

УДК 62-712.2

Оптимальная конструкция и численный анализ системы быстрого предварительного охлаждения

К.-С. Лю¹, Ч.-А. Ай^{1*}, С.-Ж. Ван¹, С.-Ф. Цай¹, Ю. Ван²

¹*Сианьский исследовательский институт высоких технологий,
Сиань, Китайская Народная Республика*

²*Национальный университет оборонных технологий, Чанши,
Китайская Народная Республика*

E-mail: professor_0926@163.com

На базе компактной конструкции теплообменника для сверхзвукового аэрокосмического двигателя разработана система быстрого предварительного охлаждения и выполнено моделирование ее работы с целью определения эффективности на значительном удалении от земли. Для этого, во-первых, согласно известному диапазону параметров с помощью генетического алгоритма для нахождения минимума целевого числа диссипации энтранса-функции разработана плоская ребристо-трубчатая система быстрого предварительного охлаждения с оптимальными параметрами. Во-вторых, введен коэффициент вязкости шероховатости в улучшенный метод конечного объема, благодаря чему становится очевиден эффект быстрого повышения теплопередачи. Ребристая конструкция может увеличить эффективность теплообмена блока теплообменника на 46,5 %. Наконец, на базе этого устройства разработана система быстрого предварительного охлаждения. Результаты моделирования по определению эффективности ее работы показали, что средняя температура горячего воздуха, протекающего с высокой скоростью через систему быстрого предварительного охлаждения, уменьшилась на 735 К менее чем за 1,5 мс. Таким образом, достигнута цель быстрого повышения теплообмена. В работе также исследуется влияние различных скоростей горячего воздуха и охлаждающей жидкости на систему быстрого предварительного охлаждения и изучается влияние масштабного эффекта на характеристики теплопередачи.

Ключевые слова: система быстрого предварительного охлаждения, коэффициент теплообмена, шероховатость стенки, число диссипации энтранса.

Введение

С развитием науки и техники все больше внимания уделяется освоению и использованию космического пространства. Спрос на гиперзвуковые космические аппараты выходит на первое место. Такие космические аппараты используются в настоящее время не только для мирных, но и для военных целей. В последнем случае они относятся к обычному стратегическому вооружению и носят как сдерживающий, так и наступательный характер. Это вооружение будет играть решающую роль в случае космической войны. Гиперзвуковые космические аппараты действуют в реальном времени, обладают высокой точностью удара и лучшей способностью проникновения, чем может обеспечить известная технология Стелс [1]. Повышение энергетики является наиболее важной задачей при разработке гиперзвуковых аэрокосмических средств. В связи с этим

Соединенные Штаты и другие авиационные державы проводят большую исследовательскую работу по созданию сверхзвуковых аэрокосмических средств. Однако маловероятно, что из-за сложной технологии и общей низкой технической зрелости средств горизонтального взлета и посадки, проектная программа будет разработана за короткое время. Увеличение энергетики гиперзвукового аэрокосмического аппарата представляется сегодня особо актуальным. Основное направление работ по этой тематике — исследование проблемы предварительного охлаждения. Так называемая технология предварительного охлаждения заключается в том, что высокотемпературный воздух, поступающий в воздушный турбинный двигатель, охлаждается до температуры, при которой этот двигатель может нормально работать. В настоящее время после долгих исследований разработано несколько схем предварительного охлаждения, таких как система MIPCC в США, ATREX — в Японии, SABER — в Великобритании и т.д. [2–4]. Использование систем предварительного охлаждения значительно повышает эффективность двигателя, однако их разработка достаточно трудна. Наиболее сложной задачей при создании высокоэффективного компактного микроканального теплообменника является максимальное снижение его веса (см. рис. 1). Благодаря использованию микротрубок коэффициент конвективной теплопередачи этого теплообменника значительно выше, чем у других устройств. При миниатюризации масштаба свойства потока жидкости и теплопередача в микроканале изменяются по сравнению с обычным масштабом, что имеет важное практическое и научное значение [5].

В работе [6] проводились эксперименты по вынужденному турбулентному течению и конвективной теплопередаче и впервые была использована вода в качестве рабочей жидкости для прямоугольного канала размером $2,54 \times 63,5$ мм с гидравлическим диаметром 4,88 мм. Результаты показали, что в диапазоне чисел Рейнольдса от 10^4 до 10^5 , коэффициент теплопередачи имеет значение на 30–50 % ниже расчетного, полученного по формуле Сейдера–Тейта. Концепция микромасштабного теплообмена впервые была предложена Такерманом в начале 80-х годов прошлого века [7] в применении к проблеме рассеивания тепла микроэлектронных чипов, она быстро привлекла внимание исследователей в различных областях. Авторами [8] была предложена теоретическая модель для расчета коэффициентов сопротивления трения и теплопередачи для прямоугольных каналов. В работе [9] проводились эксперименты в прямоугольном канале с гидродинамическим диаметром 1,7 мм для проверки теоретической модели Хванга. Результаты показали, что измеренная температура стенки оказалась ниже прогнозируемого значения, а падение давления — намного выше. Авторы работы [10] провели серию экспериментальных исследований по течению и теплообмену жидкостей и газов в микроканалах. Коэффициент трения рассчитывался по экспериментальным данным как произведение коэффициента трения и числа Рейнольдса. В работе [11] изучалось влияние размера трубы на микромасштабный поток и теплообмен. Считалось, что из-за большого отношения площади к объему микроканалов, факторы, влияющие на поверхностные условия, оказывали также влияние на микромасштабное течение и теплообмен. При этом поверхностная шероховатость, вероятно, явилась причиной перехода ламинарного потока в турбулентный. Такие факторы, как вязкая сила, форма поверхности трубы и осевая теплопроводность стенки трубы, могут способствовать формированию различий в характеристиках течения и теплообмена в микротрубках и трубках обычного размера.

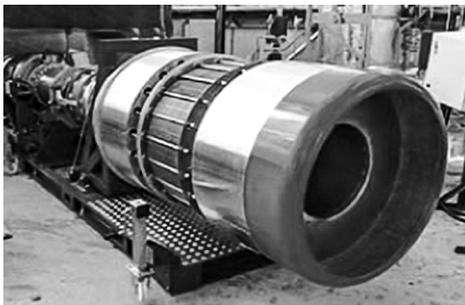


Рис. 1. Испытательное устройство для высокоэффективных компактных микротрубчатых теплообменников.

