

**Выводы**

1. За углублениями цилиндрической, сферической, квадратной и ромбовидной формы, расположенными в первом и втором ряду двойного ряда, переход к турбулентности происходит по «байпасному» механизму.

2. «Перекрытие» углублений активизирует переход к турбулентности; при отсутствии «перекрытия» переход происходит при  $Re_x = 2700...6000$ , а в системе с «перекрытием» – при  $Re_x = 2200...3300$ .

3. Для исследованных условий глубина и форма углубления оказывают незначительное влияние на интенсивность теплообмена за двойным рядом углублений.

4. «Перекрытие» углублений интенсифицирует теплообмен только за углублениями второго ряда.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центро-

бежных массовых сил. Том 5. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.

2. Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Алексеев В.В. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. – М.: Изд. Московского энергетического ун-та, 2005. – 83 с.

3. Ekkad S. V., Han J.C. Heat transfer inside and downstream of cavities using transient liquid crystal method // Thermophysics and Heat Transfer, July – September 1996. – P. 511 – 516.

4. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. – М.: Атомиздат, 1979. – 213 с.

5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Изд. Наука, 1969. – 742 с.

Получено 23.07.2007 г.

УДК 536.24:533.6.011

**Письменный Е.Н., Терех А.М.,  
Рогачев В.А., Бурлей В.Д., Горащенко О.С.**

*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»*

## ТЕПЛООБМЕН В ШАХМАТНЫХ ПУЧКАХ ТРУБ СО СПИРАЛЬНО-ЛЕНТОЧНЫМ РАЗРЕЗНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Запропоновано узагальнюючі залежності для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі шахматних поперечно-обмиваних пучків труб з розрізним спіралью-стрічковим оребрением, що базуються на результатах експериментальних досліджень в інтервалах змінення чисел Рейнольдса  $Re_d = (5...50) \cdot 10^3$ , параметрів розміщення  $S_1/S_2 = 0,8...2,5$ , коефіцієнтів оребрения  $\psi = 5,1...11,3$ .

Предложены обобщающие зависимости для определения конвективных коэффициентов теплоотдачи шахматных поперечно-омываемых пучков труб с разрезным спирально-ленточным оребрением в интервалах изменения чисел Рейнольдса  $Re_d = (5...50) \cdot 10^3$ , параметров размещения  $S_1/S_2 = 0,8...2,5$ , коэффициентов оребрения  $\psi = 5,1...11,3$ .

Generalized relations for determining heattransfer of staggered cross-flow tube bundles with cut spiral-band fins are considered. It is guided by results of the experimental investigation in the value interval of Reynolds number  $Re_d = (5...50) \cdot 10^3$  with placement parameters  $S_1/S_2 = 0,8...2,5$  and coefficients of finning  $\psi = 5,1...11,3$ .

$D$  – диаметр вершин ребер;  
 $d$  – диаметр несущей трубы;  
 $F$  – площадь поперечного проходного сечения;  
 $H$  – полная площадь теплоотдающей поверхности;

$Nu$  – число Нуссельта;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $S$  – шаг;  
 $s$  – ширина лепестка;

$h$  – высота ребра;  
 $S_1/S_2$  – параметр размещения;  
 $t$  – шаг ребер;  
 $w$  – скорость потока;  
 $z$  – количество рядов;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  
 $\delta$  – толщина ребра;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  
 $\sigma$  – относительный шаг;  
 $\psi$  – коэффициент оребрения.

**Индексы нижние:**

1 – поперечный;

2 – продольный.  
 в – вход;  
 ист – истинный;  
 к – конвективный;  
 м – металл;  
 оп – опытный;  
 ор – оребренный;  
 п – полный;  
 пр – приведенный;  
 р – расчетный, разрезка;  
 тр – трубная гладкой части.

