

УДК 536.24

## Выбор рациональных интенсификаторов теплообмена в теплообменном оборудовании

Бурцев С. А.<sup>1,2,\*</sup>, Виноградов Ю. А.<sup>1</sup>,

[\\*burtsev@bmstu.ru](mailto:burtsev@bmstu.ru)

Киселёв Н. А.<sup>1,2</sup>, Стронгин М. М.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>МГУ им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия

<sup>2</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Показано, что возможно рассмотрение различных критериев теплогидравлической эффективности для определения преимуществ от внедрения интенсификаторов теплообмена в теплообменное оборудование при различных ограничениях. Для 15 различных критериев, соответствующих 4 целевым функциям, получены выражения изменения основных параметров матрицы теплообменного аппарата. Рассмотрены некоторые перспективные методы интенсификации конвективного теплообмена в трубах (ребра, штырьки, лунки) и приведено сравнение их теплогидравлических характеристик. Показано влияние указанных характеристик на параметры матрицы теплообменного аппарата. Рассмотрены преимущества и недостатки двух типов интенсификаторов (лунок и ребер) и выполнены оценки изменения целевых функций для обоих интенсификаторов. Отмечается, что, несмотря на относительно малую величину интенсификации теплообмена, облуненные поверхности позволяют значительно повысить эффективность теплообменного оборудования. Для рассмотренной геометрии и способа интенсификации даны рекомендации по выбору оптимальной поверхности теплообмена.

**Ключевые слова:** интенсификация теплообмена, увеличение сопротивления, лунки, ребра, штырьки, число Стентона, коэффициент сопротивления, теплообменные аппараты, оптимизация

---

### Введение

Теплообмен в каналах широко распространен в холодильной технике, системы кондиционирования воздуха, энергетической, химической и нефтеперерабатывающей промышленности. При этом эффективность как сложных поверхностей конвективного теплообмена (например, каналов внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин) так и обычных теплообменных аппаратов (ТА) может быть значительно улучшена за счет применения интенсификаторов теплообмена. Различные способы интенсификации применяются для увеличения однофазного конвективного теплообмена в трубах или каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена может значительно уменьшить

размеры теплообменного оборудования, обеспечить большую тепловую эффективность и, возможно, снизить эксплуатационные затраты и стоимость изготовления.

В связи с этим, в настоящее время наблюдается значительный интерес к вопросу повышения эффективности теплообменного оборудования и систем охлаждения газовых турбин.

## 1. Интенсификаторы теплообмена

В последние десятилетия наиболее часто в качестве интенсификаторов теплообмена рассматриваются ребра, штырьки, лунки или их комбинации [1-3]. Для большинства таких поверхностей интенсификация теплообмена (в 2 - 5 раз для ребер и 2 - 3 раза для штырьков) сопровождается значительным ростом потерь давления (до 70 раз для ребер и до 80 раз для штырьков). На этом фоне особенно выделяются лунки (углубления различных форм, расположенные на поверхности в шахматном или коридорном порядке), которые обеспечивают прирост теплообмена (1,3 - 3,0 раза), при относительно незначительном увеличении гидравлического сопротивления (1,0 - 5,0 раз).

**Ребра.** Турбулизаторы в виде ребер часто представляют собой прямоугольные бруски, располагаемые под определенным углом к потоку на поверхности канала. Так как они выступают над поверхностью, то они отклоняют и перемешивают поток, порождая завихренность и трехмерные градиенты скорости. Одними из первых работ, посвященных подробному исследованию влияния различных параметров ребер на теплогидравлические характеристики каналов, являются работы Уэбба [4, 5]. Многочисленные формы и расположение ребер рассматривались различными коллективами авторов (Han [6-8], Taslim [9-11]). В настоящее время ребра рассматривают как интенсификаторы в каналах охлаждения лопаток ГТУ [12] или при работе на специфических рабочих телах [13].

**Лунки.** В последние десятилетия наблюдается значительное увеличение количества публикаций, посвященных теплообмену на облученных поверхностях в связи с их «выдающимися» теплогидравлическими характеристиками. Среди наиболее известных работ – работы коллектива авторов под руководством Ligrani [14-16] и Sunden [17], экспериментальная [18, 19], численные [20, 21] и обзорные [22, 23] работы под руководством А.И. Леонтьева. Исследования поверхности с выступами, образующимися на стороне, противоположной облученной, посвящена работа [24], в которых обнаружено значительное увеличение коэффициентов сопротивления. Влияние формы поверхности стержня на значение коэффициента восстановления температуры рассмотрено в работе [25] и для пластины - в работе [26]. Лунки сложной (отличной от сферической) формы рассматривались в работах [27-30]. Также в работах, посвященных лункам, исследуются вопросы их применимости при охлаждении лопаток ГТУ [31] и в устройствах энергоразделения [32, 33].

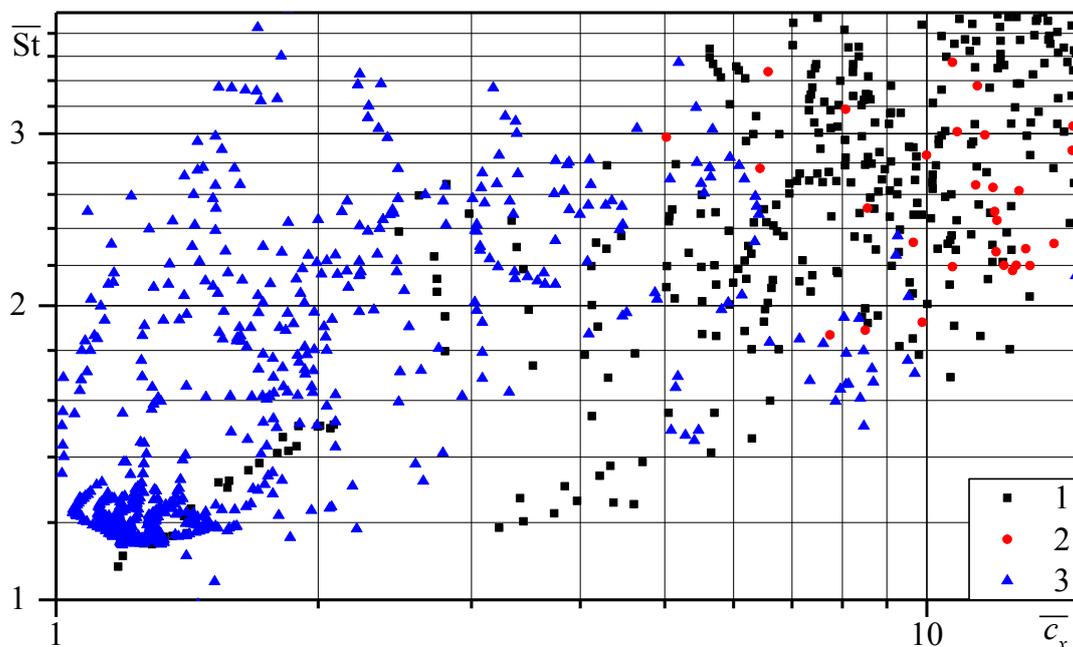
Стоит отметить, что с развитием экспериментального оборудования [34], уточнением методик проведения эксперимента [35] и численных расчетов, теплогидравлическая эффективность исследуемых поверхностей заметно снизилась. В работах, опубликованных в последнее время [36-39] (а также в работах [3, 17, 20]) величина интенсификации

теплообмена при обтекании сферических лунок потоком воздуха незначительно превышала 2,0, в то время как учет всех составляющих величины сопротивления при обработке полученных данных приводил к значительному увеличению сопротивления (до 4-5 раз). Несмотря на это, лунки до сих пор остаются перспективными интенсификаторами теплообмена.

**Штырьки.** Это короткие круглые [41] (либо иной формы [42, 43]) цилиндры, заполняющие канал. Они увеличивают смачиваемую поверхность и турбулентность потока, разрушают пограничный слой на поверхности. Из-за особенностей теплообмена и течения около них, штырьки часто применяются в каналах охлаждения лопаток турбин ГТУ [44]. При этом штырьки обеспечивают сопоставимые с ребрами значения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления [45].