В работе [12] исследовались двухфазные режимы течения в микро- и миниканалах. Были проанализированы факторы, влияющие на границы двухфазных режимов в каналах, такие как параметры входного участка, свойства жидкости, геометрия и размеры канала. Однако результаты расследования были не всегда однозначными, они содержали противоречия и имели разные интерпретации. Для вычисления полей скоростей потоков в микроканалах с высоким разрешением авторы [13] разработали корреляционный алгоритм, который дал дополнительную информацию о структуре микропотоков и значительно увеличил точность измерения поля скорости потока. В работе [14] исследовались характеристики теплообмена и потока многопортовой микроканальной трубки с осевой зазубренной ребристой структурой. Было обнаружено, что число Нуссельта увеличивается с возрастанием числа и толщины ребер, независимо от расстояния между ними. Объединив эксперименты и вычисления, авторы работы [15] исследовали смешанный поток и вынужденный конвективный теплообмен в змеевидном микроканале. Результаты показали, что рост вторичного вихревого потока способствует смешиванию жидкости в змеевидном микроканале и приводит к усилению теплообмена. Таким образом, змеевидный микроканал может повысить теплообмен по сравнению с прямым микроканалом для всех чисел Дина. В настоящее время изучение течения и теплообмена в микроканале все еще находится в начальной стадии. Что касается исследования механизма теплообмена, то общепризнано, что микромасштабирование может сделать пограничный слой более тонким, что выгодно для повышения теплопередачи. Но конкретные факторы и определение масштаба по-прежнему неубедительны.

Чтобы проверить применимость классического коэффициента трения и коэффициента теплопередачи в микроканальных теплообменниках, авторы [16] выбрали для эксперимента микроканальные теплообменники JMNX. Результаты показали, что микрокомпактная структура может обеспечить высокую теплоотдачу, очевидно, за счет уменьшения объема теплообменника. Однако следует учитывать, что существующая формула теплообмена в микроканале и формула коэффициента трения применимы только к микроканалам диаметром более 0,3 мм. Для микроканалов в системе быстрого предварительного охлаждения число Кнудсена варьировалось от 10^{-4} до 10^{-3} , т.е. имело место предположение о сплошности газа [17]. В дальнейшем на основе концепции униполярной траектории британской компанией Reaction Engines Limited (REL) был разработан самолет Skylon. Он продемонстрировал хорошие общие характеристики благодаря использованию новейшего двигателя SABER с комбинированным циклом предварительного охлаждения в качестве своего силового агрегата [18]. Трубка из сплава Inconel 718, применяемая в предварительном охладителе, имела диаметр 0,88 мм и толщину стенки 40 мкм, которая успешно обеспечивала равномерный изгиб и гладкий срез. При числе Маха 5,0 предварительный охладитель с максимальной мощностью около 400 МВт охлаждал входящий поток с расходом 400 кг/с от 1000 °С до 140 °С за одну сотую долю секунды [19]. Канал модуля системы предварительного охлаждения может поддерживать 100-процентную относительную влажность и постоянное падение давления в течение 8 минут, что соответствует требованиям, предъявляемым к системному индексу процесса, чтобы аппарат мог взлететь на орбиту за 4 минуты [3]. Следовательно, необходимо уделить основное внимание изучению однофазного потока газа в микроканалах при низком числе Кнудсена и обратить внимание на наличие большого значения отношения площади поверхности к объему микроканалов и на особенности поверхностного влияния стенок микроканала, чтобы модифицировать существующую теорию.

В настоящей статье авторы исследуют компактный теплообменник с возможностью быстрого и эффективного теплообмена. С этой целью используются следующие процедуры. Во-первых, принимая в качестве целевой функции число диссипации энтранса, исследуется оптимальная конструкция блока ребристо-трубчатой системы быстрого предварительного охлаждения с применением генетического алгоритма. Затем из уравнений Навье–Стокса в улучшенный метод конечных объемов вводится коэффициент вязкости

шероховатости. Кроме того, эффект быстрого повышения теплопередачи исследуется путем численных расчетов в предположении непрерывности среды однофазного течения жидкости в микроканальном масштабе. Наконец, разрабатывается система быстрого предварительного охлаждения для исследования возможности теплопередачи на большой высоте.

1. Теоретическая модель

1.1. Модель расчета шероховатости поверхности

При уменьшении гидравлического диаметра микроканала до того же уровня, что и характерный масштаб вихря, влияние площади поперечного сечения микроканала и шероховатости на характеристики потока и теплообмена увеличивается. Критическое число Рейнольдса в этом случае уменьшается, а форма поля течения может измениться [20]. Авторами работы [21] было доказано, что возмущающее воздействие шероховатости поверхности на течение становится более существенным, и влияние эффекта теплопередачи в экспериментах возрастает при малом гидравлическом диаметре в случае турбулентного течения в микротрубке.

На основе модифицированной теории коэффициента вязкости Меркле коэффициент турбулентной вязкости шероховатости μ_R вводится в соответствии с определением коэффициента вязкости турбулентности. В этом случае влияние шероховатости поверхности на турбулентный поток рассматривается с учетом коэффициента турбулентной вязкости. Влияние коэффициента вязкости шероховатости μ_R должно быть пропорционально числу Рейнольдса турбулентности, которое больше вблизи стенки и меньше на расстоянии от нее, тогда

$$\frac{\mu_R}{\mu} = C \operatorname{Re}_\delta \frac{r}{\delta} \left[1 - \exp\left(-\frac{\operatorname{Re}_\delta}{\operatorname{Re}} \cdot \frac{r}{\delta}\right) \right]^2, \quad (1)$$

где δ — шероховатость внутренней поверхности оребренного микроканала теплообменника (т.е. высота элемента микрошероховатости), $\operatorname{Re}_\delta = U_\delta \delta / \nu$ — число Рейнольдса шероховатости, $U_\delta = (\partial u / \partial n) \delta$ — скорость жидкости на высоте элемента шероховатости, C — эмпирическая постоянная, определяемая уравнением

$$C = 0,1306 \left(\frac{D_h}{2\delta} \right)^{0,3693} \exp \left[\operatorname{Re} \left(6 \cdot 10^{-5} \frac{D_h}{2\delta} - 0,0029 \right) \right]. \quad (2)$$

Число Нуссельта конвективного теплообмена может быть рассчитано следующим образом:

$$\operatorname{Nu} = \frac{c_p m D_h (T_{f, \text{in}} - T_{f, \text{out}})}{k_f A (T_w - T_f)}, \quad (3)$$

где T_f и T_w — средние температуры жидкости и стенок соответственно, A — площадь поверхности ребер теплообменника.