### **Введение**

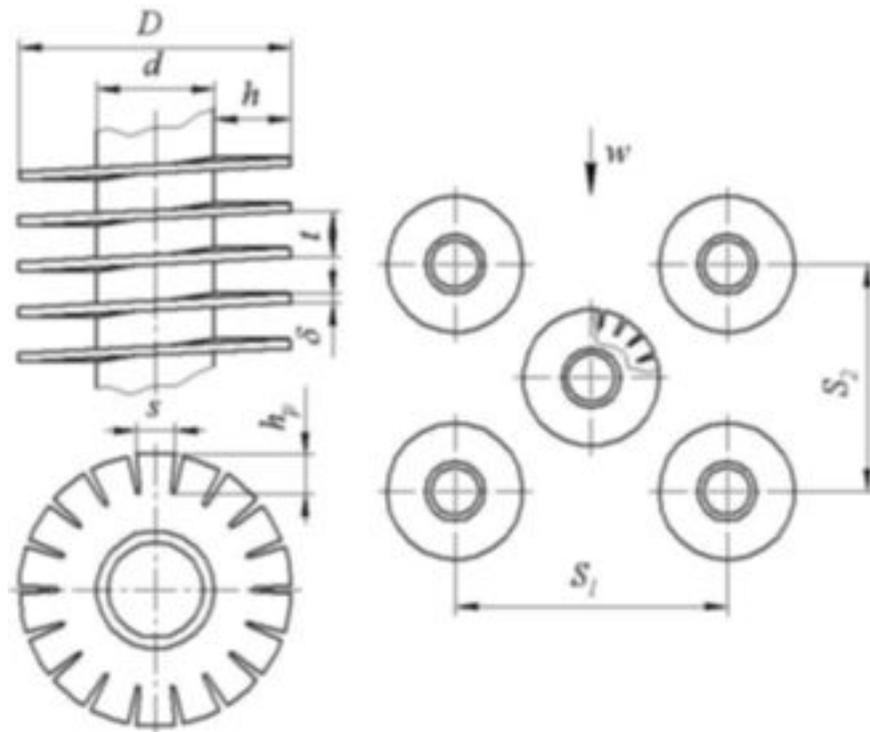
В современных условиях развития отечественной энергетики и на ближайшую перспективу резко возрастают требования к энергосбережению, экономичности и надежности теплооборудования. Одним из эффективных средств обеспечения этих требований является интенсификация рабочих процессов, осуществляемых в энергетических установках. В частности, значительная роль при этом принадлежит интенсификации теплообмена [1, 2].

Широкое использование в энергетических отраслях теплоносителей высоких и сверхвысоких параметров заставляет применять теплообменные устройства в основном поверхностного типа в виде различных трубных пучков. При этом трубы используются обычно гладкостенные. Замена их на оребренные позволяет существенно интенсифицировать теплообмен. Кроме эффекта от увеличения площади теплопередающей поверхности со стороны более низкого коэффициента теплоотдачи, часто удается одновременно получить дополнительный эффект от воздействия на гидродинамику теплоносителей. В итоге это приводит к снижению металлоемкости и уменьшению габаритов теплообменных устройств, а также полных гидравлических сопротивлений с внешней и внутренней сторон.

Многочисленное количество разработок интенсифицирующих поверхностей связано с созданием условий для разрушения на ребре утолщенных пограничных слоев и образования вихревых структур с отрывом. Достигнуть таких

условий можно различными способами, например, за счет гофрировки поперечных ребер, их перфорирования, использования теплообменных труб с разрезными, сетчатыми, лепестковыми ребрами [3–6].

Большую известность у нас и за рубежом получил вид оребрения, названный сегментным или разрезным (просечным), образуемый приваркой предварительно просеченной стальной ленты к наружной поверхности трубы с помощью токов высокой частоты. Впервые такая развитая поверхность была исследована в работе [7]. Из анализа ее данных следует, что применение такого типа оребрения может привести к существенно-му тепловому эффекту, несмотря на небольшую потерю площади теплоотдающей поверхности по сравнению с таким же по высоте, толщине и шагу сплошным спирально-ленточным оребрением. Интенсификация теплообмена при этом происходит не только вследствие уменьшения толщины пограничного слоя на узких сегментах и турбулизации потока при его срыве с их острых кромок, но и в результате того, что каждый элемент сегментного ребра представляет собой прямоугольное ребро или лепесток, коэффициент эффективности которого выше, чем у круглого шайбового. Предварительные расчеты, выполненные по данным [7], показали, что замена обычного спирально-ленточного оребрения сегментным уменьшает количество труб в пучке на 18...20%. Однако эксперименты в [7] выполнены для ограниченного диапазона шаговых характеристик и только для одного вида размещения труб в пучке – в вершинах равностороннего тре-



