

УДК536.25

**О. С. Цаканян**, канд. техн. наук**В. Н. Голощанов**, канд. техн. наук**О. В. Кравченко**, канд. техн. наукИнститут проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: tsakoleg@rambler.ru)

## **СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОЕ ДВИЖЕНИЕ СРЕДЫ В ВЕРТИКАЛЬНО РАСПОЛОЖЕННОМ КАНАЛЕ С ДИСКРЕТНЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОТЫ**

*Исследовано свободно-конвективное движение воздуха в плоском вертикально расположенном канале, имеющем свободный вход и выход. Изучено влияние ширины канала и мощности источников на тепловой режим пластины, найдено распределение локальных значений коэффициентов теплоотдачи на поверхности пластины. Отмечено, что интенсивность теплоотдачи тесно связана с формированием структуры течения в вертикальном канале.*

*Досліджено вільно-конвективний рух повітря в плоскому вертикально розташованому каналі, що має вільний вхід і вихід. Вивчено вплив ширини каналу та потужності джерел на тепловий режим пластины, знайдено розподіл локальних значень коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні пластины. Відзначено, що інтенсивність тепловіддачі тісно пов'язана з формуванням структури течії в вертикальному каналі.*

### **Введение**

Достаточно широко известны исследования, проведенные для определения характеристик течения и условий теплоотдачи в вертикально расположенных каналах с симметрично и асимметрично обогреваемыми стенками [1, 2].

Обычно структура течения в асимметрично обогреваемом канале [1] отождествляется со структурой, формирующейся в каналах с симметричным обогревом стенок. В этом случае жидкость из окружающего пространства поступает в канал через нижний открытый конец, поднимается по каналу вертикально вверх и вытекает через открытый верхний конец канала в окружающую среду. Такая модель течения повсеместно использовалась в теоретических исследованиях свободно восходящих течений в каналах с обогреваемыми стенками. Она исключает существование в любой области внутри канала опускного течения и требует, чтобы не было притока жидкости в полость канала через его верхний свободный конец.

В экспериментальном исследовании, проведенном в канале при использовании в качестве рабочей среды воды [2] (число  $Pr = 5$ , где  $Pr = \nu/a$  – критерий Прандтля;  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $m^2/c$ ;  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $m^2/c$ ), по-видимому, впервые выявлено существование области опускного течения и возникновение циркуляционного движения в свободно-конвективном течении в обогреваемом вертикальном канале. Опускное течение и циркуляционная зона наблюдались с помощью метода визуализации течения тимоловым синим индикатором. Рециркуляционная область находилась в верхней части канала, примыкала к обогреваемой стенке и образовалась при втекании жидкости из окружающей среды в канал через его верхний конец вблизи «холодной» стенки. При достижении некоторой глубины проникновения опускающаяся вдоль холодной стенки жидкость поворачивала и двигалась по направлению к верхнему концу канала, смещаясь к нагреваемой стенке. Этот тип течения существует при  $Ra > 3,5 \cdot 10^4$ . Здесь  $Ra = Gr \cdot Pr$  – критерий Рэ-

ля;  $Gr = g \cdot \beta \cdot (T - T_x) \cdot \frac{S^3}{\nu^2}$  – критерий Грасгофа;  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ ;  $\beta$  – коэффициент объемного теплового расширения,  $m/K$ ;  $T$  – температура,  $K$ ,  $^{\circ}C$ ;  $S$  – ширина канала (расстояние между стенками),  $mm$ ;  $x$  – «холодная» стенка. Число  $Nu$ , ( $Nu = \frac{\alpha \cdot S}{\lambda}$  – критерий Нуссельта;  $\bar{\alpha}$  – средний коэффициент теплоотдачи,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ) осредненное по высоте канала, для нагреваемой пластины хорошо коррелируется соотношением

$$Nu_s = 0,688[(S/H) \cdot Ra_s]^{0,249} \quad (1)$$

при изменении  $200 \leq (S/H) \cdot Ra_s \leq 1,0 \cdot 10^5$ , где  $H$  – высота канала,  $m$ ;  $s$  – координата ширины канала, отсчитываемая от поверхности нагреваемой стенки,  $mm$ .

