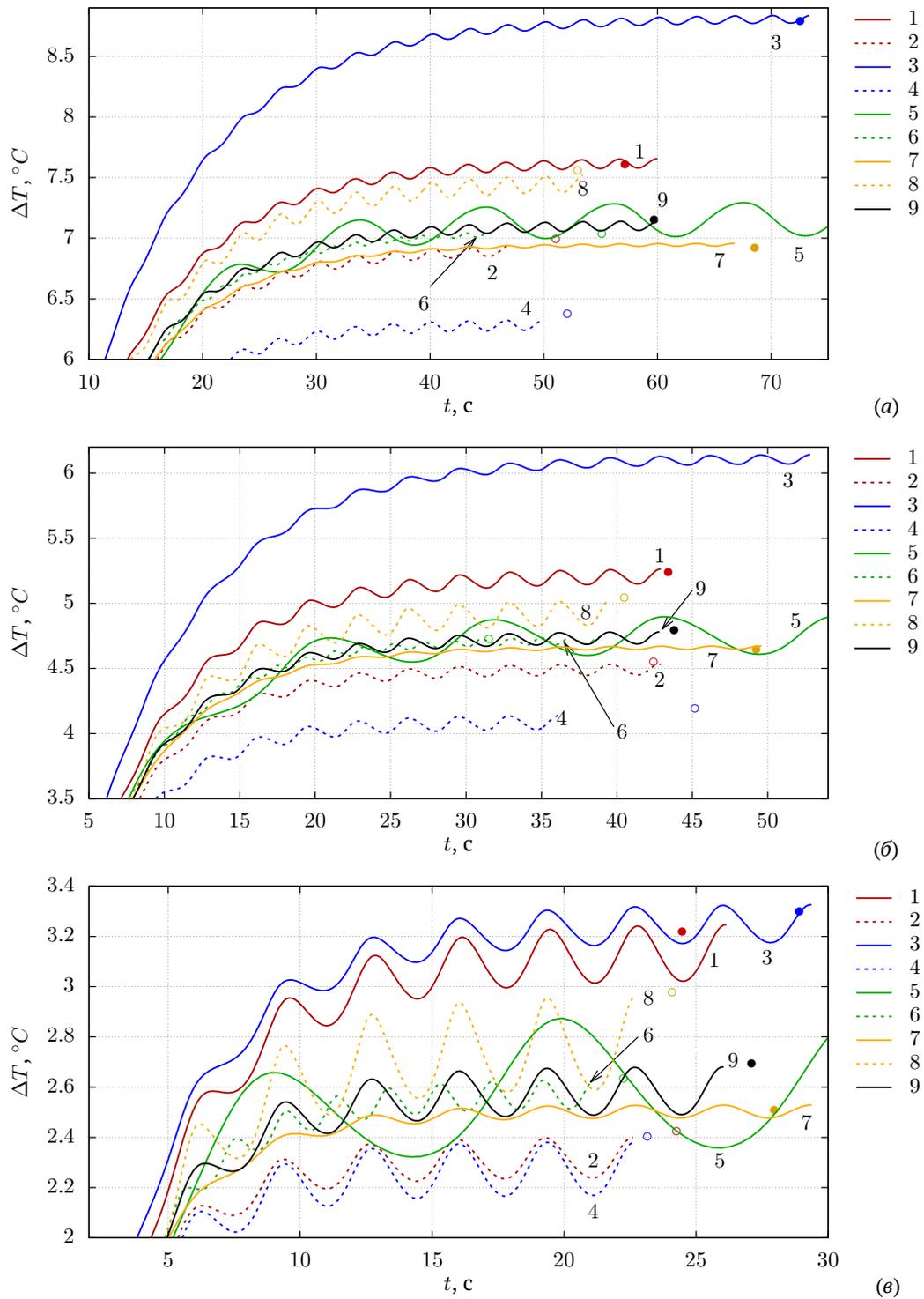


Рис. 2. Зависимость температуры ΔT от времени t для геометрии G_1 (а), G_2 (б) и G_3 (в). Номер линии соответствует строке N из табл. 2; линии – результаты моделирования; символы – аппроксимация (5); сплошные линии и диски – верхнее значение фактора; пунктирные линии и круги – нижнее значение фактора; черная сплошная линия соответствует центральной точке

Таблица 3. Коэффициенты полиномов $b_{i,m}$ (5) и относительная погрешность аппроксимации ε_r . Ведущие факторы выделены **полужирным** шрифтом

	$100 \cdot Y_1, m = 1$			$100 \cdot Y_2, m = 2$			$Y_3, m = 3$		
	G_1	G_2	G_3	G_1	G_2	G_3	G_1	G_2	G_3
$b_{0,m}$	742	500	285	10.6	12.8	24.1	62	46	27
$b_{1,m}$	-22	-24	-28	0	-1.5	-2.4	-2.2	-0.3	0
$b_{2,m}$	-85	-67	-32	1.0	1.6	2.1	-7.2	-4	-2.0
$b_{3,m}$	-9.8	-6.6	-8.5	-6.7	-7.3	-12.7	-9.4	-8.1	-6.8
$b_{4,m}$	22	14	17	5.5	7.4	13.6	-5.5	-3.1	-1.4
$b_{5,m}$	-1.0	-0.5	-0.2	-0.2	-0.2	0.29	2	-0.7	0.5
$b_{6,m}$	-0.3	1.6	1.2	0.4	1.1	1.58	0.7	-0.4	0.3
$b_{7,m}$	10	-0.9	-0.5	-0.1	-0.9	-1.0	2	0.4	-0.9
$b_{8,m}$	-0.3	-0.1	-0.4	-0.4	-0.9	-0.8	-1	1.5	-0.3
$b_{9,m}$	-2.5	0.2	-0.6	0.5	0.9	0.9	-0.5	0.1	0.9
$b_{10,m}$	-8.3	-4.7	-5.4	-3.3	-4.4	-7.1	-0.1	2.1	0.6
$b_{11,m}$	7.3	5	6.3	-0.2	0	-0.3	-2.8	-1.2	-1.3
$b_{12,m}$	21	17	7.8	-0.4	-0.4	-0.9	1.3	-0.4	-0.5
$b_{13,m}$	1.0	1.2	3	3.6	3.8	6.0	4.4	3.5	2.4
$b_{14,m}$	4.3	2.5	2.4	-0.2	0.5	0.6	0.5	-0.4	-0.5
$\varepsilon_r, \%$	0.43	11.6	6.0	0.58	14.2	8.75	0.83	8.66	6.85