**Рис. 1.** Труба с разрезным спирально-ленточным оребрением.

угольника. Но такая компоновочная схема пучка снижает ремонтпригодность поверхности нагрева и теплообменника в целом. Кроме того, в [7] отсутствует сравнительная оценка основных тепловых характеристик пучков труб с обычным спирально-ленточным и разрезным оребрением, не приведены данные об эффективности разрезного ребра.

Учитывая изложенное, и с целью создания точной и надежной инженерной методики теплового расчета в НТУУ «КПИ» проведены экспериментальные исследования по теплообмену в шахматных пучках труб со спирально-ленточным разрезным оребрением.

### **1. Методика исследований**

Исследование выполнено на стенде и по методике, приведенной в работе [8].

Эксперименты проведены в аэродинамической трубе в условиях полного теплового моделирования, достигавшегося путем электрообогрева каждой трубы пучка, состоящего в зависимости от шаговых характеристик из  $z_1 = 3...4$  продольных и  $z_2 = 7...8$  поперечных рядов. Определение

среднеповерхностных значений конвективных коэффициентов теплоотдачи осуществлялось с помощью трубы – калориметра, установленной в 5-м или 6-м продольном ряду пучка, по результатам измерения температурного поля ребра и стенки несущей трубы.

В эксперименте использовались натурные образцы стальных труб с разрезным спирально-ленточным оребрением, изготовленные по промышленной технологии на АО «Подольский машиностроительный завод» [9]. Общие виды ребристой трубы и пучка труб показаны на рис.1.

Основные геометрические характеристики исследованных труб с разрезным оребрением представлены в табл.1.

Основные геометрические характеристики части отобранных из исследованных шахматных пучков труб с разрезным оребрением представлены в табл.2.

С целью удобства анализа и обработки экспериментальных данных каждый трубный пучок обозначался двузначным номером, объединяющим номера серий (типов труб) и размещений труб в пучке. Например, номер пучка «12» – се-

Табл. 1. Геометрические характеристики оребренных труб

| Номер серии | $d$ , мм | $h$ , мм | $t$ , мм | $\delta$ , мм | $s$ , мм | $h_p$ , мм | $\psi$ |
|-------------|----------|----------|----------|---------------|----------|------------|--------|
| 1           | 32       | 14,5     | 5,0      | 1,0           | 4,0      | 6,0        | 9,31   |
| 2           | 32       | 16,5     | 5,0      | 1,0           | 4,0      | 7,0        | 10,36  |
| 3           | 32       | 14,5     | 10,0     | 1,0           | 4,0      | 6,0        | 5,10   |
| 4           | 42       | 16,0     | 5,0      | 1,2           | 4,0      | 7,0        | 9,56   |
| 5           | 42       | 19,5     | 8,0      | 1,3           | 4,0      | 12,5       | 7,79   |
| 6           | 38       | 17,3     | 4,5      | 1,0           | 4,0      | 10,0       | 11,31  |
| 7           | 38       | 16,9     | 5,0      | 1,0           | 4,0      | 10,0       | 9,63   |