На уровень теплоотдачи не повлияло присутствие в канале опускного течения и рециркуляции в верхней области канала. Расчетное определение значений  $Nu_s$  при использовании модели, не учитывающей опускного течения и рециркуляции, хорошо согласуется с результатами экспериментального исследования (1). Это стимулировало использование последней для расчета чисел  $Nu$  при других значениях чисел  $Pr$ , изменяющихся от  $Pr = 0,7$ , которое характерно для воздуха до  $Pr = 10$ , соответствующим холодной воде. Было показано, что значения чисел  $Nu$  при фиксированных значениях чисел  $Pr$  хорошо коррелируются зависимостями вида

$$Nu_s = C \cdot [(S/H) \cdot Ra_s]^n, \quad (2)$$

в которых показатель степени  $n$  возрастает от 0,229 до 0,252 при увеличении числа  $Pr$  от 0,7 до 10.

Нечувствительность чисел  $Nu$  к влиянию обратного течения в каналах в работе [2] обосновывается тем, что:

- обратное течение возникает вблизи холодной стенки, в то время как значения  $Nu_s$  относят к нагреваемой;
- эффект влияния обратного течения на теплообмен должен быть наибольшим в верхней части канала и наименьшим в нижней;
- значение  $Nu_s$  является средним по всей поверхности нагретой стенки, поэтому оно может быть нечувствительно к явлениям, происходящим на некоторой части ее поверхности.

Появление обратного течения и рециркуляция среды в канале при асимметричном его нагревании требует провести более детальное исследование условий теплообмена в таком канале. Особенно это становится актуальным для каналов, формируемых электронными платами с дискретно расположенными источниками теплоты, для которых необходимо знание локальных условий теплоотдачи с учетом влияния других источников теплоты.

#### Тепловая модель исследуемого канала

Для проведения экспериментального исследования был сформирован вертикальный канал со свободным входом и выходом, одна из стенок которого моделировала электронную плату с дискретно расположенными источниками теплоты, вторая – «холодную» стенку с равномерно заданной температурой на всей поверхности, обращенной в канал.

Высота и длина вертикальных стенок канала составляла 140  $mm$  и не изменялась в процессе исследования. Ширина канала  $S$  изменялась от 5 до 50  $mm$  ( $S/H = 0,0357 \div 0,357$ ).

На обогреваемой стенке устанавливалось заподлицо с поверхностью пять дискретных источников теплоты. Источник теплоты выполнен в виде медного герметичного корпуса длиной 140  $mm$  и толщиной 5  $mm$ , внутри которого помещался электронагреватель.

Было исследовано два варианта стенок – моделей плат. В первом варианте высота корпуса источника теплоты составляла 15  $mm$ . Между корпусами устанавливались проставки из органического стекла толщиной, равной корпусу (5  $mm$ ), и высотой 10  $mm$ . Во втором варианте проставки изготавливались из меди и имели высоту 15  $mm$  при толщине 5  $mm$ . Такая

конструкция стенки с дискретными источниками теплоты (ДИТ) обеспечивала различные условия растекания теплового потока от источника. В первом варианте – локализацию его в пределах корпуса ДИТ, во втором – интенсивное растекание по прилегающим к нему проставкам.

Кроме поверхности, обращенной в канал, обогреваемая стенка была теплоизолирована.

Электрическая мощность  $P_i$  ( $i = 1,5$ ), где  $i$  – номер элемента платы, в первой серии опытов подавалась на все источники одинаковой  $P_i = \text{const}$  и изменялась в диапазоне от 0,15 до 2,0 Вт.

На поверхности «холодной» стенки поддерживалась температура, равная температуре окружающего воздуха.

### Результаты исследования

В качестве результатов исследования свободно-конвективного движения воздуха в вертикально расположенном канале с одной стенкой, нагреваемой дискретными источниками тепла, целесообразно рассмотреть локальные и интегральные тепловые характеристики каналов различной ширины и их изменения при разных режимах, определяемых заданной мощностью ДИТ.

Одной из наиболее информативных характеристик является распределение температуры воздуха в вертикальных и горизонтальных сечениях канала, позволяющее оценить изменение градиента температуры воздуха поперек канала и тенденцию изменения температуры в полости канала. Наличие изотермических участков на кривых изменения температуры в вертикальных сечениях ( $S = \text{const}$ ) позволяет предположить присутствие поперечного течения потока воздуха, т. е. образование локальной циркуляции (ЛЦ) (в зависимости от количества таких участков) или поворота потока воздуха.