При рассмотрении вопроса интенсификации теплообмена в ТА, рабочими телами которых являются газы (в отличие от ТА с жидкостями), необходимо корректно учитывать дополнительные потери давления. Зачастую увеличение потерь давления значительно больше интенсификации теплообмена и необходимо точно оценивать теплогидравлическую эффективность рассматриваемого способа интенсификации. Сравнение эффективности различных типов теплообменных поверхностей приводит к созданию набора критериев для выбора наиболее подходящего варианта при проектировании и эксплуатации. Такая оценка обычно производится сравнением эффективности интенсифицирующей поверхности и соответствующей гладкой.

На рисунке 1 представлены данные по теплогидравлическим характеристикам ребер [1-11], штырьков [41-45] и лунок [14-24, 27-31, 36-40].



1- ребра, 2 – штырьки, 3 - лунки

Рис. 1. Теплогидравлическая эффективность интенсификаторов теплообмена

Из представленных данных видно, что наименьшие значения относительных коэффициентов теплообмена  $\overline{St} = St/St_0$  и сопротивления  $\overline{c_x} = c_x / c_{x0}$  соответствуют лункам, штырьки и ребра обеспечивают сопоставимые между собой значения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления, однако ребра охватывают более широкий диапазон значений относительных коэффициентов. Поэтому для дальнейшего сравнения интенсификаторов (применительно к теплообменному оборудованию) целесообразнее рассматривать облученные поверхности и внутреннее оребрение. Однако, при рассмотрении вопроса увеличения конвективного теплообмена в каналах охлаждения лопаток газовых турбин, могут рассматриваться иные методы интенсификации.

## 2. Целевые функции интенсификации теплообмена

Широта применения теплообменного оборудования не позволяет выделить какой-либо один универсальный критерий теплогидравлической эффективности. Если раньше алгоритм оптимизации был настроен на снижение объема матрицы теплообменного аппарата [46], то сейчас часто требуется, чтобы теплообменный аппарат был «лучше» чем исходный при определенных конструкторских ограничениях. В большинстве случаев «лучше» содержит основные целевые функции:

1. Уменьшение габаритных размеров матрицы ТА.
2. Увеличение тепловой эффективности при равной мощности на прокачку (или потерь давления). Такое увеличение может быть достигнуто одним из двух способов:
  - а. увеличение тепловой нагрузки при заданных температурах жидкости.
  - б. уменьшение среднего логарифмического температурного напора  $\Delta T$ .
3. Снижение мощности на прокачку теплоносителя при сохранении тепловой нагрузки.

Использование целевой функции (1) приводит к уменьшению размеров матрицы ТА и актуально до тех пор, пока уменьшение объема матрицы приводит к уменьшению производственных затрат. Целевые функции (2б) и (3) предполагают снижение эксплуатационных затрат и, следовательно, также важны при рассмотрении жизненного цикла. Соответственно, стоит учитывать, что более дорогие интенсифицирующие поверхности будут оправданы при более значительных снижениях эксплуатационных затрат.

## 3. Критерии теплогидравлической эффективности

Ограничения, связывающие расход и скорость теплоносителей в ТА, приводят к главным отличиям в возможных зависимостях для критериев теплогидравлической эффективности (КТЭ). Обычно увеличение коэффициента сопротивления на интенсифицированной поверхности теплообмена приводит к необходимости уменьшения скорости для обеспечения заданной мощности на прокачку (или заданных потерь давления). При условии сохранения расхода теплоносителя, такое ограничение приводит к необходимости увеличивать площадь поперечного сечения. Для кожухотрубных ТА при неизменном диа-

метре труб это приведет к увеличению их количества и поперечных размеров ТА. При уменьшении расхода возможно сохранение площади поперечного сечения при снижении скорости. Однако во многих случаях расход теплоносителя задан изначально и такое уменьшение не допускается.

В дальнейшем будут рассматриваться следующие основные эксплуатационные параметры ТА: количество переданной теплоты  $Q$ , мощность на прокачку  $N$  (или потери давления  $\Delta p$ ), расход  $G$  и скорость теплоносителей  $c$ , которые влияют на площадь фронта ТА (количество труб  $z$ ), длина ТА  $l$ , и его объем  $V$ . Критерий оценки эффективности устанавливается выбором одной из этих величин в качестве переменной для оптимизации, в то время как на остальные параметры накладываются конструктивные ограничения. Целесообразно при этом относить параметры интенсифицированного ТА ( $z, l, V, c, G, N, Q, \Delta T$  и  $\Delta p$ ) к параметрам исходного ТА ( $z_0, l_0, V_0, c_0, G_0, N_0, Q_0, \Delta T_0$  и  $\Delta p_0$ ) для получения относительных величин ( $\bar{z}, \bar{l}, \bar{V}, \bar{c}, \bar{G}, \bar{N}, \bar{Q}, \bar{\Delta T}, \bar{\Delta p}$  соответственно).

Критерии разделены по 3 типам ограничений:

- постоянная геометрия ТА (критерии А);
- постоянное число труб (и, соответственно, наружный диаметр кожухотрубного ТА, критерии Б);
- постоянный расход и варьируемая геометрия (критерий В).

В каждой группе критериев установлены целевые функции: уменьшение объема ТА, увеличение количества передаваемой теплоты и снижение мощности на прокачку. В некоторых задачах интенсификации ТА (например, при проектировании газотурбинных двигателей), в качестве гидравлических характеристик матриц ТА используется величина потерь давления и допускается переменный расход теплоносителя. Рассмотрим применение основных КТЭ.

**Интенсификация теплообмена при постоянной геометрии ТА.** В случае кожухотрубных ТА данный класс ограничений (критерий А, таблица 1) подразумевает замену гладких труб на интенсифицированные трубы той же длины. В случае А-1 и А-2 (табл. 1) целевой функцией будет увеличение передаваемой теплоты или снижение логарифмического напора при постоянном расходе и скорости теплоносителя. Мощность на прокачку теплоносителя также вырастет из-за увеличения сопротивления интенсифицированной поверхности. Критерии А-3 и А-4 (табл. 1) имеют ту же, что и А-1 и А-2 целевую функцию, однако накладывается ограничение на сохранения мощности на прокачку теплоносителя. Для критериев А-6 и А-7 (табл. 1) сохраняются потери давления в матрице ТА. Мощность на прокачку сохраняется за счет снижения скорости теплоносителя и, следовательно, расхода. Критерии А-5 и А-8 (табл. 1) соответствуют уменьшению мощности (потери давления) на прокачку при той же передаваемой теплоте и уменьшении расхода.

**Интенсификация теплообмена при постоянном наружном диаметре ТА,** т.е. сохранении площади проходного сечения (критерий Б, таблица 2). Для кожухотрубного теплообменника с равным диаметром гладких и интенсифицированных труб это означает постоянство количества труб. Варианты Б-1 и Б-3 (табл. 2) соответствуют уменьшению

площади теплообмена за счет снижения длины труб при постоянной мощности на прокачку и при постоянных потерях давления соответственно. При этом возможно снижение расхода теплоносителя для удовлетворения условия неизменности мощности на прокачку или потерь давления. В случае Б-2 (табл. 2) будет получено снижение мощности на прокачку при постоянной тепловой мощности и расходе.

**Интенсификация теплообмена при переменной геометрии ТА.** В большинстве случаев ТА спроектирован под определенную тепловую нагрузку и заданный расход. В этом случае критерии А и Б не применимы. Так как в большинстве случаев интенсификации необходимо снижение скорости теплоносителя в трубах из-за возросшего сопротивления интенсифицированной поверхности (за исключением «облуненных» поверхностей), то необходимо увеличивать проходное сечение для сохранения заданного расхода. При этом необходимо увеличить либо количество труб, либо их диаметр. Однако увеличение диаметра ТА приводит к дополнительному увеличению стоимости оборудования и применение таких интенсификаторов целесообразно при рассмотрении многозаходных ТА. В этом случае возможно уменьшение числа заходов при уменьшении скорости теплоносителя. Критерии В-1, В-2, В-3 (табл. 3) соответствуют Б-1, Б-2 (табл. 2) и А-5 (табл. 1) с тем отличием, что в случае критериев А и Б будет происходить снижение расхода.