Положительное значение $b_{n,m}$ означает, что увеличение соответствующих параметров ведет к росту значения функции Y_m , а отрицательное — к уменьшению. Центральная точка $x_n = 0, n = [1, 4]$ определяет среднее значение функции в виде

$$Y_m = b_{0,m} - \beta(b_{11,m} + b_{12,m} + b_{13,m} + b_{14,m}).$$

Проведем анализ данных ОЦКП, представленных в табл. 3, для температуры на радиаторе T_m :

- T_m значительно зависит от выбранной геометрии: для геометрии G_1 $b_{0,1} = 7.42$ °C; для G_2 — 5.0 °C; для G_3 — 2.85 °C;
- Ведущим линейным параметром является коэффициент теплопередачи α (максимальное значение $|b_{n,1}|, n > 0$ соответствует $|b_{2,1}|$, линии 3 и 4 на рис. 2); средняя скорость течения u_c (линии 1 и 2), частота колебаний f (линии 5 и 6) и амплитуда колебаний Δu скорости жидкости являются значимыми факторами ($|b_{n,1}| / b_{2,1} > \varepsilon, n = 1, 2, 4$). С ростом u_c, α и f температура T_m уменьшается ($b_{1,1} < 0, b_{2,1} < 0, b_{3,1} < 0$), а с ростом Δu — увеличивается ($b_{4,1} > 0$). При переходе от геометрии G_1 к G_2 и G_3 вклад амплитуды скорости u_c возрастает ($b_{1,1} \nearrow$), поскольку тепловая мощность, уносимая жидкостью через границу Γ , определяется формулой $\int_{\Gamma} c_p \rho \Delta T (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) d\Gamma$ где \mathbf{n} — нормаль к границе, а интегрирование ведется в поперечном потоку сечении. Поскольку каналы в геометрии G_2 и G_3 уже при неизменной амплитуде u_c , то на одном и том же расстоянии

от радиатора скорость жидкости будет выше и жидкость будет забирать больше тепла;

- Значимыми парными взаимодействиями являются u_c и Δu в геометрии G_1 (положительными) и f и Δu в геометриях G_1 и G_2 (отрицательными);
- Параметры u_c и α вносят положительный квадратичный вклад. Поскольку $b_{1,1}$ и $b_{2,1}$ отрицательны, а $b_{11,1}$ и $b_{12,1}$ положительны, то с увеличением u_c и α изменение функции T_m происходит с насыщением.

Для амплитуды колебаний температуры ΔT_m значимыми линейными факторами являются частота f и амплитуда колебания скорости Δu , а также их парное взаимодействие. Ведущим положительным квадратичным фактором является f . При переходе от геометрии G_1 к G_3 средняя величина ΔT_m существенно возрастает ($b_{0,2}$ меняется от 0.11 °C до 0.24 °C), а максимальное значение по матрице ОЦКП меняется от 0.3 °C до 0.7 °C.

Для времени выхода на рабочий режим τ_t значимыми линейными факторами являются коэффициент теплопередачи α , частота f и амплитуда колебания скорости Δu . При переходе от геометрии G_1 к G_2 и G_3 вклад от α и Δu становится незначительным. Частота f является значимым положительным квадратичным фактором. При переходе от геометрии G_1 к G_3 время τ_t существенно снижается от 62 с до 27 с ($b_{0,3}$).

Поскольку геометрия G_1 является вертикальным сечением трехмерной камеры охлаждения, а

геометрии G_2 и G_3 — вертикальными сечениями, то можно предположить, что в трехмерной геометрии с радиатором с одним ребром значение T_m будет лежать между значениями, полученными для G_1 и G_2 , а для радиатора с тремя ребрами — между значениями, полученными для G_1 и G_3 .

Аппроксимация (5) имеет погрешность $\varepsilon_r < 1\%$ для геометрии G_1 (табл. 3), до 14 % для геометрий G_2 и до 9 % для геометрии G_3 .

5. Заключение

В работе представлен параметрический анализ двумерной компьютерной модели камеры жидкостной системы охлаждения микрозахвата для различных геометрий радиатора при осциллирующем течении охлаждающей жидкости. Методом ОЦКП получены зависимости максимальной температуры на радиаторе, амплитуды изменения температуры на радиаторе и времени установления рабочего режима от средней скорости охлаждающей жидкости, коэффициента теплопередачи, частоты осцилляций скорости жидкости и ее амплитуды.

Получено, что в среднем геометрия G_3 по сравнению с G_2 обеспечивает лучшее охлаждение (в 1.8 раз) и меньшее время выхода на рабочий режим (в 1.7 раз), но имеет большие колебания температуры на радиаторе (в 2 раза), что может привести к преждевременному срыву удерживаемого объекта.

На основании результатов вычислительного эксперимента показано, что радиатор с одним ребром более предпочтителен для системы охлаждения микрозахвата, а радиатор с тремя ребрами можно использовать в устройствах менее чувствительных к колебаниям температуры на радиаторе.