Табл. 2. Геометрические характеристики шахматных пучков труб

| Номер размещ. | $S_1$ , мм | $S_2$ , мм | $S_1 / S_2$ |
|---------------|------------|------------|-------------|
| Серия 1       |            |            |             |
| 1             | 62         | 55         | 1,127       |
| 2             | 70         | 55         | 1,273       |
| 3             | 70         | 65         | 1,077       |
| 4             | 70         | 85         | 0,824       |
| 5             | 111        | 50         | 2,220       |
| 6             | 111        | 75         | 1,484       |
| 7             | 124        | 50         | 2,490       |
| Серия 2       |            |            |             |
| 3             | 70         | 65         | 1,077       |
| 7             | 124        | 50         | 2,490       |
| Серия 3       |            |            |             |
| 3             | 70         | 65         | 1,077       |
| 7             | 124        | 50         | 2,490       |
| Серия 4       |            |            |             |
| 8             | 135        | 60         | 2,250       |
| 9             | 86         | 75         | 1,146       |
| Серия 5       |            |            |             |
| 8             | 135        | 60         | 2,250       |
| 9             | 86         | 75         | 1,146       |
| Серия 6       |            |            |             |
| 10            | 86         | 85         | 1,012       |
| 11            | 96         | 85         | 1,129       |
| 12            | 91         | 79         | 1,152       |
| Серия 7       |            |            |             |
| 10            | 86         | 85         | 1,012       |
| 11            | 96         | 85         | 1,129       |
| 12            | 91         | 79         | 1,152       |

рия 1 (см. табл. 1), номер размещения 2 (см. табл. 2). В табл. 2 представлена выборка 21-го типоразмера пучков из общего числа исследованных пучков труб с разрезным оребрением равным 33-м.

Исследование среднеповерхностного теплообмена проводилось в интервале чисел Рейнольдса  $Re_d = (1...50) \cdot 10^3$  в стационарных условиях и сводилось к выявлению закономерностей изменения числа Нуссельта  $Nu$  в зависимости от числа  $Re_d$ . В качестве определяющего линейного размера в числах  $Re_d$  и  $Nu$  принимался диаметр несущей трубы  $d$ . Теплофизические константы относились к температуре воздушного потока, омывающего поперечный ряд пучка в котором находилась труба-калориметр.

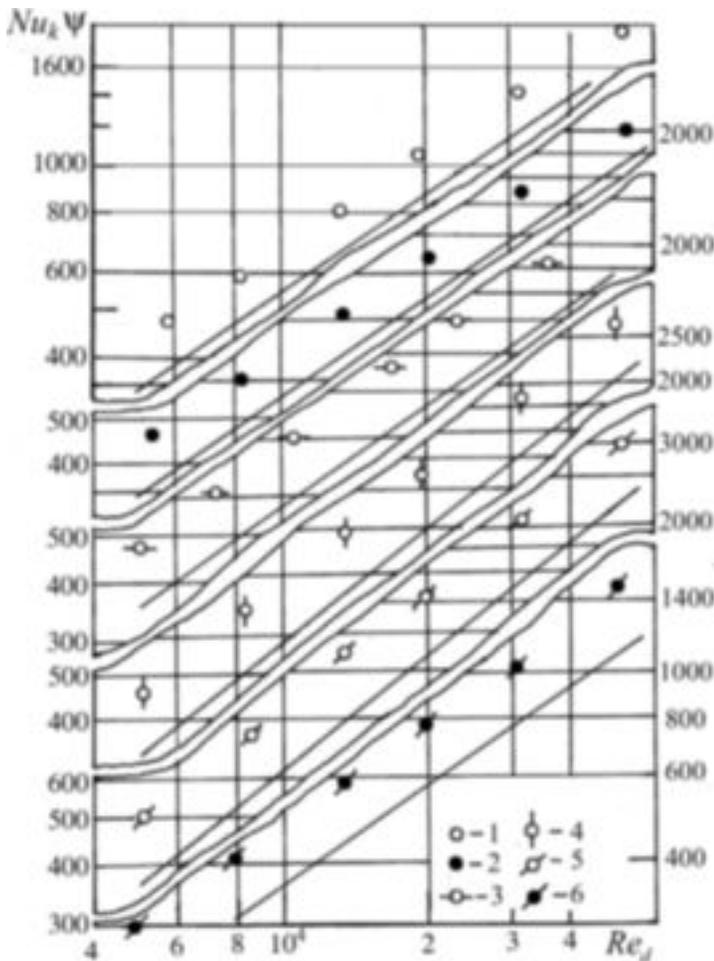
## 2. Результаты исследований, их анализ и обобщение

Опытные зависимости, приведенные в координатах чисел подобия  $Nu$ ,  $Re_d$  на рис. 2, аппроксимировались в виде степенной функции

$$Nu_k = C Re_d^m, \quad (1)$$

где  $C$  и  $m$  – безразмерные параметры, зависящие от геометрических характеристик оребренных труб и их пучков.