Аналогичные подходы ранее были рассмотрены в работах [4, 47, 48]. В работе [47] рассматриваются критерии:

- В-1, который соответствует критериям А-1 или А-2 таблицы 1 (в работе [47] не конкретизирован один параметр и могут подойти или А1 или А2);
- В-3 – соответствует А-3, А-4 таблицы 1 (аналогично предыдущему);
- В-4 – соответствует А-5 таблицы 1;
- В-5 – соответствует Б-1 таблицы 2;
- В-7 – соответствует Б-2 таблицы 2;
- В-8 – соответствует В-2, В-3 таблицы 3;
- В-2 и В-6 – соответствуют А-6, А-7 таблицы 1 и Б-3 таблицы 2;

Критерии А, В и С работы [4] соответствуют В-1, В-2 и В-3 таблицы 3 и критерии работы [48] соответствуют критериям А-1, А-2, А-3, А-4 и А-5 таблицы 1, Б-1 и Б-2 таблицы 2, В-1, В-2, В-3 и В-4 таблицы 3.

Однако в работах [4, 47, 48] не представлены зависимости целевых функций для рассматриваемых критериев. Данные подходы позволяют выполнять только качественную оценку, а представленные в таблицах 1, 2 и 3 зависимости позволяют проводить количественную оценку интенсификации.

Рассмотрим значения основных параметров интенсифицированного ТА для указанных критериев эффективности на примере кожухотрубного теплообменного аппарата.

#### **4. Алгоритм выбор оптимального типа интенсификатора**

Рассмотрим кожухотрубный теплообменный аппарат (теплоноситель - газ). В этом случае выражения для критериев теплогидравлической эффективности должны описывать

целевую функцию и определять тепловые и гидравлические характеристики в сравнении с исходным ТА. Для упрощения анализа эффективности различных видов интенсификаторов, примем следующие допущения:

1. Номинальные диаметры гладких и интенсифицированных труб равны.
2. Отсутствует тепловое сопротивление загрязнений.
3. Отсутствует тепловое сопротивление стенки трубы, т.е. отношение толщины стенки  $\delta$  к коэффициенту теплопроводности материала трубы  $\lambda$  мало,  $\delta / \lambda \rightarrow 0$ .
4. Коэффициент теплоотдачи с наружной стороны трубы значительно превышает коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны, т.е.  $\alpha_{жс} \gg \alpha_0$ .

Для поверхностей без интенсификаторов теплообмена значения безразмерных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления запишутся следующим образом:  $Nu_0 = A_0 \cdot Re_0^m$  и  $c_{x0} = B_0 \cdot Re_0^n$ , где  $Nu = St \cdot Re$ . Для поверхностей с интенсификаторами теплообмена значения безразмерных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления запишутся в виде:  $Nu = A \cdot Re^m$  и  $c_x = B \cdot Re^n$ .

При сравнительном анализе различных интенсификаторов в качестве степенных показателей целесообразно использовать значения, соответствующие зависимостям Диттуса-Болтера и Блазиуса [49, 50] ( $m = 0.8, n = -0.2$ ). Так как интенсификаторы не влияют на гидравлически диаметр, то справедливо условие  $Re/Re_0 = c/c_0$  и можно записать

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{Re} \cdot \left( \frac{Re}{Re_0} \right)^m = \frac{St}{St_0} \Big|_{Re} \cdot \left( \frac{c}{c_0} \right)^m \quad \text{и} \quad \frac{c_x}{c_{x0}} = \frac{c_x}{c_{x0}} \Big|_{Re} \cdot \left( \frac{c}{c_0} \right)^n,$$

где значения  $\overline{St} = (St/St_0)_{Re}$  и  $\overline{c_x} = (c_x/c_{x0})_{Re}$  определяются в эксперименте при фиксированном числе Рейнольдса  $Re$ .

Запишем основные уравнения, необходимые для определения параметров ТА, а также зависимости для параметров ТА с интенсификаторами в относительном виде (величины отнесены к параметрам для гладкотрубного ТА)

Передаваемый тепловой поток:

$$Q = K_0 \cdot F_0 \cdot \Delta T_0 \approx \alpha_0 \cdot F_0 \cdot \Delta T_0 = z_0 \cdot \pi \cdot d \cdot l_0 \cdot \Delta T_0 \quad \text{и} \quad \overline{Q} = \overline{St} \cdot (\overline{c})^m \cdot \Delta T_n \cdot \overline{l} \cdot \overline{z}, \quad (1)$$

где,  $\overline{z} = z / z_0$ ,  $\overline{l} = l / l_0$  и  $\overline{\Delta T_n} = \Delta T / \Delta T_0$ .

Мощность на прокачку теплоносителя

$$N = \Delta p \cdot G = c_x \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \cdot \rho \cdot c \cdot z \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{2} = c_x \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho^2 \cdot c^3 \cdot z \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad \text{и} \quad \overline{N} = \overline{c_x} \cdot (\overline{c})^n \cdot \overline{l} \cdot \overline{c}^3 \cdot \overline{z} \quad (2)$$

Потери давления в матрице ТА

$$\Delta p = c_x \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad \text{и} \quad \overline{\Delta p} = \overline{c_x} \cdot (\overline{c})^n \cdot \overline{l} \cdot \overline{c}^2 \quad (2a)$$

Расход

$$G = c \cdot z \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{2} \quad \text{и} \quad \overline{G} = \overline{z} \cdot \overline{c} \quad (3)$$

Отношение объемов ТА

$$\bar{V} = \bar{l} \cdot \bar{z} \quad (4)$$

Таким образом, приравнявая правые части соответствующих выражений (1) – (4) в соответствии с критериями, описанными выше, получим соответствующие значения для основных параметров интенсифицированного ТА.

Выражения основных параметров ТА в зависимости от относительных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления  $\bar{St}$  и  $\bar{c}_x$  представлены в таблице 1 (для 8 вариантов критерия А), таблице 2 (для 3 вариантов критерия Б) и таблице 3 (для 4 вариантов критерия В).

**Таблица 1.** Зависимости основных параметров ТА от теплогидравлических параметров интенсификаторов при постоянной геометрии

Крит.	Цель	$\bar{z}$	$\bar{l}$	$\bar{V}$	$\bar{Re}$	$\bar{G}$	$\bar{N} (\bar{\Delta p})$	$\bar{Q}$	$\bar{\Delta T}_n$
А-1	$\uparrow Q$	const	const	const	1	1	$\bar{c}_x$	$(St/St_0)$	1
А-2	$\downarrow \Delta T$				1	1	$\bar{c}_x$	1	$\bar{St}^{-1}$
А-3	$\uparrow Q$				$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	$\bar{St}/\bar{c}_x^{m/(n+3)}$	1
А-4	$\downarrow \Delta T$				$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	1	$\bar{c}_x^{m/(n+3)}/\bar{St}$
А-5	$\downarrow N$				$\bar{St}^{-1/m}$	$\bar{St}^{-1/m}$	$\bar{c}_x/\bar{St}^{n+3/m}$	1	1
А-6	$\uparrow Q$				$\bar{c}_x^{-1/(n+2)}$	$\bar{c}_x^{-1/(n+2)}$	$\bar{\Delta p}=1$	$\bar{St}/\bar{c}_x^{m/(n+2)}$	1
А-7	$\downarrow \Delta T$				$\bar{c}_x^{-1/n+2}$	$\bar{c}_x^{-1/n+2}$	$\bar{\Delta p}=1$	1	$\bar{c}_x^{m/n+2}/\bar{St}$
А-8	$\downarrow \Delta p$				$\bar{St}^{-1/m}$	$\bar{St}^{-1/m}$	$(\bar{c}_x/\bar{St}^{(n+2)/m})$	1	1

**Таблица 2.** Зависимости основных параметров ТА от теплогидравлических параметров интенсификаторов при постоянном числе труб