Измерения температуры воздуха [3] проводилось с помощью подвижных термопар, в вертикальных сечениях канала ( $S = \text{const}$ ). Крайние сечения располагались на расстоянии 0,5 мм от поверхности нагретой и холодной стенок. Следует отметить, что в исследованном диапазоне изменения мощности источников  $P = 0,5 \div 2,0$  Вт при значениях ширины канала  $S = 5, 10, 15, 20$  и 25 мм не наблюдалось распределения температуры воздуха в сечениях, которые имели бы одинаковую форму.

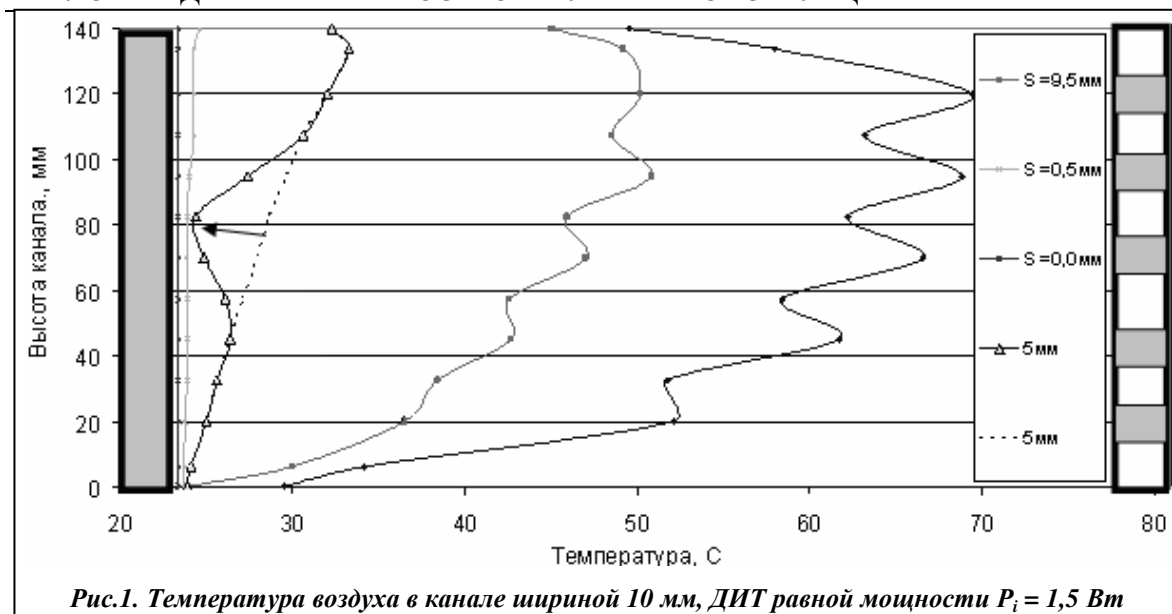
Рассмотрим более детально работу канала шириной  $S = 10$  мм при режиме  $P_i = 1,5$  Вт ( $i = 1,5$ ).

Профиль изменения температуры в сечениях  $S = 0,0; 0,5; 5,0; 9,5$  и 10 мм приведен на рис. 1. Сопоставление температурных кривых показывает, что при практически одинаковой температуре воздуха по высоте канала вблизи холодной стенки влияние дискретных источников сказывается более чем на половину ширины канала, а появление экстремума и последующего уменьшения значения температуры воздуха вблизи стенки могут означать подсос холодного воздуха из области, расположенной у холодной стенки.

В местах максимального уровня температуры снижается плотность нагретого воздуха и происходит увеличение скорости его движения.

На конечном участке канала ( $x = 120\text{--}140$  мм), где температура воздуха в сечениях  $S = 5$  мм понижается, а для сечения  $S = 0,5$  мм – слегка повышается, градиент температуры воздуха поперек канала становится меньше по сравнению с сечениями, расположенными ниже по потоку ( $x = 40\text{--}120$  мм). Максимальный градиент температуры воздуха в этом режиме наблюдается на высоте  $x = 95$  мм. В сечениях  $S = 5$  мм и 9,5 мм происходит плавное увеличение температуры с увеличением  $x$ , но в районе  $x = 70$  мм прослеживается снижение температуры воздуха, которое с увеличением высоты ( $x > 70$  мм) плавно возрастает. На рис. 1 стрелкой показано влияние опускного течения на температуру воздуха (подсос воздуха от холодной стенки).