Для оценки эффекта интенсификации теплообмена от применения разрезного оребрения, полученные результаты сопоставлялись с данными по теплоотдаче пучков труб со спирально-ленточным оребрением, имеющих такие же диаметры несущих труб, толщины, высоты, шаги ребер, рассчитанными по рекомендуемым фор-



**Рис. 2. Результаты исследования теплообмена шахматных пучков труб со спирально-ленточным разрезным оребрением: 1 – пучок №11; 2 – №13; 3 – №16; 4 – №17; 5 – №27; 6 – №33 (Обозн. в соответствии с табл.1,2)**

мулам [10]. На рис. 2 эти данные изображены в виде сплошных наклонных линий. Анализ данных показывает, что интенсивность теплообмена возрастает во всех исследованных вариантах пучков труб с разрезным оребрением и составляет 25...35%. Наибольшая интенсификация характерна для компоновок с большими относительными поперечными и достаточно малыми относительными продольными шагами, т.е. при  $\sigma_1/\sigma_2 > 1,8$ . Причем существуют оптимальные значения  $\sigma_1/\sigma_2 = 2...2,3$ , дающие наибольшие приращения интенсивности теплоотдачи. Примечательно то, что максимальное приращение интенсивности теплообмена встречается для компоновок, имеющих наибольшие значения средних по поверхности коэффициентов теплоотдачи.

При обобщении экспериментальных данных во внимание принимался тот факт, что показатели степени  $m$  при числе  $Re_d$  в формуле (1) для пучков труб с разрезным оребрением, практически не отличаются от соответствующих им значений для пучков труб со спирально-ленточным оребрением, рассчитанных по формулам [10]. Сравнительный анализ показывает, что отклонения значений степени  $m$  в (1) не превышают  $\Delta m = \pm 0,01$  и в пределах точности результатов измерений являются несущественными.

Таким образом, расчет показателя степени  $m$  при числе  $Re_d$  для исследованных шахматных пучков труб со спирально-ленточным разрезным оребрением следует выполнять по формуле [10]

$$m = 0,7 + 0,08 \operatorname{th} \left( \frac{S_1}{S_2} - \frac{1,26}{\psi} - 2 \right) + 0,005 \psi. \quad (2)$$

Безразмерный комплексный коэффициент  $C$  в формуле (1) определялся на основании обобщенных экспериментальных данных и анализа механизма переноса. В общем виде его можно представить как произведение коэффициентов, учитывающих геометрические параметры пучка, его рядность и форму оребрения:

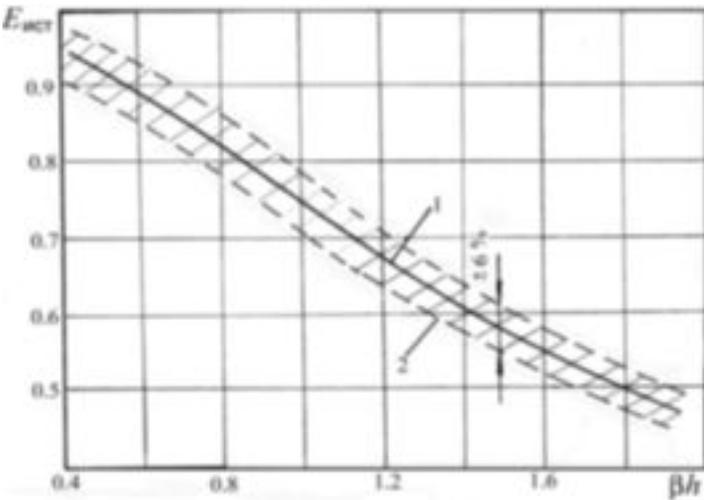
$$C = C_q C_n C_z, \quad (3)$$

где  $C_q$  – параметрический коэффициент для шахматных пучков труб со спирально-ленточным оребрением, рассчитываемый по формуле [10]:

$$C_q = \left[ 1,36 - \operatorname{th} \left( \frac{S_1}{S_2} - \frac{1,26}{\psi} - 2 \right) \right] \left[ \frac{1,1}{\psi + 8} - 0,014 \right]. \quad (4)$$