Крит.	Цель	$\bar{z}$	$\bar{l}$	$\bar{V}$	$\bar{Re}$	$\bar{G}$	$\bar{N} (\bar{\Delta p})$	$\bar{Q}$	$\bar{\Delta T}_n$
Б-1	$\downarrow l$	const	$\frac{\bar{c}_x^{-\frac{m}{n+3-m}}}{\bar{St}^{\frac{n+3}{n+3-m}}}$	$\frac{\bar{c}_x^{-\frac{m}{n+3-m}}}{\bar{St}^{\frac{n+3}{n+3-m}}}$	$(\bar{St}/\bar{c}_x)^{\frac{1}{n+3-m}}$	$(\bar{St}/\bar{c}_x)^{\frac{1}{n+3-m}}$	1	1	1
Б-2	$\downarrow N$		$\bar{St}^{-1}$	$\bar{St}^{-1}$	1	1	$\bar{c}_x/\bar{St}$	1	1
Б-3	$\downarrow l$		$\frac{\bar{c}_x^{-\frac{m}{n-m+2}}}{\bar{St}^{\frac{n+2}{n-m+2}}}$	$\frac{\bar{c}_x^{-\frac{m}{n-m+2}}}{\bar{St}^{\frac{n+2}{n-m+2}}}$	$(\frac{\bar{St}}{\bar{c}_x})^{\frac{1}{n+2-m}}$	$(\frac{\bar{St}}{\bar{c}_x})^{\frac{1}{n+2-m}}$	$\bar{\Delta p}=1$	1	1

**Таблица 3.** Зависимости основных параметров ТА от теплогидравлических параметров интенсификаторов при постоянном расходе

Крит.	Цель	$\bar{z}$	$\bar{l}$	$\bar{V}$	$\bar{Re}$	$\bar{G}$	$\bar{N}$	$\bar{Q}$	$\bar{\Delta T}_l$
В-1	$\downarrow V$	$\left(\frac{\bar{c}_x}{St}\right)^{\frac{1}{n+3-m}}$	$\frac{\bar{c}_x^{\frac{m-1}{n+3-m}}}{St^{\frac{n+2}{n+3-m}}}$	$\frac{\bar{c}_x^{\frac{m}{n+3-m}}}{St^{\frac{n+3}{n+3-m}}}$	$\left(\frac{St}{\bar{c}_x}\right)^{\frac{1}{n+3-m}}$	1	1	1	1
В-2	$\uparrow Q$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	1	$\frac{St}{\bar{c}_x^{m/(n+3)}}$	1
В-3	$\downarrow \Delta T$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	$\bar{c}_x^{-1/(n+3)}$	1	1	1	$\frac{\bar{c}_x^{m/(n+3)}}{St}$
В-4	$\downarrow N$	$\frac{1}{St^m}$	$\frac{1}{St^m}$	1	$\frac{1}{St^m}$	1	$\frac{\bar{c}_x}{St^{\frac{n+3}{m}}}$	1	1

### 5. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена

Рассмотрим влияние двух типов интенсификаторов теплообмена: лунок и ребер, так как ребра охватывают больший диапазон величин  $\bar{St}$  и  $\bar{c}_x$  по сравнению со штырьками, а также имеют большее распространение в теплообменном оборудовании. В качестве облуненной поверхности принята рассматриваемая в работе [30] поверхность с V-образными лунками ( $\bar{St} = 1,88$  и  $\bar{c}_x = 1,54$ ). Теплогидравлические характеристики внутреннего оребрения соответствуют работе [7]:  $\bar{St} = 2,8$  и  $\bar{c}_x = 8,6$ . Указанные значения  $\bar{St}$  и  $\bar{c}_x$  для лунок и ребер получены для числа Рейнольдса  $Re \approx 10^4$ .

В таблице 4 рассматривается влияние интенсификаторов на основные параметры ТА (индекс «л» относится к облуненной поверхности, индекс «р» к оребренной) для критерия В-1 (уменьшение объема ТА при постоянных  $G$ ,  $N$  и  $Q$ ).

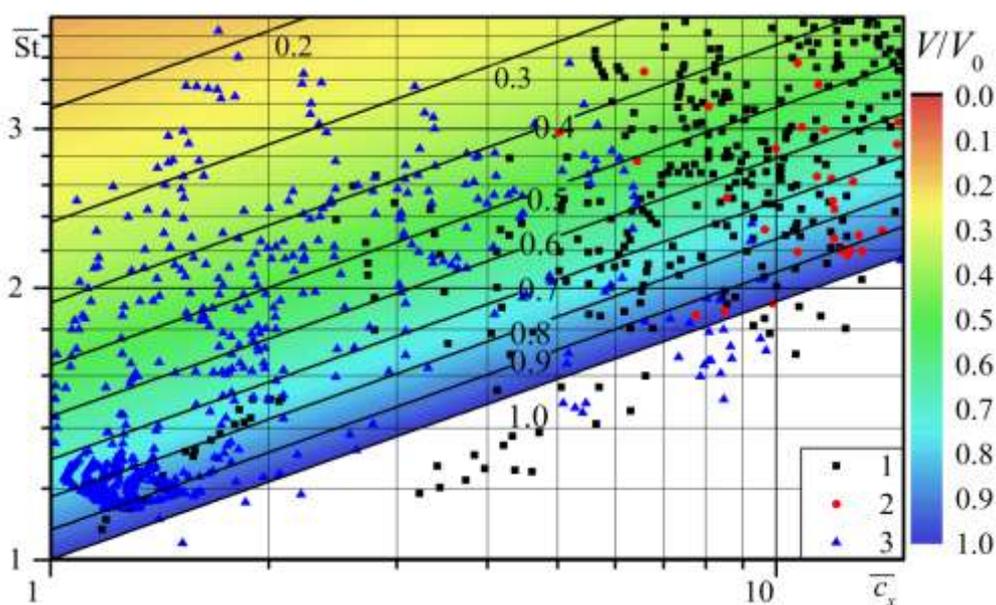
**Таблица 4.** Сравнение эффективности лунок и ребер (уменьшение объема ТА для критерия В-1)

Параметр	$\bar{z}$	$\bar{l}$	$\bar{V}$	$\bar{Re}$	$\bar{G}$	$\bar{N}$	$\bar{Q}$	$\bar{\Delta T}_l$
Лунки	0,91	0,54	<b>0,49</b>	1,10	1	1	1	1
Ребра	1,75	0,32	<b>0,56</b>	0,57	1	1	1	1
Параметр	$\frac{\bar{z}_l}{z_p}$	$\frac{\bar{l}_l}{l_p}$	$\frac{\bar{V}_l}{V_p}$	$\frac{\bar{Re}_l}{Re_p}$	$\frac{\bar{G}_l}{G_p}$	$\frac{\bar{N}_l}{N_p}$	$\frac{\bar{Q}_l}{Q_p}$	$\frac{(\bar{\Delta T}_l)_l}{(\bar{\Delta T}_l)_p}$
Лунки/Ребра	0,52	1,70	<b>0,88</b>	1,94	1	1	1	1

Согласно полученным результатам, облуненные поверхности оказываются более эффективными – ТА с лунками в 2,04 раза меньше исходного и в 1,14 раз меньше ТА с внутренним оребрением (при неизменных  $G$ ,  $N$  и  $Q$ ). Также стоит отметить почти двухкратное уменьшение количества труб (и, соответствующее уменьшение наружного диа-

метра) при использовании лунок, что позволяет снизить стоимость изготовления кожухотрубного ТА.

Однако при выборе оптимального интенсификатора теплообмена необходимо учитывать ограничения, накладываемые в соответствии с рассматриваемой целевой функцией. При дальнейшем рассмотрении критерия В-1, стоит отметить, что с помощью целевой функции  $V/V_0 = \bar{c}_x^{\frac{m}{n+3-m}} / \text{St}^{\frac{n+3}{n+3-m}}$  можно определить применимость какого-либо интенсификатора. Зависимость объема матрицы ТА от величин  $\bar{\text{St}}$  и  $\bar{c}_x$  для рассматриваемых поверхностей представлена на рис. 2. Красным областям соответствуют меньшие объемы матриц, синим – большие. Белая область соответствует увеличению объема матрицы. Как видно из графика, наибольшее снижение объема матрицы ТА будет происходить при применении лунок в качестве интенсификаторов. Однако остается открытым вопрос о достоверности опубликованных данных ранних работ по облуненным поверхностям.