Размещение трубок теплообменника может быть более тесным или разреженным. Поток между трубок, расположенных в шахматном порядке, возмущается интенсивнее и имеет лучший эффект теплоотдачи, чем при прохождении канала с иным расположением трубок. Исходя из этого, будем рассматривать теплообменные характеристики трубчато-ребристой системы быстрого предварительного охлаждения только с шахматным расположением. Коэффициент теплопередачи трубчато-ребристого теплообменника рассчитывается как

$$h = 0,45 \left(\frac{D_r \cdot m_{\max}}{\mu} \right)^{0,625} \left(\frac{A}{A^*} \right)^{-0,375} \left(\frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \frac{\kappa}{D_h}, \quad (4)$$

где A^* — площадь внешней поверхности гладкой трубы теплообменника, κ — коэффициент теплопроводности воздуха.

В случае несжимаемости жидкости считается, что плотность постоянна или является функцией температуры (или концентрации вещества). Влияние изменений плотности на силы инерции пренебрежимо мало. Исходя из свойств плавучести, можно применить уравнение непрерывности для несжимаемой жидкости:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0, \\ \rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i, \\ \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_k \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) + \phi_{\text{incomp}}. \end{cases} \quad (5)$$

Согласно второму закону термодинамики, в тепловом уравнении скорость вязкой диссипации ϕ всегда положительна. Это показывает, что переход от механической энергии к внутренней является необратимым процессом. Для однородных ньютоновских жидкостей скорость вязкой диссипации $\phi = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)^2$, ϕ_{incomp} — несжимаемый предел ϕ , u_k — соответствующая составляющая скорости (u, v, w), κ — коэффициент теплопроводности, g_i — ускорение силы тяжести.

1.2. Число диссипации энтранса

В соответствии с теорией диссипации энтранса вводится его функция [22]:

$$E = E_{\text{inlet}} - E_{\text{outlet}}. \quad (6)$$

Для однофазной однородной жидкости факторы, вызывающие диссипацию энтранса, включают в себя конечную разность температур и сопротивление течению. Диссипация энтранса описывается выражениями

$$E_T = \frac{1}{2} m c_p (T_{\text{in}}^2 - T_{\text{out}}^2), \quad (7)$$

$$E_P = \frac{m \Delta P}{\rho} \cdot \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{\ln T_{\text{in}} - \ln T_{\text{out}}}. \quad (8)$$

Тогда функцию диссипации энтранса можно записать в виде

$$E = E_T + E_P = \frac{1}{2} m c_p (T_{\text{in}}^2 - T_{\text{out}}^2) + \frac{m \Delta P}{\rho} \cdot \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{\ln T_{\text{in}} - \ln T_{\text{out}}}, \quad (9)$$

где жидкость полагается несжимаемой, а ΔP — падение давления, вызванное течением. Приводя функцию диссипации энтранса к безразмерному виду, получим

$$E^* = \frac{E}{Q(T_2 - T_1)}, \quad (10)$$

где Q — фактическая передача тепла, T_1 и T_2 — входная температура холодной и горячей жидкости соответственно, таким образом $E^* < 1$. Используя затем минимальное число

диссипации энтранса как целевую функцию, применим для решения проблемы оптимизации генетический алгоритм. В этом случае используется метод оптимизации конструкции для минимального числа диссипации энтранса. Принимая число диссипации энтранса в качестве критерия оценки производительности теплообменника, можно исключить «энтропийный парадокс» числа энтропии и брать его за основу для оценки общей производительности теплообменников с различными структурами течения [23].

2. Оптимизационное проектирование и анализ методом моделирования блока быстрого предварительного охлаждения

2.1. Параметрическое оптимизационное проектирование блока быстрого предварительного охлаждения

В настоящей статье, конструкция блока теплообменника определялась параметрически с учетом требований фактической эффективности теплообмена и степени охлаждения горячего воздуха. Затем был проведен оптимизационный анализ двух орбренных многорядных ступенчатых блоков быстрого предварительного охлаждения с двумя теплообменными трубками в каждом ряду. Основные параметры блока быстрого предварительного охлаждения приведены в табл. 1.

Приняв число диссипации энтранса в качестве целевой функции прерывания, получаем семь проектных переменных: внутренний диаметр теплообменной трубки d_1 , толщина стенки теплообменника l_0 , расстояние между центрами соседних теплопередающих трубок в одном слое s_1 , расстояние между центрами соседних теплопередающих трубок в соседнем слое s_2 , расстояние между ребрами l_1 , толщина ребра l_2 , выбранное число рядов трубок n . Значения этих параметров показаны в табл. 2. Внешний диаметр теплообменной трубки $d_2 = d_1 + 2l_0$, n — целое число. Исходные значения параметров целевого блока теплообменника приведены в табл. 3.

Механизм работы генетического алгоритма [24] аналогичен процессу естественного отбора в природе и применяется для решения задач оптимизации и моделирования путем случайного подбора, комбинирования и вариации искомым параметров. Суть метода заключается в моделировании некоторого процесса, в котором в результате «скрещивания» и «мутации» параметров производится «естественный отбор», т.е. минимизируется

Таблица 1

Основные параметры блока быстрого предварительного охлаждения

Параметр	Величина
Входная скорость горячего воздуха v , м/с	60
Входная температура горячего воздуха T_f , К	1350
Теплопроводность κ , Вт/(м·К)	$6,96 \cdot 10^{-2}$
Плотность ρ , кг/м ³	0,4135
Удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p , Дж/(кг·К)	$1,145 \cdot 10^3$
Кинематическая вязкость ν , м ² /с	$1,485 \cdot 10^{-4}$
Число Прандтля Pr	$Pr_f = 0,719$, $Pr_w = 0,687$
Входная скорость гелия v , м/с	40
Входная температура гелия T_h , К	288

Таблица 2

Область параметров

Параметры	d_1 , мм	l_0 , мм	s_1 , мм	s_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	n
Значения	0,8 ~ 1,5	0,2 ~ 0,25	2,0 ~ 3,0	2,0 ~ 3,0	6,0 ~ 15,0	1,5 ~ 2,0	8 ~ 10