Величина поправки на интенсификацию теплообмена за счет применения разрезки ребра по результатам исследования лежит в пределах  $C_n = 1,25...1,35$  и является функцией параметров  $S_1/S_2, \psi$ . Как показывает анализ данных, интенсивность теплообмена возрастает с увеличением  $S_1/S_2$  и уменьшением  $\psi$ . Однако с достаточной степенью точности для рассматриваемого диапазона геометрических характеристик шахматных пучков труб поправочный коэффициент  $C_n$  можно принять постоянным и равным 1,3.

Коэффициент  $C_z$ , зависящий от рядности пучка вдоль потока  $z_2$  и шаговых характеристик



**Рис. 3. Зависимость истинной эффективности разрезного ребра от параметра  $\beta h$ .**

$S_1/S_2$ , находится по формулам, приведенным в [1]. Так, при  $z_2 \geq 8, C_z = 1,0$ .

Для области значений  $S_1/S_2 \geq 2$

$$C_z = 3,5z_2^{0,03} - 2,72 . \tag{5}$$

Для области значений  $S_1/S_2 < 2$

$$C_z = 3,15z_2^{0,05} - 2,5 . \tag{6}$$

Таким образом, из обобщения экспериментальных данных следует, что расчет среднеповерхностного теплообмена шахматных пучков труб со спирально-ленточным разрезным оребрением, омываемых газовым потоком, имеющих коэффициенты оребрения  $\psi = 5,10...11,31$  и отношение шагов  $S_1/S_2 = 0,8...2,5$  в области чисел  $Re_d = (5...50) \cdot 10^3$  можно вести по уравнению подобия:

$$Nu_k = 1,13C_q C_n C_z Re_d^m Pr^{0,33} . \tag{7}$$

В предлагаемой расчетной системе уравнений (2) – (7) среднеповерхностный конвективный коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_k$  отнесен к полной поверхности оребренной трубы. Для расчета коэффициента теплоотдачи, отнесенного к гладкой поверхности несущей трубы  $\bar{\alpha}_{гл}$ , достаточно  $\bar{\alpha}_k$  умножить на коэффициент оребрения  $\psi$ , т.е.  $\bar{\alpha}_{гл} = \bar{\alpha}_k \psi$ , в безразмерном виде  $Nu_{гл} = Nu_k \psi$ . Оценка точности обобщающих формул (2) – (7) осуществлялась сопоставлением опытных  $Nu_{оп}$  и

расчетных  $Nu_p$  значений чисел Нуссельта для 33-х различных типоразмеров пучков труб. Из анализа данных следует, что максимальная погрешность предлагаемых расчетных формул составляет 8%.

Определенный практический интерес представляют технологические теплообменники, в которых реализуются низкие скорости омывания оребренных поверхностей порядка  $w = 0,5...2,5$  м/с. При этом одновременно должно выполняться требование обеспечения высокой интенсивности теплообмена в них. С целью изучения влияния области низких чисел ( $1000 \leq Re_d < 5000$ ) на интенсивность теплообмена, проведены исследования шахматного пучка труб с разрезным оребрением при  $S_1 \times S_2 = 122 \times 35,5$  мм. Обнаружено, что в окрестности точки  $Re_d \approx 4000$  кривая  $Nu_k = (Re_d)^m$  претерпевает характерный излом, а показатель степени  $m$  при  $Re_d$  в (1) резко уменьшается, указывая тем самым на изменение закономерности процесса теплоотдачи в пучке. Поэтому расчетная система уравнений (2) – (7) для значений низких чисел  $Re_d$  непригодна. Для получения обобщенной теплообменной зависимости в области малых чисел Рейнольдса  $Re_d < 5 \cdot 10^3$  необходимо провести новые исследования достаточно большого количества типоразмеров пучков труб.