Список литературы

- [1] Mishra M.K., Dubey V., Mishra P.M., Khan I. MEMS Technology: A Review // *Journal of Engineering Research and Reports*. 2019. Vol. 4, No. 1. Pp. 1–24.
DOI: [10.9734/jerr/2019/v4i116891](https://doi.org/10.9734/jerr/2019/v4i116891)
- [2] Convery N., Gadegaard N. 30 years of microfluidics // *Micro and Nano Engineering*. 2019. Vol. 2. Pp. 76–91.
DOI: [10.1016/j.mne.2019.01.003](https://doi.org/10.1016/j.mne.2019.01.003)
- [3] *Microfluidics Based Microsystems: Fundamentals and Applications*. Eds. by Kakaç S., Kosoy B., Li D., Pramuanjaroenkij A. Dordrecht: NATO Science for Peace and Security Series A: Chemistry and Biology. Springer. 2010. 618 p.
DOI: [10.1007/978-90-481-9029-4](https://doi.org/10.1007/978-90-481-9029-4)
- [4] Kleinstreuer C., Li J. *Microscale Cooling Devices*. In: Li, D. (eds) *Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics*. Springer, New York, NY. 2015.
DOI: [10.1007/978-1-4614-5491-5_1008](https://doi.org/10.1007/978-1-4614-5491-5_1008)
- [5] Laser D.J., Santiago J.G. A review of micropumps // *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2004. Vol. 14. Pp. R35–R64.
DOI: [10.1088/0960-1317/14/6/R01](https://doi.org/10.1088/0960-1317/14/6/R01)
- [6] Patankar S.V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor and Francis. 1980.
- [7] Cotta R.M., Knupp D.C., Naveira-Cotta C.P. *Analytical Heat and Fluid Flow in Microchannels and Microsystems*. Cham: Springer. 2016. 164 p.
- [8] Drabiniok E., Neyer A. Micro porous polymer foil for application in evaporation cooling // *Microsystem Technologies*. 2014. Vol. 20. Pp. 1913–1918.
DOI: [10.1007/s00542-013-1983-9](https://doi.org/10.1007/s00542-013-1983-9)
- [9] Koca F., Zabun M. The effect of outlet location on heat transfer performance in micro pin-fin cooling used for a CPU // *The European Physical Journal Plus*. 2021. Vol. 136. Art. no 1115.
DOI: [10.1140/epjp/s13360-021-02113-4](https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-02113-4)
- [10] Mishra A., Paul A.R., Jain A., Alam F. Design and Analysis of Synthetic Jet for Micro-channel Cooling. In: Wen, C., Yan, Y. (eds) *Advances in Heat Transfer and Thermal Engineering*. Springer, Singapore. 2021.
DOI: [10.1007/978-981-33-4765-6_55](https://doi.org/10.1007/978-981-33-4765-6_55)
- [11] Afshari F. Experimental and numerical investigation on thermoelectric coolers for comparing air-to-water to air-to-air refrigerators // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. Vol. 144. Pp. 855–868.
DOI: [10.1007/s10973-020-09500-6](https://doi.org/10.1007/s10973-020-09500-6)
- [12] Tullius J.F., Vajtai R., Bayazitoglu Y. A Review of Cooling in Microchannels // *Heat Transfer Engineering*. 2011. Vol. 32, No. 7–8. Pp. 527–541.
DOI: [10.1080/01457632.2010.506390](https://doi.org/10.1080/01457632.2010.506390)
- [13] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш. Влияние температуры на динамику течения жидкости в технических системах с жиклерами // *Труды Института механики им. П.П. Мавлютова Уфимского научного центра РАН*. 2016. Т. 11, № 1. С. 1–9.
DOI: [10.21662/uim2016.1.001](https://doi.org/10.21662/uim2016.1.001)
- [14] Nonino C., Del Giudice S., Savino S. Temperature-Dependent Viscosity and Viscous Dissipation Effects in Microchannel Flows With Uniform Wall Heat Flux // *Heat Transfer Engineering*. 2010. Vol. 31, No. 8. Pp. 682–691.
DOI: [10.1080/01457630903466670](https://doi.org/10.1080/01457630903466670)
- [15] Насибуллаев И.Ш. Аналитический анализ переключения рабочего режима в двумерной модели системы жидкостного охлаждения микрозахвата // *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. 2021. Т. 25. № 3(93). С. 120–131.
DOI: [10.54708/19926502_2021_25393120](https://doi.org/10.54708/19926502_2021_25393120)
- [16] Choi J.T., Kwon O.K., Cha D.A. A numerical study of the heat transfer and fluid flow of micro-channeled water block for computer CPU cooling // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2011. Vol. 25. Art. no. 2657.
DOI: [10.1007/s12206-011-0616-4](https://doi.org/10.1007/s12206-011-0616-4)
- [17] Chien-Yuh Yang, Chun-Ta Yeh, Wei-Chi Liu, Bing-Chwen Yang. Advanced Micro-Heat Exchangers for High Heat Flux // *Heat Transfer Engineering*. 2007. Vol. 28, No. 8–9. Pp. 788–794.
DOI: [10.1080/01457630701328676](https://doi.org/10.1080/01457630701328676)
- [18] Xu S., Hu G., Qin J., Yang Y. A numerical study of fluid flow and heat transfer in different microchannel heat sinks for electronic chip cooling // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012. Vol. 26. Pp. 1257–1263.
DOI: [10.1007/s12206-012-0209-x](https://doi.org/10.1007/s12206-012-0209-x)
- [19] Luo X., Liu S., Jiang X., Cheng T. Experimental and numerical study on a micro jet cooling solution for high power LEDs // *Science in China Series E: Technological Sciences*. 2007. Vol. 50. Pp. 478–489.
DOI: [10.1007/s11431-007-0028-y](https://doi.org/10.1007/s11431-007-0028-y)
- [20] Bose J.R., Ahammed N., Asirvatham L.G. Thermal performance of a vapor chamber for electronic cooling applications // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Vol. 31. Pp. 1995–2003.
DOI: [10.1007/s12206-017-0349-0](https://doi.org/10.1007/s12206-017-0349-0)