Таблица 3

Значения параметров целевого блока теплообменника

Параметры	d_1 , мм	d_2 , мм	s_1 , мм	s_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	n
Значения	0,9	1,4	2,3	2,7	8,5	2,0	8

Таблица 4

Сравнение оптимального и исходного решений

Решения	d_1 , мм	d_2 , мм	s_1 , мм	s_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	n	E^*	P/W
Исходное	0,9	1,4	2,3	2,7	8,5	2,0	8	0,59	61,5
Оптимальное	1,0	1,4	2,5	2,5	8,5	1,5	10	0,52	56,7

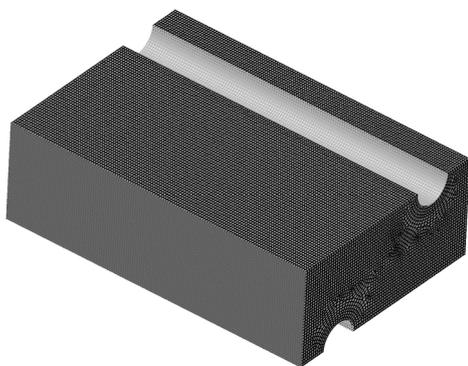
Рис. 2. Поиск оптимального числа диссипации энтропии в процессе приближения.

некоторая искомая функция. Приближенное решение по оптимизации приводит к установлению размера популяции, равного 50, с максимальным количеством параметров в процессе решения 200, вероятностью скрещивания 0,4 и вероятностью мутации 0,05. Поиск оптимального числа диссипации энтропии в процессе приближения показан на рис. 2.

Теперь в рамках заданных ограничений и диапазонов оптимальное решение, полученное путем минимизации числа диссипации энтропии, можно сравнить с исходным решением (см. табл. 4). Видно, что общее число диссипации энтропии блока быстрого предварительного охлаждения уменьшается на 11,9 %, мощность блока предварительного охлаждения — на 10,1 %, количество единиц теплообмена — на 25 %. Таким образом, улучшение производительности теплообменника происходит за счет увеличения площади теплообмена. Даже если площадь теплообмена увеличивает производственные затраты, с экономической точки зрения выгоды от оптимизации все же превышают добавленную стоимость.

2.2. Анализ эффективности теплообмена в блоке предварительного охлаждения

В соответствии с параметрами оптимального решения численно имитируется модель теплообменника. На рис. 3 показана структурная сетка с числом ячеек 285554.



Используются стандартная модель турбулентности $k-\varepsilon$ с двумя уравнениями и программа решения уравнения на основе давления. В соответствии с реальной ситуацией в исследовании рассматривается разреженный воздух на высоте 10000 м (температура 223,3 К, скорость звука 299,5 м/с, атмосферное давление 26500 Па). Блок предварительного охлаждения изготовлен из сплава Inconel 718, прочие

Рис. 3. Расчетная сетка.

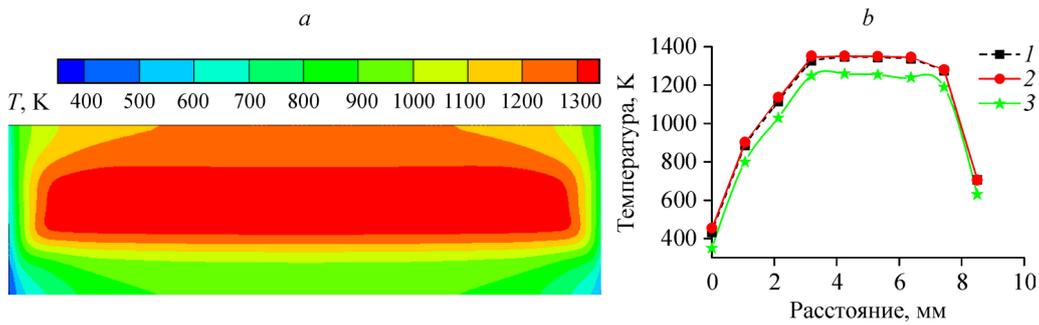


Рис. 4. Нефограмма температуры горячего воздуха в выходном сечении.

параметры приведены в табл. 1. В соответствии с улучшенным методом конечных объемов FVM (Finite Volume) шероховатость поверхности теплообменника записывается в виде пользовательской функции UDF (User Defined Function), а характеристики течения и теплообмена микротрубчатого блока быстрого предварительного охлаждения моделируются и анализируются в конкретных условиях работы.

Чтобы определить зависимость решения от шага сетки с учетом размера модели и плотности сетки, стоятся три сетки, общее число ячеек в которых составляет 559681, 285554 и 101755, что в дальнейшем будет соответствовать обозначениям А, В и С. Согласно закону симметрии, на диагонали нефограммы температуры горячего воздуха в выходном сечении выбирается ряд точек (см. рис. 4а). Как показано на рис. 4b, соответствующая температура при двух типах условий — А и В — почти совпадает, это означает, что результаты являются независимыми от числа ячеек. С учетом производительности работы компьютера выберем для проведения численного анализа сетку В. Из-за конструкции модели распределение температуры горячего воздуха на выходе не является однородным. Нижняя часть выхода расположена ближе к теплообменной трубке, поэтому там скорость охлаждения воздуха выше. Максимальная разность температур составляет 910 К. Скорость распространения температуры в центре выхода больше, чем по краям. Горячий воздух контактирует с ребрами или микроканалами, поэтому эффект теплопередачи здесь более очевиден, чем в центральной области.

Из рис. 5 видно, что температурное поле горячего воздуха вокруг трубки теплообменника изменяется. Кроме того, передача тепла в этой области более интенсивна и градиент температуры повышается ближе к стенке трубки и ребрам. Температурный профиль

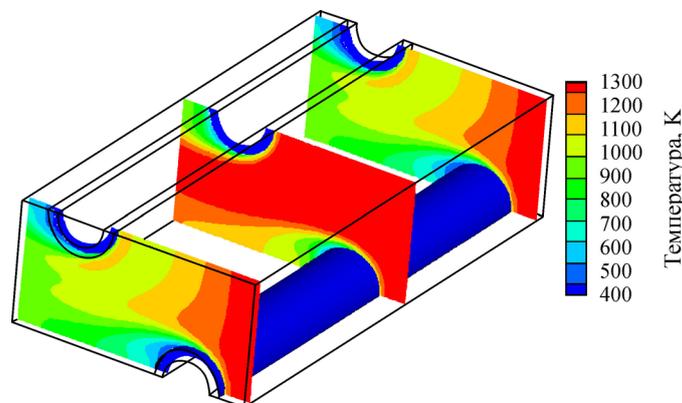


Рис. 5. Распределение поля температур в разных сечениях.