Перед входом в канал температура воздуха во многих опытах оказывается выше температуры окружающей среды и холодной стенки канала. Это вызвано тем, что нижний торец обогреваемой пластины передает часть тепла воздуху. Скорость поступления воздуха



в канал снижается, поскольку его движению на входе в канал препятствует более холодный подсосываемый воздух из зоны холодной стенки. На входе в канал образуется локальная циркуляция, которая оказывает влияние на интенсивность теплоотдачи в нижней части канала. В этом случае интенсивность теплоотдачи зависит от поперечного градиента температуры воздуха в канале и скорости его движения.

Тепловой пограничный слой не успевает полностью сформироваться подобно тому, как это происходит в каналах с двумя обогреваемыми стенками. Поэтому возникающая циркуляция на входе в канал будет большую часть тепловой энергии переносить к «холодной» стенке. Это более широко должно наблюдаться для каналов, имеющих ширину менее 5 мм.

Характер изменения локальных значений коэффициента теплоотдачи (ЛКТ) для стенки с дискретными источниками теплоты целесообразно рассматривать в относительном виде  $\bar{\alpha}_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_{пл}}$  (обычно в ранее проведенных исследованиях по принудительной конвекции

[4] рассматривали  $\bar{\alpha}_i$  по отношению к первому от входа источнику  $i = 1$ ).

На рис. 2 приведено изменение  $\bar{\alpha}_i$  по высоте канала шириной  $S = 5, 10, 15$  и  $50$  мм при заданной мощности источников  $P_i = 0,5; 1,0;$  и  $2,0$  Вт. Как видно из рисунков, при  $S = 5$  мм  $\bar{\alpha}_i$  на двух первых источниках слабо зависит от подведенной мощности. Максимальное различие в уровне локальных  $\bar{\alpha}_i$  наблюдается на двух последних источниках, расположенных в верхней части канала. При ширине канала  $S = 10$  мм в средней части канала на источнике  $i = 3$  значения  $\bar{\alpha}_3 \approx \bar{\alpha}_{ср}$ . На первом источнике величины ЛКТ имеют минимальное расхождение. При ширине канала  $S = 15$  и  $50$  мм кривые  $\bar{\alpha}_i$  существенно отличаются на всех ДИТ.

Сопоставление средних по режимам относительных значений коэффициентов теплоотдачи для каналов разной ширины (рис. 3) показывает, что во всех рассмотренных случаях ( $S = 5, 50$  мм) для второго источника теплоты ( $i = 2$ ) значения относительных локальных коэффициентов теплоотдачи близки по величине, для центральной зоны каналов это отличие не так значительно. Оно существенно повышается к выходному концу канала. Различие в средних локальных коэффициентах теплоотдачи на входе в канал проявляется при  $S = 15$  мм и значительно возрастает при  $S = 50$  мм.

На рис. 4 приведена зависимость среднего по режимам и высоте  $H$  платы относительного значения локальных коэффициентов теплоотдачи ДИТ от значения ширины канала, а также отклонение для разных  $\bar{S} = S/H$  от полученной зависимости.

Зависимость средних значений ЛКТ ДИТ может быть аппроксимирована формулой вида

$$\bar{\alpha}_{\text{ДИТ}}(S/H) = 0,9785(S/H)^{-0,0603} \quad (3)$$

и показана на рис. 4 штриховой линией.

Там же точками показаны полученные значения  $\bar{\alpha}_{\text{ДИТ}}(S/H)$  для каждого из исследованных каналов. Как видно, они располагаются по обе стороны от зависимости (3). По мере увеличения ширины канала их отклонение от зависимости уменьшается и они приближаются к степенной функции.