- [21] Hendricks T.J., Karri N.K. Micro- and Nano-Technology: A Critical Design Key in Advanced Thermoelectric Cooling Systems // *Journal of Electronic Materials*. 2009. Vol. 38, No. 7. P. 1257–1267.
DOI: [10.1007/s11664-009-0709-3](https://doi.org/10.1007/s11664-009-0709-3)
- [22] Chen L., Meng F., Sun F. Thermodynamic analyses and optimization for thermoelectric devices: The state of the arts // *Science China Technological Sciences*. 2016. Vol. 59. Pp. 442–455.
DOI: [10.1007/s11431-015-5970-5](https://doi.org/10.1007/s11431-015-5970-5)
- [23] Bar-Cohen A., Wang P. On-chip Hot Spot Remediation with Miniaturized Thermoelectric Coolers // *Microgravity Science and Technology*. 2009. Vol. 21. Pp. 351–359.
DOI: [10.1007/s12217-009-9162-4](https://doi.org/10.1007/s12217-009-9162-4)
- [24] Насибуллаев И.Ш., Даринцев О.В. Компьютерное двумерное моделирование системы жидкостного охлаждения микрозахвата // *Вычислительные технологии*. 2021. Т. 26, № 2. С. 4–20.
DOI: [10.25743/ICT.2021.26.2.002](https://doi.org/10.25743/ICT.2021.26.2.002)
- [25] Даринцев О.В., Мигранов А.Б. Капиллярный микрозахват с обратной связью. Патент на изобретение № 2261795. Опубликовано: 10.10.2005. Бюл. № 28. www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2261795&TypeFile=html
- [26] Darintsev O. Microgrippers: Principle of Operation, Construction, and Control Method // *Smart Innovation, Systems and Technologies*. 2021. Vol. 187. Pp. 25–37. Springer, Singapore.
DOI: [10.1007/978-981-15-5580-0_2](https://doi.org/10.1007/978-981-15-5580-0_2)
- [27] Bruus H. Theoretical microfluidics. Lecture notes third edition. MIC Department of Micro and Nanotechnology Technical University of Denmark. 2006. 237 p.
- [28] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш., Денисова Е.В. Динамика течения жидкости в технических системах с жиклерами // *Известия Уфимского научного центра РАН*. 2015. № 4. С. 20–25.
eLIBRARY ID: [id=25732231](https://elibrary.ru/id=25732231)
- [29] Kuzmin D., Hämäläinen J. Finite Element Methods for Computational Fluid Dynamics: A Practical Guide. Computational Science & Engineering. SIAM. 2014.
DOI: [10.1137/1.9781611973617](https://doi.org/10.1137/1.9781611973617)
- [30] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш. Течение жидкости через систему связанных элементов технического устройства типа труба–гидросопротивление–труба // *Труды Института механики им. Р.Р. Мавлютова Уфимского научного центра РАН*. 2016. Т. 11, № 2. С. 141–149.
DOI: [10.21662/uim2016.2.021](https://doi.org/10.21662/uim2016.2.021)
- [31] Chiang Ch.-Yu, Pironneau O., Sheu T., Thiriet M. Numerical Study of a 3D Eulerian Monolithic Formulation for Incompressible Fluid-Structures Systems // *Fluids*. 2017. V. 2, No. 2. P. 34–53.
DOI: [10.3390/fluids2020034](https://doi.org/10.3390/fluids2020034)
- [32] Hecht F. New development in FreeFem++ // *Journal of Numerical Mathematics*. 2012. V. 20, No. 3–4. Pp. 251–265.
DOI: [10.1515/jnum-2012-0013](https://doi.org/10.1515/jnum-2012-0013)
- [33] Насибуллаев И.Ш. Применение свободных программ FreeFem++/Gmsh и FreeCAD/CalculiX для моделирования статических задач упругости // *Многофазные системы*. 2020. Т. 15, № 3–4. С. 183–200.
DOI: [10.21662/mfs2020.3.129](https://doi.org/10.21662/mfs2020.3.129)
- [34] Sadaka G., Dutykh D. Adaptive Numerical Modeling of Tsunami Wave Generation and Propagation with FreeFem++ // *Geosciences*. 2020. Vol. 10, No. 9. Art. no. 351.
DOI: [10.3390/geosciences10090351](https://doi.org/10.3390/geosciences10090351)
- [35] Насибуллаев И.Ш. Использование свободного ПО для визуализации результатов моделирования динамических процессов // *Многофазные системы*. 2021. Т. 16, № 3–4. С. 121–143.
DOI: [10.21662/mfs2021.3.016](https://doi.org/10.21662/mfs2021.3.016)
- [36] Насибуллаев И.Ш., Даринцев О.В. Двумерная динамическая модель взаимодействия жидкости и пьезоэлектрического привода с поперечным изгибом в плоском канале // *Многофазные системы*. 2019. Т. 14, № 4. С. 220–232.
DOI: [10.21662/mfs2019.4.029](https://doi.org/10.21662/mfs2019.4.029)
- [37] Sadaka G., Rakotondrandisa A., Tournier P.-H., Luddens F., Lothodé C., Danaila I. Parallel finite-element codes for the simulation of two-dimensional and three-dimensional solid–liquid phase-change systems with natural convection // *Computer Physics Communications*. 2020. Vol. 257. P. 107492.
DOI: [10.1016/j.cpc.2020.107492](https://doi.org/10.1016/j.cpc.2020.107492)
- [38] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш. Течение жидкости через гидросопротивление с динамически изменяемой геометрией // *Труды Института механики им. Р.Р. Мавлютова УНЦ РАН*. 2017. Т. 12, № 1. С. 59–66.
DOI: [10.21662/uim2017.1.009](https://doi.org/10.21662/uim2017.1.009)
- [39] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш., Даринцев О.В. Изучение течения жидкости через деформируемый пьезоэлементом канал // *Многофазные системы*. 2018. Т. 13, № 3. С. 1–10.
DOI: [10.21662/mfs2018.3.001](https://doi.org/10.21662/mfs2018.3.001)
- [40] Cheng CH, Tseng YP. Characteristic studies of the piezoelectrically actuated micropump with check valve // *Microsystem Technologies*. 2013. Vol. 19. Pp. 1707–1715.
DOI: [10.1007/s00542-013-1857-1](https://doi.org/10.1007/s00542-013-1857-1)
- [41] Guo L., Yan W., Xu Y., Chen Y. Valveless piezoelectric micropump of parallel double chambers // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2012. Vol. 13. Pp. 771–776.
DOI: [10.1007/s12541-012-0101-8](https://doi.org/10.1007/s12541-012-0101-8)
- [42] Насибуллаев И.Ш., Насибуллаева Э.Ш., Даринцев О.В. Моделирование течения жидкости через деформируемый пьезоэлементом эластичный микроканал системы охлаждения микрозахвата // *Мехатроника, автоматизация, управление*. 2019. Т. 20, № 12. С. 740–750.
DOI: [10.17587/mau.20.740-750](https://doi.org/10.17587/mau.20.740-750)
- [43] Nasibullayev I.Sh., Darintsev O.V., Nasibullaeva E.Sh. and Bogdanov D.R. Piezoelectric Micropumps for Microrobotics: Operating Modes Simulating and Analysis of the Main Parameters of the Fluid Flow Generation // *Smart Innovation, Systems and Technologies*. 2021. V. 187. Pp. 525–536. Springer, Singapore.
DOI: [10.1007/978-981-15-5580-0_43](https://doi.org/10.1007/978-981-15-5580-0_43)
- [44] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V. Computer Axisymmetric Model of a Piezoelectric Micropump // *Journal of Engineering Science and Technology Review*. 2021. Vol. 14, No. 2. Pp. 152–164.
DOI: [10.25103/jestr.14.2.19](https://doi.org/10.25103/jestr.14.2.19)
- [45] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V. Dependence of the Piezoelectric Micropump Operating Mode on Its Geometry // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. V. 2096, No. 1. P. 012081.
DOI: [10.1088/1742-6596/2096/1/012081](https://doi.org/10.1088/1742-6596/2096/1/012081)
- [46] Насибуллаев И.Ш. Разработка компьютерной модели основного элемента агрегата дозирования топлива // *Вычислительные технологии*. 2016. Т. 21, № 26–41.
- [47] Насибуллаев И.Ш. Использование свободных программ для обработки и визуализации результатов научных исследований // *Многофазные системы*. 2021. Т. 16, № 2. С. 58–71.
DOI: [10.21662/mfs2021.2.009](https://doi.org/10.21662/mfs2021.2.009)
- [48] Ландау Л., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. М.: Наука. 1988. 736 с.
- [49] Сивухин Д.В. Общий курс физики: термодинамика и молекулярная физика. М.: Физматлит. 2006. 345 с.
- [50] ГОСТ 15527-2004. Сплавы медно-цинковые (латуни), обрабатываемые давлением.
- [51] Шляхин П.Н., Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. М.-Л.: Госэнергоиздат. 1961. 128 с.