1- ребра, 2 – штырьки, 3 - лунки

**Рис. 2.** Влияние теплогидравлических характеристик интенсификаторов на объем ТА, критерий В-1

При аналогичном рассмотрении остальных критериев, стоит отметить следующее:

1. Для критериев А-1 и А-2 таблицы 1 внутреннее оребрение обеспечивает большее количество переданной теплоты и большее уменьшение логарифмического напора соответственно.
2. Оребрение эффективнее уменьшает мощность на прокачку для критерия А-5 таблицы 1.
3. Лунки обеспечивают большее количество переданной теплоты для критериев А-3 и А-6 таблицы 1 и В-2 таблицы 3.

4. Лунки обеспечивают большее снижение  $\Delta T_n$  для критериев А-4 и А-7 таблицы 1 и В-3 таблицы 3.
5. Лунки эффективнее уменьшает требуемую мощность для критериев А-8 таблицы 1, Б-2 таблицы 2 и В-4 таблицы 3.
6. Лунки эффективнее уменьшают длину ТА для критериев А-5 таблицы 1, Б-1 и Б-3 таблицы 2.

### Заключение и выводы

В данной работе рассматривается вопрос применимости различных типов интенсификаторов теплообмена в теплообменном оборудовании. Представлен обзор экспериментальных и численных работ, посвященных интенсификации на облуненных поверхностях, поверхностях со штырьками и внутренним оребрением и приведены данные по теплогидравлическим характеристикам указанных поверхностей.

Выполнено описание критериев теплогидравлической эффективности, полученных для 4 различных целевых функций и 15 возможных вариантов интенсификации теплообмена. Для каждого критерия приведены зависимости, позволяющие оценить преимущества различных интенсификаторов теплообмена.

Приведенные уравнения показывают влияние теплогидравлических характеристик интенсификаторов теплообмена (величин  $\overline{St}$  и  $\overline{c_x}$ ) на основные параметры кожухотрубного ТА: количество и длину труб, объем матрицы ТА, скорость теплоносителя в матрице ТА, расход теплоносителя, мощность на прокачку (потери давления) теплоносителя, количество передаваемой теплоты, а также средний логарифмический температурный напор. На примере сравнения двух перспективных интенсификаторов теплообмена в трубах, показана важность выбора необходимого критерия эффективности для поиска оптимальной геометрии ТА.

Показано, что несмотря на относительно малые величины интенсификации теплообмена, облуненные поверхности позволяют повысить эффективность ТА, т.к. значительное увеличение сопротивления для большинства остальных интенсификаторов теплообмена отрицательно сказывается на их теплогидравлической эффективности. В частности, при сравнении целевых функций уменьшения объема ТА, представленные данные свидетельствуют о возможности применения облуненных поверхностей в различных областях техники. Также стоит отметить, что при определенных параметрах интенсифицирующей поверхности возможно снижение части параметров ТА (например, для ряда опубликованных данных возможно увеличение объема ТА согласно критерию В-1).

Дальнейшее развитие работы должно быть направлено на поиски оптимальных поверхностей теплообмена и на уточнение критериев теплогидравлической эффективности. Необходим учет теплообмена на внешней стороне теплообменных труб, теплопроводности материала труб, а также образования загрязнений на теплообменных поверхностях.

Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ (проект № 15-08-08428) и совета по грантам Президента РФ (СП-1169.2015.1, МК-6025.2016.8).

## Список литературы

1. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques // AIAA J. 2003. Vol. 41. Iss. 3. Pp. 337 -- 362. DOI: [10.2514/2.1964](https://doi.org/10.2514/2.1964)
2. Ligrani P.M. Heat transfer augmentation technologies for internal cooling of turbine components of gas turbine engines // Intern. J. of Rotating Machinery. 2013. Pp.1 -- 32. DOI: [10.1155/2013/275653](https://doi.org/10.1155/2013/275653)
3. Wen-Tao Ji, Jacobi A.M., Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 88. Pp. 735 -- 754. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.008](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.008)
4. Webb R.L., Eckert E.R.G. Application of rough surfaces to heat exchanger design // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 1972. Vol. 15. Iss. 9. Pp. 1647-1658. DOI: [10.1016/0017-9310\(72\)90095-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90095-6)
5. Gee D.L., Webb R.L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 1980. Vol. 23. Iss. 8. Pp. 1127-1136. DOI: [10.1016/0017-9310\(80\)90177-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(80)90177-5)
6. Han J. C., Park J. S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 1988. Vol. 31. Iss. 1. Pp. 183 -- 195. DOI: [10.1016/0017-9310\(88\)90235-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90235-9)
7. Han J. C., Zhang Y. M., Lee C. P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs // Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer. 1991. Vol. 113. Iss. 3. Pp. 590 -- 596. DOI: [10.1115/1.2910606](https://doi.org/10.1115/1.2910606)
8. Han J. C., Huang J. J., Lee C. P. Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters // J. of Enhanced Heat Transfer. 1993. Vol. 1. Iss. 1. Pp. 37 -- 52. DOI: [10.1615/JEnhHeatTransf.v1.i1.40](https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v1.i1.40)
9. Taslim M. E., Li T., Kercher D. M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls // Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery. 1996. Vol. 118. Iss. 1. Pp. 20 -- 28. DOI: [10.1115/1.2836602](https://doi.org/10.1115/1.2836602)
10. Taslim M. E., Wadsworth C. M. An experimental investigation of the rib surface-averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage // Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery. 1997. Vol. 119. Iss. 2. Pp. 381 -- 389. DOI: [10.1115/1.2841122](https://doi.org/10.1115/1.2841122)
11. Taslim M. E., Lengkong A. 45 deg staggered rib heat transfer coefficient measurements in a square channel // Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery. 1998. Vol. 120. Iss. 3. Pp. 571 -- 580. DOI: [10.1115/1.2841755](https://doi.org/10.1115/1.2841755)
12. Байбузенко И.Н., Седлов А.А., Иванов В.Л., Щеголев Н.Л. 77-30569/256283 Экспериментальное исследование характеристик теплообмена во внутренних каналах систем охлаждения турбомашин при использовании термохромных жидких кристаллов //

- Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 1. 8 с. Режим доступа: <http://technomag.neicon.ru/doc/256283.html> (дата обращения 02.10. 2016).
13. Егоров К.С., Щеголев Н.Л. Исследование характеристик высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена со смещенным ребром // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 6. С. 351-362.  
DOI: [10.7463/0612.0431788](https://doi.org/10.7463/0612.0431788)
  14. Mahmood G. I., Hill M. L., Nelson D. L., Ligrani P. M., Moon H.-K., Glezer B. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel // Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery. 2001. Vol. 123. Iss. 1. Pp. 115 -- 123.  
DOI: [10.1115/1.1333694](https://doi.org/10.1115/1.1333694)
  15. Mahmood G. I., Ligrani P. M. Heat transfer in a dimpled channel: Combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow Structure // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 2002. Vol. 45. Iss. 10. Pp. 2011 -- 2020.  
DOI: [10.1016/S0017-9310\(01\)00314-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00314-3)
  16. Burgess N. K., Oliveira M. M., Ligrani P. M. Nusselt number behavior on deep dimpled surfaces within a channel // Transactions of the ASME. J. of Heat Transfer. 2003. Vol. 125. Iss. 1. Pp. 11-18. DOI: [10.1115/1.1527904](https://doi.org/10.1115/1.1527904)
  17. Sunden B., Xie G., Wang Q. Predictions of enhanced heat transfer of an internal blade tip-wall with hemispherical dimples or protrusions // Transactions of the ASME. J. of Turbomachinery. 2011. Vol. 133. Iss. 4. 9 p. DOI: [10.1115/1.4002963](https://doi.org/10.1115/1.4002963)
  18. Leontiev A.I., Dilevskaya E.V., Vinogradov Yu.A., Yermolaev I.K., Strongin M.M., Bednov S.M., Golikov A.N. Effect of vortex flows at surface with hollow-type relief on heat transfer coefficients and equilibrium temperature in supersonic flow // Experimental Thermal and Fluid Science. 2002. Vol. 26. Iss. 5. Pp. 487-497. DOI: [10.1016/S0894-1777\(02\)00157-7](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00157-7)
  19. Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M., Vinogradov Yu.A. Influence of parameters of array of dimples on thermohydraulic efficiency // 8<sup>th</sup> Intern. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer (Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, Sept. 15-18, 2015): proceedings. N.Y.: Begell House Inc., 2015, pp. 753-756.
  20. Isaev S.A., Kornev N.V., Hassel E., Leontiev A.I. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 53. Iss. 1-3. Pp. 178 -- 197.  
DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042)
  21. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Корнев Н.В., Хассель Э., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена при ламинарном и турбулентном течении в узком канале с однорядными овальными лунками // Теплофизика высоких температур. 2015. Т. 53. № 3. С. 390-402. DOI: [10.7868/S0040364415030060](https://doi.org/10.7868/S0040364415030060)

22. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока и дискретно шероховатых каналов (Обзор) // Известия РАН. Энергетика. 2010. № 1. С. 13-49.
23. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Влияние интенсификаторов теплообмена на теплогидравлические свойства каналов // Теплофизика высоких температур. 2007. Т. 45. № 6. С. 925-953.
24. Lan J., Xie Y., Zhang D. Flow and heat transfer in microchannels with dimples and protrusions // Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer. 2012. Vol. 134. Iss. 2. 9 p. DOI: [10.1115/1.4005096](https://doi.org/10.1115/1.4005096)
25. Здитовец А.Г., Титов А.А. Влияние формы поверхности теплоизолированного стержня, омываемого сверхзвуковым потоком, на коэффициент восстановления температуры // Известия РАН. Энергетика. 2007. № 2. С. 111-117.
26. Бурцев С.А. Анализ влияния различных факторов на значение коэффициента восстановления температуры на поверхности тел при обтекании потоком воздуха. Обзор // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2004. № 11. С. 1-28. DOI: [10.7463/1104.0551021](https://doi.org/10.7463/1104.0551021)
27. Chyu M. K., Yu Y., Ding H., Downs J.P., Soechting F. O. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage // 42<sup>nd</sup> Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Orlando, FLA, USA, June 2-5 1997): Proceedings. N.Y.: ASME, 1997. Vol. 3. Pp. 1 -- 7. DOI: [10.1115/97-GT-437](https://doi.org/10.1115/97-GT-437)
28. Moon S. W., Lau S. C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea and Air (Amsterdam, Netherlands, June 3-6 2002): proceedings. N.Y.: ASME, 2002. Vol. 3. Pt. A and B. Pp. 459-467. DOI: [10.1115/GT2002-30208](https://doi.org/10.1115/GT2002-30208)
29. Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., Glezer B. Comparison of thermo-hydraulic characteristics for two types of dimpled surfaces // ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air (Vienna, Austria, June 14-17, 2004): proceedings. N.Y.: ASME, 2004. Vol. 3. Pp. 933-942. DOI: [10.1115/GT2004-54204](https://doi.org/10.1115/GT2004-54204)
30. Jordan C.N., Wright L.M. Heat transfer enhancement in a rectangular (AR = 3:1) channel with V-shaped dimple // Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery. 2013. Vol. 135. Iss.1. 10 p. DOI: [10.1115/1.4006422](https://doi.org/10.1115/1.4006422)
31. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин: Учеб. пособие. М.: Изд-во МАИ, 1996. 100 с.
32. Бурцев С.А., Карпенко А.П., Леонтьев А.И. Метод распределенного получения сжиженного природного газа на газораспределительных станциях // Теплофизика высоких температур. 2016. Т. 54. № 4. С. 605-608. DOI: [10.7868/S0040364416030042](https://doi.org/10.7868/S0040364416030042)
33. Бурцев С.А. Анализ путей повышения эффективности трубы Леонтьева // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 8. С. 19-28. DOI: [10.18698/0536-1044-2016-8-19-28](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-8-19-28)

34. Киселёв Н. А. Отработка методики определения коэффициентов теплоотдачи и восстановления температуры на основе тепловой картины на поверхности пластин, обтекаемых потоком сжимаемого газа // *Тепловые процессы в технике*. 2013. № 7. С. 303-312.
35. Киселёв Н.А., Бурцев С.А., Стронгин М.М. Методика определения коэффициентов теплоотдачи поверхностей с регулярным рельефом // *Метрология*. 2015. № 3. С. 34 -- 45.
36. Leontiev A.I., Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M., Vinogradov Yu.A. Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces with spherical dimples // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016. Vol. 79. Pp. 74 -- 84.  
DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024)
37. Бурцев С.А., Киселёв Н.А., Леонтьев А.И. Особенности исследования теплогидравлических характеристик рельефных поверхностей // *Теплофизика высоких температур*. 2014. Т. 52. №. 6. С. 895-898. DOI: [10.7868/S0040364414060052](https://doi.org/10.7868/S0040364414060052)
38. Бурцев С.А., Васильев В.К., Виноградов Ю.А., Киселёв Н.А., Титов А.А. Экспериментальное исследование характеристик поверхностей, покрытых регулярным рельефом // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн*. 2013. № 1. С. 263-290. DOI: [10.7463/0113.0532996](https://doi.org/10.7463/0113.0532996)
39. Бурцев С.А., Виноградов Ю.А., Киселёв Н.А., Стронгин М.М. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поверхностей с коридорным расположением лунок // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн*. 2015. № 5. С. 348 -- 369. DOI: [10.7463/0515.0776160](https://doi.org/10.7463/0515.0776160)
40. Федотенков И.Д., Цынаева А.А. Исследование аэродинамики потока в канале с гантелеобразными лунками // *Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура*. 2016. № 1 (22). С. 15-20. DOI: [10.17673/Vestnik.2016.01.3](https://doi.org/10.17673/Vestnik.2016.01.3)
41. Chyu M.K., Hsing Y.C., Natarajan V. Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel // *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*. 1998. Vol. 120. Iss. 2. Pp. 362-367. DOI: [10.1115/1.2841414](https://doi.org/10.1115/1.2841414)
42. Ligrani P.M., Mahmood G.I. Variable property Nusselt numbers in a channel with pin fins // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2003. Vol. 17. No. 1. Pp. 103 -- 111.  
DOI: [10.2514/2.6740](https://doi.org/10.2514/2.6740)
43. Hwang J.-J., Lu C.-C. Lateral-flow effect on endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin trapezoidal duct of various pin shapes // *ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea and Air (Munich, Germany, May 8-11, 2000): proceedings*. N.Y.: ASME, 2000. Vol. 3. Pp. 1-9. DOI: [10.1115/2000-GT-0232](https://doi.org/10.1115/2000-GT-0232)
44. Siw S.C., Chyu M.K., Alvin M.A. Effects of pin detached space on heat transfer in a rib roughened channel // *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conf. and Exposition (Vancouver, Canada, June 6-10, 2011): proceedings*. N.Y.: ASME, 2011. Vol. 5. Pt. A and B. Pp. 1483-1493. DOI: [10.1115/GT2011-46078](https://doi.org/10.1115/GT2011-46078)

45. Cho H.H., Lee S.Y., Wu S.J. The combined effects of rib arrangements and discrete ribs on local heat/mass transfer in a square duct // ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea and Air (New Orleans, LA, USA, June 4-7, 2001): proceedings. N.Y.: ASME, 2001. Vol. 3. Pp. 1 -- 11. DOI: [10.1115/2001-GT-0175](https://doi.org/10.1115/2001-GT-0175)
46. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.Л., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. М.: МГТУ им. Баумана, 2003. 591 с.
47. Bergles A.E., Bllumenkrantz A.R., Taborek J. Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces // 5<sup>th</sup> Intern. Heat Transfer Conf. ИНТС-5 (Tokyo, Japan, Sept. 3-7, 1974): proceedings. Tokyo: JSME, 1974. Vol. 2. Pp. 239-243.
48. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена / Под общ. ред. Ю.М. Гортышова. Казань.: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
49. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассобмен и трение в турбулентном пограничном слое. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.
50. Schlichting H. Boundary-layer theory. 7<sup>th</sup> ed. N.Y.: McGraw-Hill, 1979. 817 p.