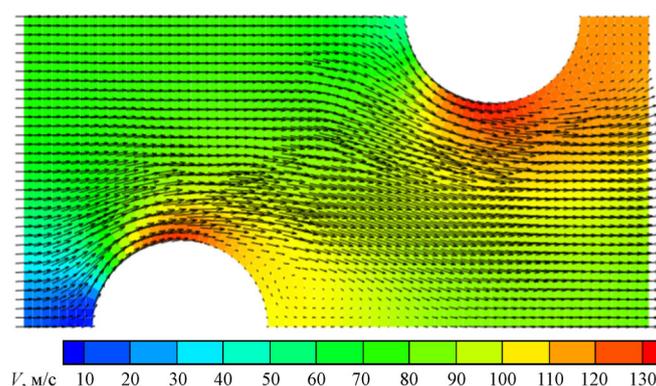


Рис. 6. Распределение профиля скорости в центральном сечении.

в сечении имеет гладкий, симметричный и слоисто-гофрированный вид. С наветренной стороны распределение температурного поля является более плотным, температура увеличивается значительно, разность температур между жидкостью и стенкой больше, теплообмен сильнее. С подветренной стороны распределение температурного поля является менее плотным, температура имеет тенденцию к падению, разность температур между жидкостью и стенкой уменьшается, а теплопередача становится более плавной. Данные, соответствующие рассматриваемому процессу, имеют следующие значения: средняя температура на выходе составляет 1145 К, падение температуры — 205 К, мощность насоса теплообменника — 56,7 Вт, мощность теплообмена в трубках — 38,7 Вт, мощность теплообмена двух ребер — 18,0 Вт, конструкция ребра может улучшить эффективность теплообмена в блоке быстрого предварительного охлаждения на 46,5 %, а общий коэффициент теплопередачи устройства составляет 354 Вт/(м²·К).

На рис. 6 видно, что вихревая система подковообразной формы, вызывающая повышение теплопередачи, образуется в вертикальной плоскости перед ребренной трубкой. За ребренной трубкой образуется отрывная область, в которой наблюдается самая слабая теплопередача во всем теплообменнике с ее минимальным коэффициентом. По мере продвижения вниз по течению развитие вихря в зоне отрыва завершается, что обусловлено незначительным изменением скорости. Перед вторым рядом труб область вихря подковообразной формы формируется снова и теплообмен усиливается. Как показано на рис. 7, распределение поля давления в блоке теплообменника является более однородным и слоисто-гофрированным. Наличие ребер оказывает замедляющее воздействие на поток,

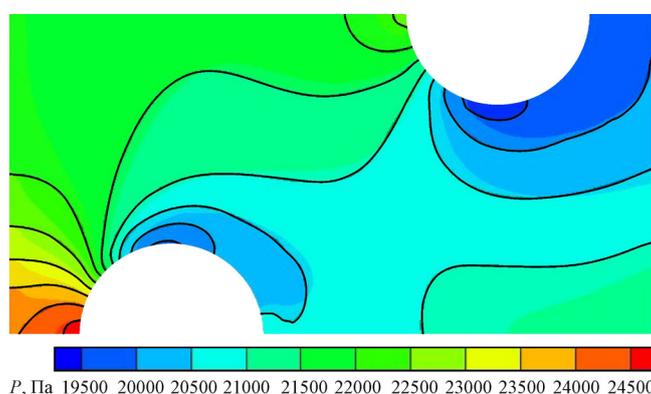


Рис. 7. Распределение контуров давления в центральном сечении.

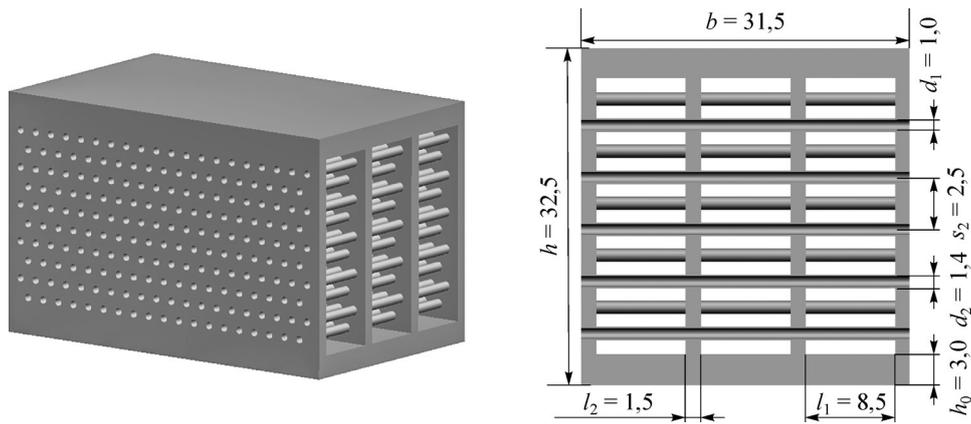


Рис. 8. Трубчато-ребристый теплообменник (а) и его вид в разрезе (b).
 $l = 51,5$, размеры приведены в мм.

что приводит к потере энергии в виде потери давления. Общая потеря давления равна 1371 Па, что составляет 5,17 % от общего давления.

3. Проектирование и численный анализ трубчато-ребристого блока быстрого предварительного охлаждения

В результате комбинирования конструкции микроканального теплообменника с оптимальным блоком предварительного охлаждения, разработанного в предыдущем разделе, с учетом фактической эффективности теплообмена и требований по скорости охлаждения горячего воздуха спроектирована высокопроизводительная система предварительного охлаждения. Модель устройства изображена на рис. 8.

Как показано на рис. 9 и 10, трехмерная модель блока быстрого предварительного охлаждения, разработанная в настоящей работе, прогнозирует внутреннее поле температуры потока и теплопередачу в теплообменнике. Результаты моделирования показывают,

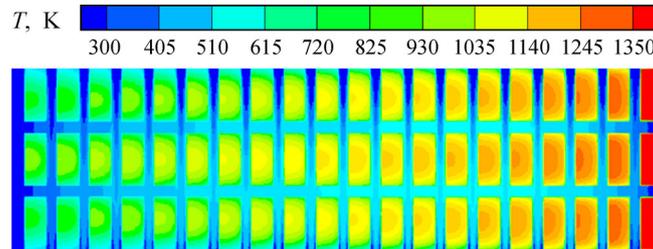


Рис. 9. Температурное поле симметричного сечения.