Two-Dimensional numerical parametric modeling of the capillary microgripper cooling system with unsteady fluid flow

Nasibullayev I.Sh.

Mavlyutov Institute of Mechanics UFRC RAS, Ufa, Russia

The paper presents a parametric analysis of a 2D model of a fluid cooling system for the hot side of a Peltier element of a capillary microgripper. An unsteady flow of coolant in the cooling chamber is considered. The cooling efficiency is studied for three chamber geometries with different radiator locations: monolithic, located on the Peltier element; with one or three ribs. Mathematical models are built: fluid flow through the microgripper chamber; heating the radiator with the hot side of the Peltier element; heat transfer from the radiator to fluid and the removal of the heated fluid from the chamber. The simulation is carried out in the FreeFem++ program until the average change in the temperature of the radiator over the period of fluid oscillations reaches saturation (microgripper operating mode). Using the method of orthogonal central compositional planning, analytical dependences of response functions (maximum temperature on the radiator, amplitude of temperature change on the radiator, and time to establish the operating mode) on model factors (average coolant velocity, heat transfer coefficient, frequency and amplitude of fluid velocity oscillations) are obtained. For each considered geometry and response function, leading and insignificant factors are determined. A parametric analysis of the influence of the physical parameters of the system on the operation of the cooling system was carried out. The simulation results show that the geometry that provides a high degree of cooling and a faster exit to the operating mode (radiator with three fins) has a large amplitude of temperature fluctuations on the radiator and can be used in technical devices that are less sensitive to temperature fluctuations on the radiator. The single fin radiator geometry provides the least radiator temperature fluctuation and can be used to cool capillary microgripper.