Как одна из существенных характеристик при анализе свободно-конвективного движения в вертикальных каналах с ДИТ может рассматриваться разность температур между поверхностью дискретного источника и поверхностью холодной стенки

$$\Delta T = T_{\text{ДИТ}} - T_{\text{х.}}$$

На рис. 5 приведено изменение  $\Delta T$  для заданной мощности источников  $P_i = 0,5, 1,0$  и  $1,5$  Вт для каждого источника. Ширина канала  $S$  в исследовании принималась равной 5, 10,

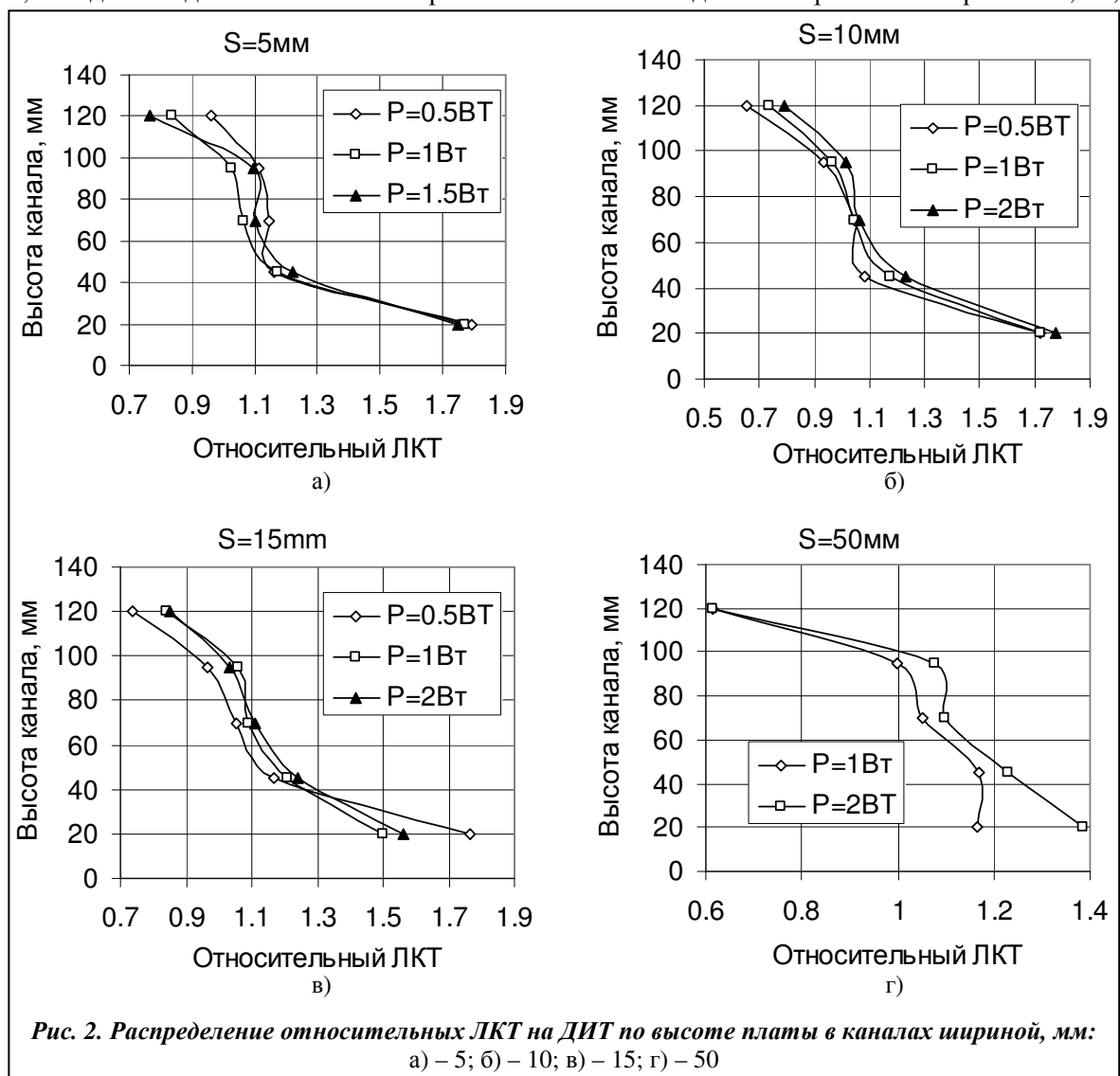
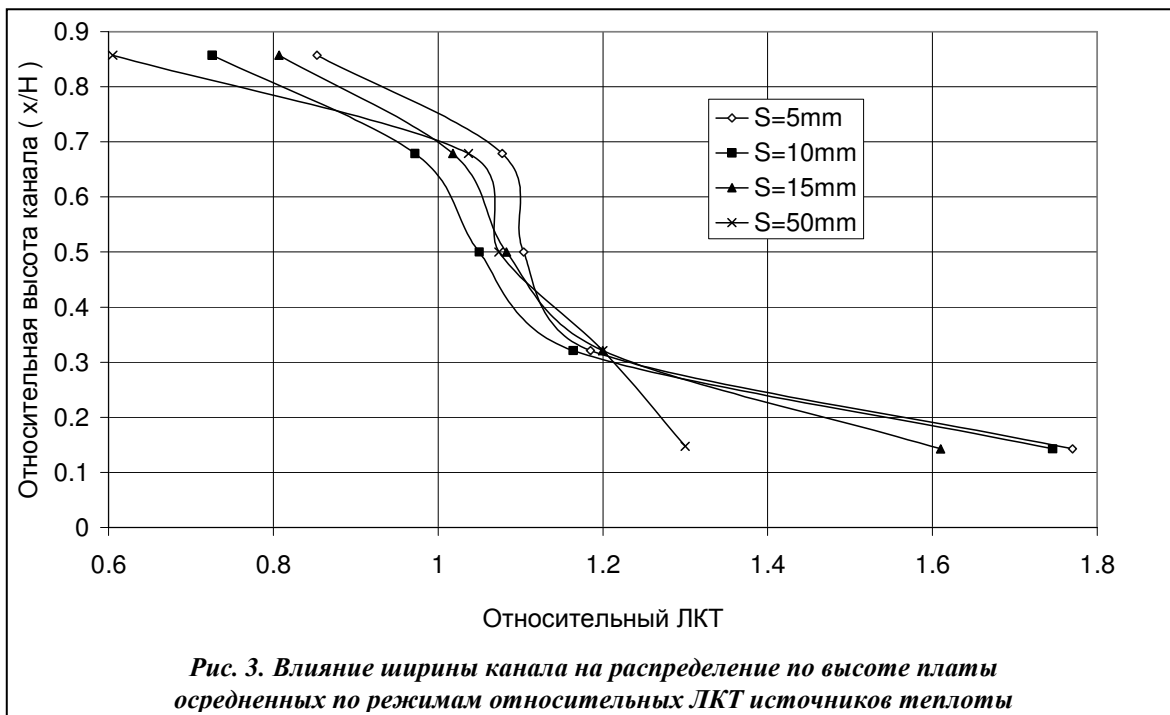