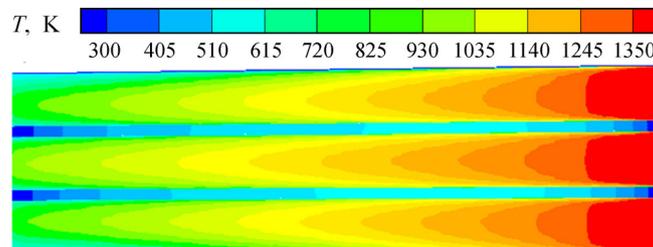


Рис. 10. Поперечное сечение температурного поля в центральной его части.

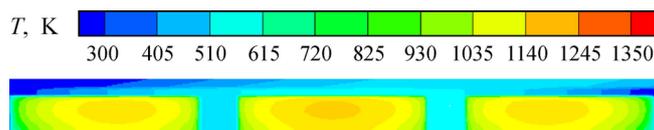


Рис. 11. Распределение температуры поля течения в центральной части вдоль потока гелия.

что температура поверхности микроканала повышается по мере приближения ко входу горячего воздуха. Отметим также, что эффект теплообмена более заметен вблизи ребра. Градиент температуры горячего воздуха постепенно уменьшается в направлении течения, т.к. на него влияет внешняя низкотемпературная среда. Модель трубчато-ребристого блока быстрого предварительного охлаждения также прогнозирует тенденцию изменения температуры горячего воздуха в установившемся потоке после заполнения трубки охлаждающей средой.

При введении коэффициента трения внутренней стенки микроканала обнаружилось, что распределение разности температур более очевидно на внутренней стенке блока быстрого предварительного охлаждения (см. рис. 11). Влияние шероховатости поверхности на течение жидкости вблизи стенки является значительным. Эффективность теплообмена заметно улучшилась. Измеренный коэффициент теплообмена, определяющий процесс течения, у блока быстрого предварительного охлаждения составил $6553 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, общий коэффициент теплообмена — $919,7 \text{ МВт}/\text{м}^3$. Средняя температура горячего воздуха, протекающего через блок быстрого предварительного охлаждения с высокой скоростью, уменьшилась на 735 К менее чем за $1,5 \text{ мс}$. Таким образом, достигнута цель быстрого повышения теплообмена, но общая потеря давления на значительном удалении от поверхности земли достигает $86,6 \%$.

Влияние скорости потока на характеристики теплообмена анализируется путем изменения скорости течения гелия и воздуха. На рис. 12 и 13 показаны нефограммы температуры охлаждающей жидкости во входном и выходном сечениях при различных скоростях течения горячего воздуха. Видно, что температура воздуха постепенно уменьшается

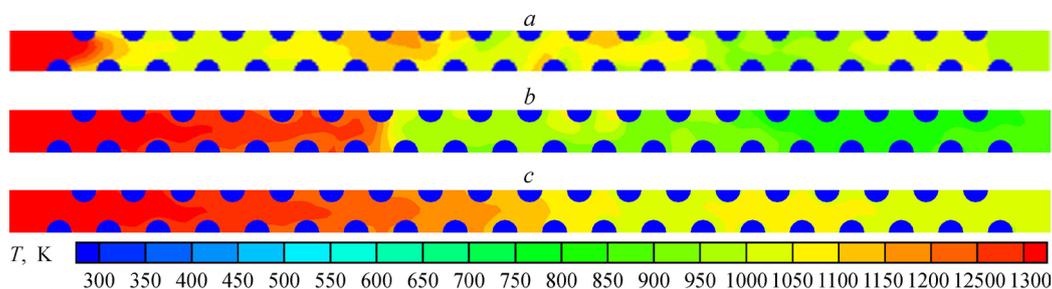


Рис. 12. Нефограмма температуры хладагента во входном сечении.

Скорость горячего воздуха: 50 (a), 60 (b), 70 (c) м/с.

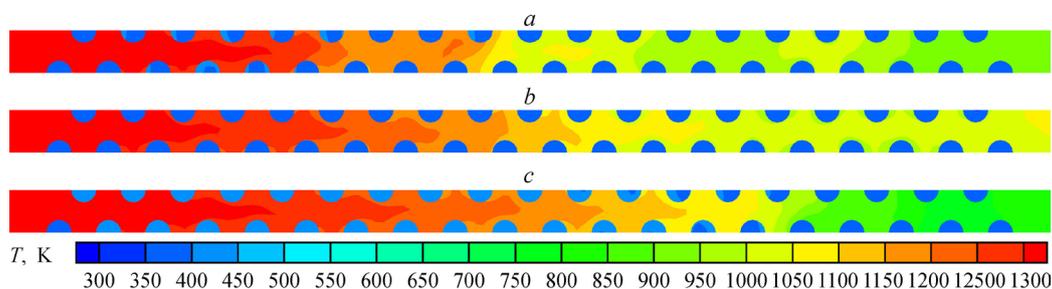


Рис. 13. Нефограмма температуры хладагента в выходном сечении.

Скорость горячего воздуха: 50 (a), 60 (b), 70 (c) м/с.

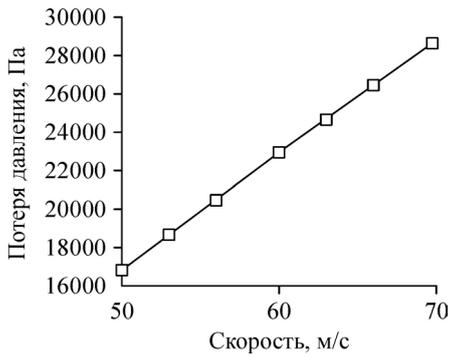


Рис. 14. Зависимость потери давления от скорости гелия.

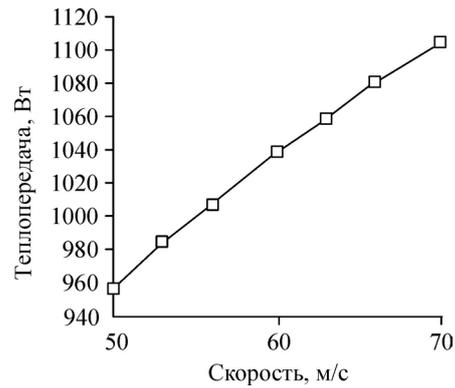


Рис. 15. Зависимость теплопередачи от скорости гелия.