## Selection of Rational Heat Transfer Intensifiers in the Heat Exchanger

S.A. Burtsev<sup>1,2,\*</sup>, Yu.A. Vinogradov<sup>1</sup>,  
N.A. Kiselev<sup>1,2</sup>, M.M. Strongin<sup>1</sup>

\*[burtsev@bmstu.ru](mailto:burtsev@bmstu.ru)

<sup>1</sup>Lomonosov Moscow State University, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** heat transfer enhancement, drag increasing, dimples, ribs, pin-fins, Stanton number, drag coefficient, heat exchangers, optimization

---

The paper considers the applicability of different types of heat transfer intensifiers in the heat exchange equipment. A review of the experimental and numerical works devoted to the intensification of the dimpled surface, surfaces with pins and internally ribbed surface were presented and data on the thermal-hydraulic characteristics of these surfaces were given.

We obtained variation of thermal-hydraulic efficiency criteria for 4 different objective functions and 15 options for the intensification of heat transfer. This makes it possible to evaluate the advantages of the various heat transfer intensifiers.

These equations show influence of thermal and hydraulic characteristics of the heat transfer intensifiers (the values of the relative heat transfer and drag coefficients) on the basic parameters of the shell-and-tube heat exchanger: the number and length of the tubes, the volume of the heat exchanger matrix, the coolant velocity in the heat exchanger matrix, coolant flow rate, power to pump coolant (or pressure drop), the amount of heat transferred, as well as the average logarithmic temperature difference.

The paper gives an example to compare two promising heat transfer intensifiers in the tubes and shows that choosing the required efficiency criterion to search for optimal heat exchanger geometry is of importance.

Analysis is performed to show that a dimpled surface will improve the effectiveness of the heat exchanger despite the relatively small value of the heat transfer intensification, while a significant increase in drag of other heat transfer enhancers negatively affects their thermal-hydraulic efficiency.

For example, when comparing the target functions of reducing the heat exchanger volume, the data suggest that application of dimpled surfaces in various fields of technology is possible. But there are also certain surfaces that can reduce the parameters of a heat exchanger.

It is shown that further work development should be aimed at the search for optimal heat transfer surfaces and at clarifying the criteria for thermal-hydraulic efficiency. Consideration of

the effect of heat transfer on the outside surface of the tubes, thermal conductivity of the tube material, as well as the appearance of fouling on heat transfer surfaces is required.

## References

1. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques. *AIAA J.*, 2003, vol. 41, iss. 3, pp. 337 -- 362. DOI: [10.2514/2.1964](https://doi.org/10.2514/2.1964)
2. Ligrani P.M. Heat transfer augmentation technologies for internal cooling of turbine components of gas turbine engines. *Intern. J. of Rotating Machinery*, 2013, pp.1 -- 32. DOI: [10.1155/2013/275653](https://doi.org/10.1155/2013/275653)
3. Wen-Tao Ji, Jacobi A.M., Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 88, pp. 735 -- 754. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.008](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.008)
4. Webb R.L., Eckert E.R.G. Application of rough surfaces to heat exchanger design. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 1972, vol. 15, iss. 9, pp. 1647-1658. DOI: [10.1016/0017-9310\(72\)90095-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90095-6)
5. Gee D.L., Webb R.L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 1980, vol. 23, iss. 8, pp. 1127-1136. DOI: [10.1016/0017-9310\(80\)90177-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(80)90177-5)
6. Han J. C., Park J. S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 1988, vol. 31, iss. 1, pp. 183 -- 195. DOI: [10.1016/0017-9310\(88\)90235-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90235-9)
7. Han J. C., Zhang Y. M., Lee C. P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, 1991, vol. 113, iss. 3, pp. 590 -- 596. DOI: [10.1115/1.2910606](https://doi.org/10.1115/1.2910606)
8. Han J. C., Huang J. J., Lee C. P. Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters. *J. of Enhanced Heat Transfer*, 1993, vol. 1, iss. 1, pp. 37 -- 52. DOI: [10.1615/JEnhHeatTransf.v1.i1.40](https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v1.i1.40)
9. Taslim M. E., Li T., Kercher D. M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 1996, vol. 118, iss. 1, pp. 20 -- 28. DOI: [10.1115/1.2836602](https://doi.org/10.1115/1.2836602)
10. Taslim M. E., Wadsworth C. M. An experimental investigation of the rib surface-averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 1997, vol. 119, iss. 2, pp. 381 -- 389. DOI: [10.1115/1.2841122](https://doi.org/10.1115/1.2841122)
11. Taslim M. E., Lengkong A. 45 deg staggered rib heat transfer coefficient measurements in a square channel. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 1998, vol. 120, iss. 3, pp. 571 -- 580. DOI: [10.1115/1.2841755](https://doi.org/10.1115/1.2841755)

12. Baibuzenko I.N., Sedlov A.A., Ivaniv V.L., Schegolev N.L. 77-30569/256283 Experimental survey of heat transfer characteristics in inner channels of turbomachine cooling systems when using thermochromic liquid crystals. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E.Baumana*. [Science & Education of the Bauman MSTU], 2012, no.1. Available at: <http://technomag.neicon.ru/doc/256283.html>, accessed 02.10.2016.
13. Egorov K.S., Schegolev N.L. Investigation of characteristics of high-compact plate-fin heat-exchange surfaces with shifted fin. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E.Baumana*. [Science & Education of the Bauman MSTU], 2012, no. 6. DOI: [10.7463/0612.0431788](https://doi.org/10.7463/0612.0431788)
14. Mahmood G. I., Hill M. L., Nelson D. L., Ligrani P. M., Moon H.-K., Glezer B. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 2001, vol. 123, iss. 1, pp. 115 -- 123. DOI: [10.1115/1.1333694](https://doi.org/10.1115/1.1333694)
15. Mahmood G. I., Ligrani P. M. Heat transfer in a dimpled channel: Combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow Structure. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 2002, vol. 45, iss. 10, pp. 2011 -- 2020. DOI: [10.1016/S0017-9310\(01\)00314-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00314-3)
16. Burgess N. K., Oliveira M. M., Ligrani P. M. Nusselt number behavior on deep dimpled surfaces within a channel. *Transactions of the ASME. J. of Heat Transfer*, 2003, vol. 125, iss. 1, pp. 11-18. DOI: [10.1115/1.1527904](https://doi.org/10.1115/1.1527904)
17. Sunden B., Xie G., Wang Q. Predictions of enhanced heat transfer of an internal blade tip-wall with hemispherical dimples or protrusions. *Transactions of the ASME. J. of Turbomachinery*, 2011, vol. 133, iss. 4. 9 p. DOI: [10.1115/1.4002963](https://doi.org/10.1115/1.4002963)
18. Leontiev A.I., Dilevskaya E.V., Vinogradov Yu.A., Yermolaev I.K., Strongin M.M., Bednov S.M., Golikov A.N. Effect of vortex flows at surface with hollow-type relief on heat transfer coefficients and equilibrium temperature in supersonic flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, vol. 26, iss. 5, pp. 487-497. DOI: [10.1016/S0894-1777\(02\)00157-7](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00157-7)
19. Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M., Vinogradov Yu.A. Influence of parameters of array of dimples on thermohydraulic efficiency. *8<sup>th</sup> Intern. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer* (Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, Sept. 15-18, 2015): proceedings. N.Y.: Begell House Inc., 2015, pp. 753-756.
20. Isaev S.A., Kornev N.V., Hassel E., Leontiev A.I. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel. *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 53, iss. 1-3, pp. 178 -- 197. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042)
21. Isaev S.A., Leontiev A.I., Kornev N.V., Hassel E., Chudnovskii Y.P. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with one-row oval dimples. *High Temperature*, 2015, Vol. 53, Iss. 3, pp. 375 -- 386. DOI: [10.1134/S0018151X15030074](https://doi.org/10.1134/S0018151X15030074)