Keywords: hydrodynamics, heat transfer, capillary microgripper, fluid cooling system, finite element method, orthogonal central composition plan

References

- [1] Mishra M.K., Dubey V., Mishra P.M., Khan I. MEMS Technology: A Review. *Journal of Engineering Research and Reports*. 2019. Vol. 4, No. 1. Pp. 1-24.
DOI: 10.9734/jerr/2019/v4i116891
- [2] Convery N., Gadegaard N. 30 years of microfluidics. *Micro and Nano Engineering*. 2019. Vol. 2. Pp. 76-91.
DOI: 10.1016/j.mne.2019.01.003
- [3] *Microfluidics Based Microsystems: Fundamentals and Applications*. Eds. by Kakaç S., Kosoy B., Li D., Pramuanjaroenkij A. Dordrecht: NATO Science for Peace and Security Series A: Chemistry and Biology. Springer. 2010. 618 p.
DOI: 10.1007/978-90-481-9029-4
- [4] Kleinstreuer C., Li J. *Microscale Cooling Devices*. In: Li, D. (eds) *Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics*. Springer, New York, NY. 2015.
DOI: 10.1007/978-1-4614-5491-5_1008
- [5] Laser D.J., Santiago J.G. A review of micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2004. Vol. 14. Pp. R35-R64.
DOI: 10.1088/0960-1317/14/6/R01
- [6] Patankar S.V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor and Francis. 1980.
- [7] Cotta R.M., Knupp D.C., Naveira-Cotta C.P. *Analytical Heat and Fluid Flow in Microchannels and Microsystems*. Cham: Springer. 2016. 164 p.
DOI: 10.1007/978-3-319-23312-3
- [8] Drabiniok E., Neyer A. Micro porous polymer foil for application in evaporation cooling. *Microsystem Technologies*. 2014. Vol. 20. Pp. 1913-1918.
DOI: 10.1007/s00542-013-1983-9
- [9] Koca F., Zabun M. The effect of outlet location on heat transfer performance in micro pin-fin cooling used for a CPU. *The European Physical Journal Plus*. 2021. Vol. 136. Art. no 1115.
DOI: 10.1140/epjp/s13360-021-02113-4