в направлении течения гелия. По мере повышения температуры гелия эффективность теплообмена уменьшается. По мере увеличения скорости воздушного потока температура воздуха в том же направлении воздушного потока увеличивается, а теплообмен уменьшается.

На рис. 14 и 15 представлены графики зависимости скорости от общей потери давления, интенсивности теплообмена при расходе гелия 40 м/с. В этом высокоскоростном диапазоне отношения между общей потерей давления, теплообменом и скоростью горячего воздуха демонстрируют практически линейную положительную зависимость. С увеличением скорости воздуха на входе растет интенсивность теплообмена и эффективность, однако при этом увеличиваются потери давления. Поэтому, учитывая требования к конструкции, необходимо выполнение условия, что скорость воздуха на входе не должна увеличиться слишком сильно. Так как теплообменник должен быть компактным, то при наличии требования высокой эффективности и скорости теплопередачи трубчато-ребристый блок быстрого предварительного охлаждения, который может усилить передачу тепла, имеет большое преимущество.

На рис. 16–18 показаны соответственно изменения коэффициента теплообмена в ребристом теплообменнике, падение температуры горячего воздуха и повышение температуры охлаждающей жидкости при различных скоростях гелия при скорости потока горячего воздуха в трубчато-ребристом блоке быстрого предварительного охлаждения, равной 60 м/с. С увеличением скорости хладагента в микроканале температура горячего воздуха в блоке предварительного охладителя увеличивается мало, а эффективность теплопередачи заметно возрастает. Когда скорость потока охлаждающей жидкости растет

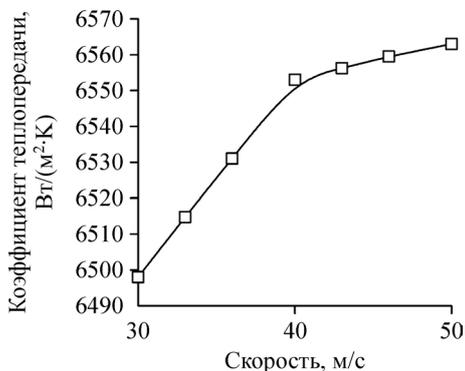


Рис. 16. Зависимость коэффициента теплообмена от скорости гелия.

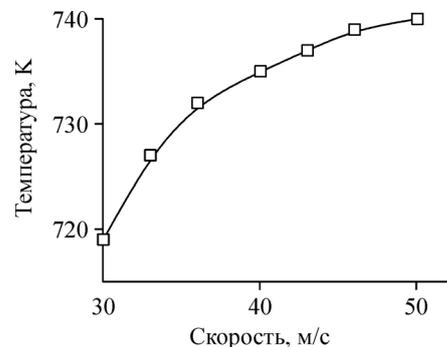


Рис. 17. Зависимость температуры воздуха от скорости гелия.

линейно, падение температуры горячего воздуха и гелия мало. При микромасштабном эффекте шероховатость внутренней стенки микротрубки, очевидно, влияет на эффективность теплообмена в блоке быстрого предварительного охлаждения. По мере того, как скорость течения гелия линейно возрастает, ускорение роста эффективности теплообмена замедляется.

Заключение

В работе выполнено проектирование оптимальной конструкции блока быстрого предварительного охлаждения в условиях больших высот над земной поверхностью на основе системы циркуляции воздуха с предварительным охлаждением комбинированного силового двигателя. Трубчато-ребристый блок быстрого предварительного охлаждения разрабатывается для улучшения характеристик теплообмена. Сделаны следующие выводы.

1. Для поиска минимального числа диссипации энтранса используется генетический алгоритм в соответствии с определенными ограничениями и диапазонами. Сконструировано пластинчатое трубчато-ребристое устройство быстрого предварительного охлаждения с оптимальными параметрами. Из сопоставления результатов моделирования оптимального решения, полученных путем сведения к минимуму числа диссипации энтранса, и начального решения видно, что общее число диссипации теплого энтранса уменьшается от 0,59 до 0,52, что составляет 11,9 %, мощность блока быстрого предварительного охлаждения снижается на 10,1 % и количество единиц теплообмена увеличивается на 25 %. Таким образом, улучшение производительности теплообменника происходит за счет увеличения площади теплообмена. Если при этом увеличение площади теплообмена требует увеличения затрат на производство, то с экономической точки зрения выгоды от оптимизации превышают добавленную стоимость.

2. Исходя из модифицированной теории коэффициентов вязкости, влияние шероховатости поверхности на турбулентный поток рассматривается с учетом коэффициента турбулентной вязкости. При численном моделировании вводится вязкий коэффициент шероховатости. Температурное поле горячего воздуха в трубке теплообменника заметно изменяется. Передача тепла становится более интенсивной, градиент температуры увеличивается ближе к стенке трубки и ребрам. В целом контур температуры в сечении является гладким, симметричным и слоисто-гофрированным. С наветренной стороны распределение температурного поля является более плотным; с подветренной стороны распределение температурного поля менее плотное. Измеряемое падение температуры составляет 205 К, мощность насоса теплообменника — 56,7 Вт, мощность теплообмена трубок — 38,7 Вт, мощность теплообмена двух ребер — 18,0 Вт, общий коэффициент теплопередачи в теплообменнике — 354 Вт/(м²·К). Определено, что конструкция ребра может повысить эффективность теплообмена блока теплообменника на 46,5 %. Распределение поля давления в блоке быстрого предварительного охлаждения является более однородным и слоисто-гофрированным. Наличие ребер оказывает замедляющее воздействие на течение, что приводит к потере энергии в виде потери давления. Общая потеря давления равна 1371 Па, что составляет 5,17 % от общего давления.