22. Leontiev A.I., Olimpiev V.V. Energy saving potential of different methods of twist flow and discrete rough channels. *Izvestiia RAN. Energetika* [Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering], 2010, no. 1, pp. 13-49 (in Russ.).
23. Leontiev A.I., Olimpiev V.V. The effect of intensifiers of heat transfer on the thermo-hydraulic properties of channels. *High Temperature*, 2007, vol. 45, no. 6, pp.844-870.
24. Lan J., Xie Y., Zhang D. Flow and heat transfer in microchannels with dimples and protrusions. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, 2012, vol. 134, iss. 2. 9 p. DOI: [10.1115/1.4005096](https://doi.org/10.1115/1.4005096)
25. Zditovets A.G., Titov A.A. The influence of the shape of the surface of the insulated rod, washed by the supersonic flow, the temperature recovery factor. *Izvestiia RAN. Energetika* [Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering], 2007, no. 2, pp. 111-117 (in Russ.).
26. Burtsev S.A. Analysis of influence of different factors on the value of the temperature recovery factor at object surfaces in case of an airflow. Review. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E.Baumana*. [Science & Education of the Bauman MSTU], 2004, no. 11, pp. 1-28. DOI: [10.7463/1104.0551021](https://doi.org/10.7463/1104.0551021)
27. Chyu M. K., Yu Y., Ding H., Downs J.P., Soechting F. O. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage. *42<sup>nd</sup> Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition* (Orlando, FLA, USA, June 2-5 1997): Proceedings. N.Y.: ASME, 1997. Vol. 3. Pp. 1 -- 7. DOI: [10.1115/97-GT-437](https://doi.org/10.1115/97-GT-437)
28. Moon S. W., Lau S. C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel. *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea and Air* (Amsterdam, Netherlands, June 3-6 2002): Proceedings. N.Y.: ASME, 2002. Vol. 3. Pt. A and B. Pp. 459-467. DOI: [10.1115/GT2002-30208](https://doi.org/10.1115/GT2002-30208)
29. Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., Glezer B. Comparison of thermo-hydraulic characteristics for two types of dimpled surfaces. *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air* (Vienna, Austria, June 14-17, 2004): proceedings. N.Y.: ASME, 2004. Vol. 3. Pp. 933-942. DOI: [10.1115/GT2004-54204](https://doi.org/10.1115/GT2004-54204)
30. Jordan C.N., Wright L.M. Heat transfer enhancement in a rectangular (AR = 3:1) channel with V-shaped dimple. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 135, iss.1. 10 p. DOI: [10.1115/1.4006422](https://doi.org/10.1115/1.4006422)
31. Nagoga G.P. *Effektivnye sposoby okhlazhdeniia lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin* [Effective methods of cooling of blades of high-temperature gas turbines]. Moscow: MAI Publ., 1996. 100 p. (in Russ.).
32. Burtsev S.A., Karpenko A.P., Leontiev A.I. A method for distributed production of liquefied natural gas at gas-distribution station. *High Temperature*, 2016, vol. 54, no. 4, pp. 573-576. DOI: [10.1134/S0018151X6030044](https://doi.org/10.1134/S0018151X6030044)
33. Burtsev S.A. Analyzing ways to improve the efficiency of the Leontiev tube. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie* [Proceedings of the Higher Educational In-

- stitutions. Machine Building], 2016, no. 8, pp. 19-28. DOI: [10.18698/0536-1044-2016-8-19-28](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-8-19-28)
34. Kiselev N.A. Development of a method for determination of heat transfer coefficient and temperature recovery factor based on thermal picture of a plate surface streamlined by compressed gas flow. *Thermal Processes in Engineering*, 2013, no.7, pp. 303-312.
35. Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M. A procedure for determining the heat transfer coefficients of surfaces with regular relief. *Measurement Techniques*, 2015, vol. 58, no. 9, pp. 1016-1022. DOI: [10.1007/s11018-015-0835-7](https://doi.org/10.1007/s11018-015-0835-7)
36. Leontiev A.I., Kiselev N.A., Burtsev S.A., Strongin M.M., Vinogradov Yu.A. Experimental investigation of heat transfer and drag on surfaces with spherical dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 74 -- 84.  
DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.024)
37. Burtsev S.A., Kiselev N.A., Leontiev A.I. Peculiarities of studying thermohydraulic characteristics of relief surfaces. *High Temperature*, 2014, vol. 52, no. 6, pp. 8690872.  
DOI: [10.1134/S0018151X14060054](https://doi.org/10.1134/S0018151X14060054)
38. Burtsev S.A., Vasil'ev V.K., Vinogradov Yu.A., Kiselev N.A., Titov A.A. Experimental study of parameters of surfaces coated with regular relief. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E.Baumana*. [Science & Education of the Bauman MSTU], 2013, no. 1. Pp. 1-23.  
DOI: [10.7463/0113.0532996](https://doi.org/10.7463/0113.0532996)
39. Burtsev S.A., Vinogradov Yu.A., Kiselev N.A., Strongin M.M. Experimental study of thermo-hydraulic characteristics of surfaces with in-line dimple arrangement. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E.Baumana*. [Science & Education of the Bauman MSTU], 2015, no. 5, pp. 367-369. DOI: [10.7463/0515.0776160](https://doi.org/10.7463/0515.0776160)
40. Fedotenkov I.D., Tsynaeva A.A. Study of flow aerodynamics in a channel with dumbbell-shaped dimples. *Vestnik SGASU. Town Planning and Architecture*, 2016, no. 1 (22). Pp. 15-20. DOI: [10.17673/Vestnik.2016.01.3](https://doi.org/10.17673/Vestnik.2016.01.3) (in Russ.).
41. Chyu M.K., Hsing Y.C., Natarajan V. Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 1998, vol. 120, iss. 2, pp. 362-367. DOI: [10.1115/1.2841414](https://doi.org/10.1115/1.2841414)
42. Ligrani P.M., Mahmood G.I. Variable property Nusselt numbers in a channel with pin fins. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2003, vol. 17, no. 1, pp. 103 -- 111.  
DOI: [10.2514/2.6740](https://doi.org/10.2514/2.6740)
43. Hwang J.-J., Lu C.-C. Lateral-flow effect on endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin trapezoidal duct of various pin shapes. *ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea and Air* (Munich, Germany, May 8-11, 2000): proceedings. N.Y.: ASME, 2000. Vol. 3. 9 p. DOI: [10.1115/2000-GT-0232](https://doi.org/10.1115/2000-GT-0232)
44. Siw S.C., Chyu M.K., Alvin M.A. Effects of pin detached space on heat transfer in a rib roughened channel. *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conf. and Exposition*

- (Vancouver, Canada, June 6-10, 2011): proceedings. N.Y.: ASME, 2011. Vol.5 Pt. A and B. Pp. 1483-1493. DOI: [10.1115/GT2011-46078](https://doi.org/10.1115/GT2011-46078)
45. Cho H.H., Lee S.Y., Wu S.J. The combined effects of rib arrangements and discrete ribs on local heat/mass transfer in a square duct // ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea and Air (New Orleans, LA, USA, June 4-7, 2001): proceedings. N.Y.: ASME, 2001. Vol. 3. Pp. 1 -- 11. DOI: [10.1115/2001-GT-0175](https://doi.org/10.1115/2001-GT-0175)
46. Ivanov V.L., Leontiev A.I., Manushin E.L., Osipov M.I. *Teploobmennye apparaty i sistemy okhlazhdeniia gazoturbinykh i kombinirovannykh ustanovok* [Heat exchangers and cooling systems gas turbine and combined plants]. Moscow: BMSTU Publ., 2003. 591 p. (in Russ.).
47. Bergles A.E., Bllumenkrantz A.R., Taborek J. Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces. *5<sup>th</sup> Intern. Heat Transfer Conf. IHTC-5* (Tokyo, Japan, Sept. 3-7, 1974): proceedings. Tokyo: JSME, 1974. Vol. 2. Pp. 239-243.
48. Popov I.A., Makhianov Kh.M., Gureev V.M. *Fizicheskie osnovy i promyshlennoe primeneniye intensivifikatsii teploobmena* [Physical basics and industrial applications of heat transfer enhancement] / Ed. By Yu.M. Gortyshov. Kazan, 2009. 560 p. (in Russ.).
49. Kutateladze S.S., Leontiev A.I. *Teplomassoobmen i trenie v turbulentnom pograničnom sloe* [Teplomassoobmen and friction in a turbulent boundary layer]. 2<sup>nd</sup> ed. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1985. 320 p. (in Russ.).
50. Schlichting H. Boundary-layer theory. 7<sup>th</sup> ed. N.Y.: McGraw-Hill, 1979. 817 p.