В инженерных тепловых расчетах при проектировании разнообразных теплообменных устройств с оребренными поверхностями необходимо обязательно учитывать приведенный коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{пр}$ , характеризующий теплоотдачу от поверхностей ребер и неоребренной частей трубы, а также эффективность работы ребра  $E$ . Вычисление  $\bar{\alpha}_{пр}$  производят по формуле [10]:

$$\bar{\alpha}_{пр} = \bar{\alpha}_k \left( \frac{H_{оп}}{H_{п}} E \psi_E + \frac{H_{тр}}{H_{п}} \right) . \tag{8}$$

Расчеты коэффициента эффективности  $E$  разрезного ребра в связи с их сложностью и ограниченностью отсутствуют, поэтому единственным путем его определения являются экспериментальные исследования. На рис. 3 представлены в виде полосы разброса опытные значения истинной (действительной) эффективности  $E_{ист} = E \psi_E$  в зависимости от параметра  $\beta h$ .  $\psi_E$  – поправоч-

ный коэффициент к теоретической эффективности  $E$ , учитывает неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра и температуры окружающей среды и зависит от величин  $\beta h$ ,  $Re_d$ ,  $D/d$ . Комплексный параметр  $\beta h$  (безразмерная высота ребра) широко используется в аналитических решениях задач теплопроводности в ребрах, где  $\beta = (2\alpha_k / \lambda_m \delta)^{0,5}$ . Усредненная линия 1 на графике рис. 3 равноудалена от границ разброса опытных данных (линии 2) и аппроксимируется выражением

$$E_{ист} = -0,37th(\beta h - 1) + 0,75 . \quad (9)$$

Таким образом, истинную эффективность спирально-ленточного разрезного ребра с погрешностью  $\pm 6\%$  можно определять по уравнению (9).

Из анализа данных, приведенных на рис. 3, следует, что в диапазоне изменений  $D/d = 1,76...2,0$  влияние этого параметра на величину истинной эффективности  $E_{\Psi E}$  незначительно. Обнаружено также, что для одних и тех же геометрических размеров круглого сплошного и разрезного ребер при одинаковой скорости их омывания, истинная эффективность разрезного ребра становится в среднем выше на 10 %.

Полученные в работе первичные экспериментальные данные по теплообмену были рассчитаны по известной методике Escoa Fintube Corp [11], что позволило сравнить ее с предложенной методикой НТУУ «КПИ». В методике Escoa используется относительно сложная система расчетных соотношений для определения фактора Колборна, необходимого при вычислениях конвективного коэффициента теплоотдачи. По признанию автора [7], методика Escoa дает приемлемые результаты для так называемых равносторонних шахматных компоновок, но при расчете, например, равнобедренных шахматных пучков труб возможны большие погрешности.

Результаты сравнения опытных данных НТУУ «КПИ» с расчетом их по методикам Escoa [7, 11] и НТУУ «КПИ» показали, что максимальная погрешность расчета по методике Escoa составляет  $\pm 15\%$ , а по методике НТУУ «КПИ»  $\pm 10\%$ . Причем большие значения погрешностей для обеих методик относятся к числам Рейнольдса  $Re_d \approx 5 \cdot 10^3$ .

## Выводы

1. Экспериментальные исследования позволяют отметить, что применение труб с разрезным оребрением приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи на 25...35% по сравнению с обычным спирально-ленточным, при этом на 15...20% снижается металлоемкость и габариты теплообменной поверхности.

2. Разработанная методика расчета теплообмена для шахматных пучков труб со спирально-ленточным разрезным оребрением может использоваться в широком диапазоне режимных и геометрических параметров и по сравнению с существующими обеспечивает меньшую погрешность вычислений.

3. Необходимо продолжить исследования по влиянию относительной глубины разрезки на эффективность ребра и интенсивность теплообмена, направленных на поиск оптимальных геометрических характеристик разрезного оребрения и пучков труб.