3. На базе пластинчатого трубчато-ребристого теплообменника с оптимальными параметрами разработан блок быстрого предварительного охлаждения. Его производительность моделируется в условиях больших высот. Результаты показывают, что средняя температура горячего воздуха, протекающего через блок быстрого предварительного охлаждения с высокой скоростью уменьшилась на 735 К менее чем за 1,5 мс. Таким образом,

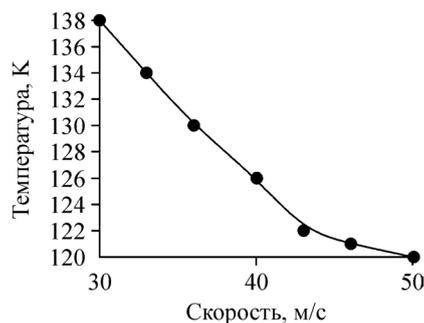


Рис. 18. Зависимость температуры гелия от его скорости.

достигнута цель быстрого повышения теплопередачи, но общая потеря давления в условиях больших высот достигает 86,6 %. Выполнен анализ влияния различных скоростей течения горячего воздуха и охлаждающей жидкости на характеристики теплопередачи. Установлено, что связь между общей потерей давления, количеством теплопередачи и скоростью горячего воздуха является приблизительной линейной положительной корреляцией. При микромасштабном эффекте шероховатость внутренней стенки микротрубки, очевидно, влияет на эффективность теплообмена в системе быстрого предварительного охлаждения. По мере того, как скорость потока гелия линейно возрастает, повышение эффективности теплообмена замедляется.

Список обозначений

ρ — плотность, кг/м ³ ,	g — ускорение силы тяжести, м/с ² ,
μ — динамическая вязкость, Па·с,	i, j, k — свободный индекс,
ν — кинематическая вязкость, м ² /с,	δ — высота элемента шероховатости, м,
T — температура, К,	C — эмпирическая постоянная,
t — время, с,	D_h — гидравлический диаметр, м,
p — давление, Па,	Nu — число Нуссельта,
κ — теплопроводность, Вт/(м·К),	A — площадь поверхности ребра, м ² ,
μ_R — коэффициент турбулентной вязкости, Па·с,	A^* — площадь внешней поверхности гладкой трубы, м ² ,
m — поток массы, кг/с,	E — число диссипации энтрэнса, Дж·К/с,
C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К),	E^* — безразмерное число диссипации энтрэнса,
Re — число Рейнольдса,	ΔP — падение давления, Па,
Re_δ — число Рейнольдса шероховатости,	Q — фактический теплоперенос, Дж/с,
(u, v, w) — вектор скорости,	Pr — число Прандтля,
	λ — кинематическая вязкость второго порядка, м ² /с.

Список литературы

1. Tang M., Hamilton B.A., Chase R.L. The quest for hypersonic flight with air-breathing propulsion // 15th AIAA Int. Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference. 2008. P. 2546.
2. Carter P., Balepin V., Spath T. MIPCC technology development // 12th AIAA Int. Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies. 2003. P. 6929.
3. Varvill R. Heat exchanger development at Reaction Engines Ltd // Acta Astronautica. 2010. Vol. 66, No. 9. P. 1468–1474.
4. Sato T., Tanatsugu N. Development study on ATREX engine for future space plane // 19th ISTS, 1994. Vol. 5.
5. Li Z., He Y.L., Tang G.H., Tao W.Q. Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in micro-tubes // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 50, No. 17. P. 3447–3460.
6. Levy S., Fuller R., Niemi R. Heat transfer to water in thin rectangular channels // J. Heat Transfer. 1959. Vol. 81. P. 129–143.
7. Tuckerman D.B. Heat transfer microstructures for integrated circuits. Lawrence Livermore National. Lab, CA, 1984. 141 p.
8. Hwang L., Turlik I., Resiman A. A thermal module design for advanced packaging // J. Electronic Materials. 1987. Vol. 16, No. 5. P. 347–355.
9. Nayak D., Hwang L., Turlik I. A high performance thermal module for computer packaging // J. of Electronic Materials. 1987. Vol. 16, No. 5. P. 357–364.
10. Harley J.C., Huang Y., Bau H.H. Gas flow in micro-channels // J. Fluid Mechanics. 1995. Vol. 284. P. 257–274.
11. Cuo Z.Y., Li Z.X. Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2003. Vol. 46, No. 1. P. 149–159.
12. Чиннов Е.А., Роньшин Ф.В., Кабов О.А. Режимы двухфазного течения в микро- и миниканалах (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 3. С. 275–297.
13. Карчевский М.Н., Токарев М.П., Ягоднищина А.А. Корреляционный алгоритм расчета полей скорости в микроканальных течениях с высокой разрешающей способностью // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 6. С. 775–784.
14. Zhang J., Zhao Y.H. An experimental study on fluid flow and heat transfer in a multiport minichannel flat tube with micro-fin structures // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 84. P. 511–520.
15. Robert J.P., Waleed M.A. Numerical and experimental investigation of heat transfer and fluid flow characteristics in a micro-scale serpentine channel // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 88. P. 790–802.
16. Murray J.J., Hemsell C.M., Bond A. An experimental precooler for airbreathing rocket engines // JBIS. 2001.

Vol. 54, No. 5/6. P. 199–209.

17. **Kumar V., Paraschivoiu M., Nigam K.D.P.** Single-phase fluid flow and mixing in micro-channels // *Chemical Engng Sci.* 2011. Vol. 66, No. 7. P. 1329–1373.
18. **Varvill R., Bond A.** The skylon spaceplane // *JBIS.* 2004. Vol. 57. P. 22–32.
19. **Webber H., Feast S., Bond A.** Heat exchanger design in combined cycle engines // *JBIS.* 2009. Vol. 62. P. 122–130.
20. **Peng X.F., Wang B.X.** Experimental investigation of heat transfer in flat plates with rectangular micro-channels // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* 1995. Vol. 38. P. 127–137.
21. **Merkle C.L., Kubota T., Ko D.R.S.** An analytical study of the effects of surface roughness on boundary-layer transition. Flow Research Inc., Kent WA, 1974.
22. **Guo Z.Y., Zhu H.Y., Liang X.G.** Entransy-A physical quantity describing heat transfer ability // *Heat Mass Transfer.* 2007. Vol. 50. P. 2545–2556.
23. **Jiang F.G., Lin C., Ming T.X.** Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation // *Chinese Sci. Bulletin.* 2009. Vol. 54. P. 2708–2713.
24. **Houck C.R., Joines J., Key M.** A genetic algorithm for function optimization: a MATLAB implementation // *NCSU-IE TR.* 1995. Vol. 95. No. 9.

*Статья поступила в редакцию 3 марта 2017 г.,
после доработки — 14 апреля 2018 г.,
принята к публикации 5 июля 2018 г.*