- [10] Mishra A., Paul A.R., Jain A., Alam F. Design and Analysis of Synthetic Jet for Micro-channel Cooling. In: Wen, C., Yan, Y. (eds) *Advances in Heat Transfer and Thermal Engineering*. Springer, Singapore. 2021. DOI: [10.1007/978-981-33-4765-6_55](https://doi.org/10.1007/978-981-33-4765-6_55)
- [11] Afshari F. Experimental and numerical investigation on thermoelectric coolers for comparing air-to-water to air-to-air refrigerators. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. Vol. 144. Pp. 855–868. DOI: [10.1007/s10973-020-09500-6](https://doi.org/10.1007/s10973-020-09500-6)
- [12] Tullius J.F., Vajtai R., Bayazitoglu Y. A Review of Cooling in Microchannels. *Heat Transfer Engineering*. 2011. Vol. 32, No. 7–8. Pp. 527–541. DOI: [10.1080/01457632.2010.506390](https://doi.org/10.1080/01457632.2010.506390)
- [13] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh. [The effect of temperature on the fluid flow dynamics in technical systems with jets]. *Transactions of the Institute of Mechanics named after R.R. Mavlyutov, Ufa Scientific Center, Russian Academy of Sciences* [Trudy Instituta mehaniki im. R.R. Mavlyutova], Ufimskiy Nauchnyi Centr RAN]. 2016. V. 11, No. 1. P. 1–9 (In Russian). DOI: [10.21662/uim2016.1.001](https://doi.org/10.21662/uim2016.1.001)
- [14] Nonino C., Del Giudice S., Savino S. Temperature-Dependent Viscosity and Viscous Dissipation Effects in Microchannel Flows With Uniform Wall Heat Flux. *Heat Transfer Engineering*. 2010. Vol. 31, No. 8. Pp. 682–691. DOI: [10.1080/01457630903466670](https://doi.org/10.1080/01457630903466670)
- [15] Nasibullayev I.Sh. [Analytical analysis of operating mode switching in a 2D model of a fluid cooling system of the micro-gripper] *Analiticheskiy analiz pereklyucheniya rabocheho rezhima v dvumernoy modeli sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya mikrozhakhvata*. *Vestnik USATU [Vestnik UGATU]*. 2021. Vol. 25, N. 3 (93). Pp. 120–131 (in Russian). DOI: [10.54708/19926502_2021_25393120](https://doi.org/10.54708/19926502_2021_25393120)
- [16] Choi J.T., Kwon O.K., Cha D.A. A numerical study of the heat transfer and fluid flow of micro-channeled water block for computer CPU cooling. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2011. Vol. 25. Art. no. 2657. DOI: [10.1007/s12206-011-0616-4](https://doi.org/10.1007/s12206-011-0616-4)
- [17] Chien-Yuh Yang, Chun-Ta Yeh, Wei-Chi Liu, Bing-Chwen Yang. Advanced Micro-Heat Exchangers for High Heat Flux. *Heat Transfer Engineering*. 2007. Vol. 28, No. 8–9. Pp. 788–794. DOI: [10.1080/01457630701528676](https://doi.org/10.1080/01457630701528676)
- [18] Xu S., Hu G., Qin J., Yang Y. A numerical study of fluid flow and heat transfer in different microchannel heat sinks for electronic chip cooling. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012. Vol. 26. Pp. 1257–1263. DOI: [10.1007/s12206-012-0209-x](https://doi.org/10.1007/s12206-012-0209-x)
- [19] Luo X., Liu S., Jiang X., Cheng T. Experimental and numerical study on a micro jet cooling solution for high power LEDs. *Science in China Series E: Technological Sciences*. 2007. Vol. 50. Pp. 478–489. DOI: [10.1007/s11431-007-0028-y](https://doi.org/10.1007/s11431-007-0028-y)
- [20] Bose J.R., Ahammed N., Asirvatham L.G. Thermal performance of a vapor chamber for electronic cooling applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Vol. 31. Pp. 1995–2003. DOI: [10.1007/s12206-017-0349-0](https://doi.org/10.1007/s12206-017-0349-0)
- [21] Hendricks T.J., Karri N.K. Micro- and Nano-Technology: A Critical Design Key in Advanced Thermoelectric Cooling Systems. *Journal of Electronic Materials*. 2009. Vol. 38, N. 7. P. 1257–1267. DOI: [10.1007/s11664-009-0709-3](https://doi.org/10.1007/s11664-009-0709-3)
- [22] Chen L., Meng F., Sun F. Thermodynamic analyses and optimization for thermoelectric devices: The state of the arts. *Science China Technological Sciences*. 2016. Vol. 59. Pp. 442–455. DOI: [10.1007/s11431-015-5970-5](https://doi.org/10.1007/s11431-015-5970-5)
- [23] Bar-Cohen A., Wang P. On-chip Hot Spot Remediation with Miniaturized Thermoelectric Coolers. *Microgravity Science and Technology*. 2009. Vol. 21. Pp. 351–359. DOI: [10.1007/s12217-009-9162-4](https://doi.org/10.1007/s12217-009-9162-4)
- [24] Nasibullayev I.Sh., Darintsev O.V. [Computer 2D modelling of a micro-grip fluid cooling system]. *Vychislitel'nyye tekhnologii* [Computational technologies]. 2021. V. 26. No. 2. Pp. 4–20 (in Russian). DOI: [10.25743/ICT.2021.26.2.002](https://doi.org/10.25743/ICT.2021.26.2.002)
- [25] Darintsev O.V., Migranov A.B. [Capillary micro-grip with feedback] *Capilarnyi microzavhat s obratnoi svazju*. Patent RF No. 2261795 RU, [Published] Opublikovano 10.10.2005. Byul. N. 28 (in Russian). https://www1.fips.ru/register-doc-view/fips_servLet?DB=RUPAT&DocNumber=2261795&TypeFile=html
- [26] Darintsev O. Microgrippers: Principle of Operation, Construction, and Control Method. *Smart Innovation, Systems and Technologies*. 2021. Vol. 187. Pp. 25–37. Springer, Singapore. DOI: [10.1007/978-981-15-5580-0_2](https://doi.org/10.1007/978-981-15-5580-0_2)
- [27] Bruus H. Theoretical microfluidics. Lecture notes third edition. MIC Department of Micro and Nanotechnology Technical University of Denmark. 2006. 237 p.
- [28] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Denisova E.V. [Dynamics of fluid flow in technical systems with jets] *Dinamika tekhnicheskikh zhidkosti v tekhnicheskikh sistemakh s zhiklerami*. *Bulletin of the Ufa Scientific Center of the Russian Academy of Sciences* [Izvestiya Ufimskogo Nauchnogo Centra RAN]. 2015. No. 4. Pp. 20–25 (In Russian). eLIBRARY ID: 25732231
- [29] Kuzmin D., Hämäläinen J. Finite Element Methods for Computational Fluid Dynamics: A Practical Guide. *Computational Science & Engineering*. SIAM. 2014. DOI: [10.1137/1.9781611973617](https://doi.org/10.1137/1.9781611973617)
- [30] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh. [The fluid flow through the related element system of technical device such as pipe–hydraulic resistance–pipe] *Technicheskoye ustroystvo tipa trubagidrosoprotivleniye–truba*. *Transactions of the Institute of Mechanics named after R.R. Mavlyutov, Ufa Scientific Center, Russian Academy of Sciences* [Trudy Instituta mehaniki im. R.R. Mavlyutova], Ufimskiy Nauchnyi Centr RAN]. 2016. V. 11, No. 2. Pp. 141–149 (In Russian). DOI: [10.21662/uim2016.2.021](https://doi.org/10.21662/uim2016.2.021)
- [31] Chiang Ch.-Yu, Pironneau O., Sheu T., Thiriet M. Numerical Study of a 3D Eulerian Monolithic Formulation for Incompressible Fluid-Structures Systems. *Fluids*. 2017. V. 2, No. 2. P. 34–53. DOI: [10.3390/fluids2020034](https://doi.org/10.3390/fluids2020034)
- [32] Hecht F. New development in FreeFem++ // *Journal of Numerical Mathematics*. 2012. V. 20, No. 3–4. Pp. 251–265. DOI: [10.1515/jnum-2012-0013](https://doi.org/10.1515/jnum-2012-0013)
- [33] Nasibullayev I.Sh. [Application of free software FreeFem++/Gmsh and FreeCAD/CalculiX for simulation of static elasticity problems] *Primeneniye svobodnykh programm FreeFem++/Gmsh i FreeCAD/CalculiX dlya modelirovaniya staticheskikh strukturnykh zadach*. *Multiphase Systems [Mnogofaznyye sistemy]*. 2020. V. 15, No. 3–4. Pp. 183–200 (In Russian). DOI: [10.21662/mfs2020.3.129](https://doi.org/10.21662/mfs2020.3.129)
- [34] Sadaka G., Ditykh D. Adaptive Numerical Modeling of Tsunami Wave Generation and Propagation with FreeFem++. *Geosciences*. 2020. Vol. 10, No. 9. Art. no. 351. DOI: [10.3390/geosciences10090351](https://doi.org/10.3390/geosciences10090351)
- [35] Nasibullayev I.Sh. [Application of free software to visualize the results of simulation of dynamic processes] *Ispol'zovaniye svobodnogo PO dlya vizualizatsii rezul'tatov modelirovaniya dinamicheskikh protsessov*. *Multiphase Systems [Mnogofaznyye sistemy]*. 2021. V. 16, No. 3–4. Pp. 121–143 (In Russian). DOI: [10.21662/mfs2021.3.016](https://doi.org/10.21662/mfs2021.3.016)
- [36] Nasibullayev I.Sh., Darintsev O.V. [Two-dimensional dynamic model of the interaction of a fluid and a piezoelectric bending actuator in a plane channel] *Dvumernaya dinamicheskaya model' vzaimodeystviya zhidkosti i p'yezoelektricheskogo privoda s poperechnym izgibom v ploskom kanale*. *Multiphase Systems [Mnogofaznyye sistemy]*. 2019. V. 14, No. 4. Pp. 220–232 (In Russian). DOI: [10.21662/mfs2019.4.029](https://doi.org/10.21662/mfs2019.4.029)