4. Перспективными могут оказаться новые исследования теплообмена пучков труб с разрезным оребрением в области низких чисел Рейнольдса  $Re_d < 5 \cdot 10^3$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Письменный Е.Н.* Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб. — К.: Альтерпрес, 2004. — 244 с.
2. *Письменный Е.Н.* Расчет конвективных поперечно-оребрённых поверхностей нагрева. — К.: Альтерпрес, 2003. — 184 с.
3. *Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н. и др.* Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник. — СПб.: Недра, 1996. — 512 с.
4. *Письменный Е.Н., Терех А.М., Рогачев В.А.* Новые теплообменные поверхности из труб с накатанным лепестковым оребрением // Пром.теплотехн. — 1996. — Т. 18, №4. — С.73 — 77.
5. *Письменный Е.М., Ободянский А.В., Рогачев В.А.* Спосіб виготовлення теплообмінної труби з поперечними розрізними ребрами. Патент на винахід. Україна. №14998 21.10.1996. Бюл. №10.

6. *Письменный Є.М., Рогачов В.А., Терех О.М., Бурлей В.Д., Мариненко В.І.* Теплообмінна труба. Патент на винахід. Україна. №60124А. 15.09.2003. Бюл. №9.

7. *Weirman C.* Correlations Ease the Selections of Finned Tubes// Oil and Gas J. – 1976. – Vol.74, № 36. – P. 94–100.

8. *Терех А.М.* Теплообмен и аэродинамика поперечно-омываемых пучков труб с винтовым, подогнутым и сегментным оребрениями. Дис. ... канд.техн.наук. – Киев, 1997. – 160 с.

9. *Левченко Г.И. и др.* Оребренные поверхности нагрева паровых котлов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

10. *PTM 108.030.140-87.* Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-оребранных конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов. – Л.: Минэнергомаш, 1988. – 30 с.

11. *Escoa Fintube Corp Turb – X* (Нормативный метод расчета корпорации). – USA, 1979. – 33 с.

Получено 21.03.2007 г.

УДК 621.396.6

КУЗНЕЦОВ Г.В.<sup>1</sup>, БЕЛОЗЕРЦЕВ А.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Томский политехнический университет

<sup>2</sup>Томский государственный университет

## МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В СИЛОВОЙ ЭЛЕКТРОНИКЕ

Числово розв'язано тривимірну нестационарну задачу теплопровідності корпусу біполярного транзистора з вісьмома джерелами тепловиділення загальною потужністю 60 Вт з врахуванням конструктивних відмінностей таких напівпровідникових приладів. Встановлено, що просторове моделювання температурних полів у такому складному об'єкті дає змогу істотно, у порівнянні з простими балансними моделями, підвищити ступінь деталізації розподілу температур.

Численно решена трехмерная нестационарная задача теплопроводности в корпусе силового биполярного транзистора с восьмью источниками тепловыделения общей мощностью 60Вт с учетом конструктивных особенностей таких полупроводниковых приборов. Установлено, что пространственное моделирование температурных полей в таком сложном объекте позволяет существенно, по сравнению с простейшими балансными моделями, повысить степень детализации распределений температур.

Numerically study a three dimensional temperature field in power bipolar transistors case with eight heat sources. Summary power dissipation is 60 watts. Calculation is made with allowance for real geometrical and design features of the transistor. It is established, that three dimensional modeling of temperature fields allows enhancing accuracy of estimation of transistors temperature distributions in comparison with the elementary balancing models.

$L$  – линейный размер по оси;  
 $P$  – мощность тепловыделения;  
 $Q$  – интенсивность тепловыделения;  
 $S$  – площадь поверхности;  
 $T$  – температура;  
 $V$  – объем;  
 $c$  – объемная теплоемкость;  
 $t$  – время;

$x, y, z$  – координаты;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи или теплопередачи;  
 $\rho$  – плотность;  
 ППП – полупроводниковый прибор.  
**Индексы:**  
 $x, y, z$  – по координатам  $x, y, z$ ;  
 $c$  – внешняя среда.

### Введение

С увеличением степени интеграции и числа радиоэлементов в современной электронной ап-

паратуре повышенные требования предъявляются к надежности отдельно взятого компонента. Силовые элементы являются самыми уязвимыми по показателям долговечности любого устройст-