- [37] Sadaka G., Rakotondrandisa A., Tournier P.-H., Luddens F., Lothodé C., Danaila I. Parallel finite-element codes for the simulation of two-dimensional and three-dimensional solid–liquid phase-change systems with natural convection. *Computer Physics Communications*. 2020. Vol. 257. P. 107492. DOI: [10.1016/j.cpc.2020.107492](https://doi.org/10.1016/j.cpc.2020.107492)
- [38] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh. [Fluid flow through the hydraulic resistance with a dynamically variable geometry] *Techeniye zhidkosti cherez gidrosoprotivleniye s dinamicheski izmenyayemoy geometriyey. Transactions of the Institute of Mechanics named after R.R. Mavlyutov, Ufa Scientific Center, Russian Academy of Sciences* [Trudy Instituta mehaniki im. R.R. Mavlyutova], Ufimskiy Nauchnyi Centr RAN]. 2017. V. 12, No. 1. Pp. 59–66 (In Russian). DOI: [10.21662/uim2017.1.009](https://doi.org/10.21662/uim2017.1.009)
- [39] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V. [Study of fluid flow through a channel deformed by piezoelement] *Izucheniye techeniya zhidkosti cherez deformiruyemyy p'yezoelementom kanal. Mnogofaznyye sistemy* [Multiphase Systems]. 2018. V. 13, No. 3. Pp. 1–10 (In Russian). DOI: [10.21662/mfs2018.3.001](https://doi.org/10.21662/mfs2018.3.001)
- [40] Cheng CH, Tseng YP. Characteristic studies of the piezoelectrically actuated micropump with check valve. *Microsystem Technologies*. 2013. Vol. 19. Pp. 1707–1715. DOI: [10.1007/s00542-013-1857-1](https://doi.org/10.1007/s00542-013-1857-1)
- [41] Guo L., Yan W., Xu, Y., Chen Y. Valveless piezoelectric micropump of parallel double chambers. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2012. Vol. 13. Pp. 771–776. DOI: [10.1007/s12541-012-0101-8](https://doi.org/10.1007/s12541-012-0101-8)
- [42] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V., [Simulation of fluid flow through a elastic microchannel deformed by a piezoelement in microgrip cooling systems] *Modelirovaniye techeniya zhidkosti cherez deformiruyemyy p'yezoelementom elastichnyy mikrokanal sistemy okhlazhdeniye mikrozakhvata. Mechatronics, automation, control* [Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie]. 2019. V. 20, No. 12. Pp. 740–750 (In Russian). DOI: [10.17587/mau.20.740-750](https://doi.org/10.17587/mau.20.740-750)
- [43] Nasibullayev I.Sh., Darintsev O.V., Nasibullaeva E.Sh. and Bogdanov D.R. Piezoelectric Micropumps for Microrobotics: Operating Modes Simulating and Analysis of the Main Parameters of the Fluid Flow Generation. *Smart Innovation, Systems and Technologies*. 2021. V. 187. Pp. 525–536. Springer, Singapore. DOI: [10.1007/978-981-15-5580-0_43](https://doi.org/10.1007/978-981-15-5580-0_43)
- [44] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V. Computer Axisymmetric Model of a Piezoelectric Micropump. *Journal of Engineering Science and Technology Review*. 2021. Vol. 14, No. 2. Pp. 152–164. DOI: [10.25103/jestr.14.2.19](https://doi.org/10.25103/jestr.14.2.19)
- [45] Nasibullayev I.Sh., Nasibullaeva E.Sh., Darintsev O.V. Dependence of the Piezoelectric Micropump Operating Mode on Its Geometry. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. V. 2096, No. 1. P. 012081. DOI: [10.1088/1742-6596/2096/1/012081](https://doi.org/10.1088/1742-6596/2096/1/012081)
- [46] Nasibullayev I.Sh. [The development of a computer model for the main element of the fuel metering unit] *Razrabotka kompyuternoy modeli osnovnogo elementa agregata dozirovaniya topliva. Vychislitelnye tehnologii* [Computational Technologies]. 2016. V. 21, No. 2. Pp. 26–41. (In Russian). eLIBRARY ID: 28886942
- [47] Nasibullayev I.Sh. [Application of free software for processing and visualization of scientific research results] *Ispol'zovaniye svobodnykh programm dlya obrabotki i vizualizatsii rezul'tatov nauchnykh issledovaniy. Multiphase Systems* [Mnogofaznyye sistemy]. 2021. V. 16, No 2. Pp. 58–71 (In Russian). DOI: [10.21662/mfs2021.2.009](https://doi.org/10.21662/mfs2021.2.009)
- [48] Landau L.D., Lifshitz E.M. [Theoretical physics. V. 6. Fluid Mechanics. M.: Nauka] *Teoreticheskaya fizika. T. 6. Gidrodinamika. M.: Nauka*. 1988. 736 p. (In Russian).
- [49] Sivukhin D.V. [General course of physics. V. I. Mechanics. M.: Science] *Obshchiy kurs fiziki. M.: Nauka. 1979. T. I. Mekhanika. 1979. 520 p. (In Russian)*
- [50] GOST 15527-2004. Alloys copper-zinc (brass), processed by pressure.
- [51] Shlyakhin P.N., Bershadsky M.L. [Brief guide to steam turbine installations] *Kratkiy spravochnik po paroturbinnyim ustanovkam. M.-L.: Gosenergoizdat. 1961. 128 p.*