Рис. 2. Распределение относительных ЛКТ на ДИТ по высоте платы в каналах шириной, мм: а) – 5; б) – 10; в) – 15; г) – 50

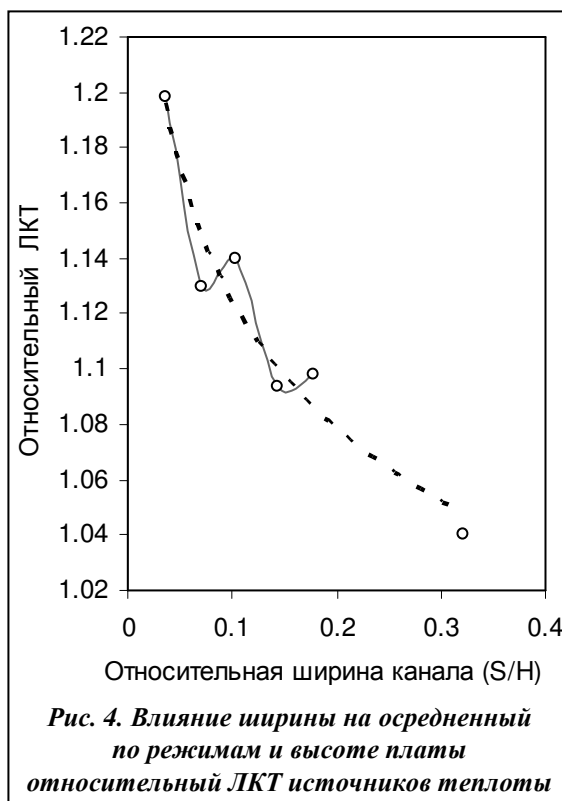


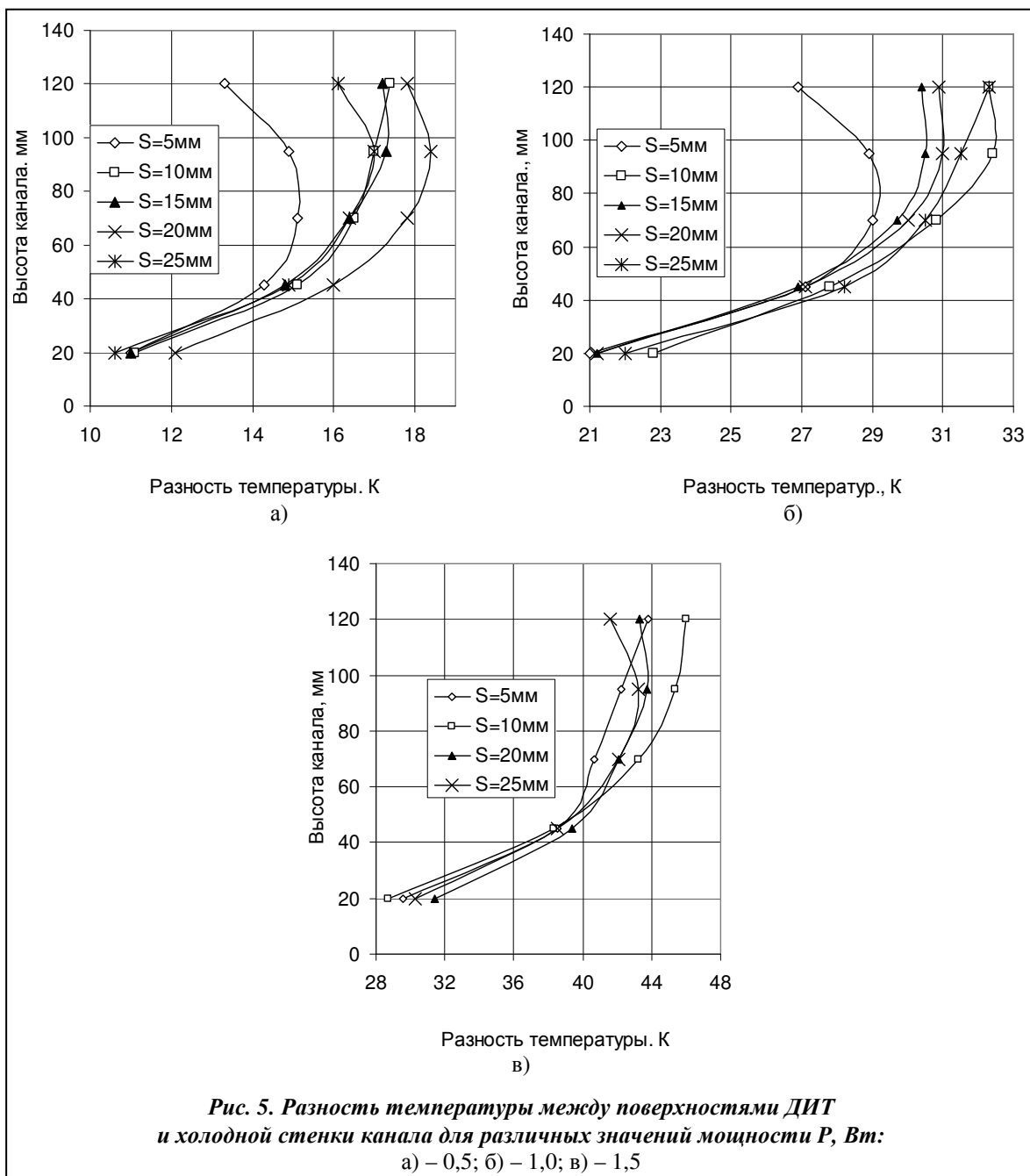
15, 20 и 25 мм. Для кривых  $\Delta T = f(i)$  получено значительное расслоение, которое увеличивается с номером ДИТ, т.е. температурная разность для источников, расположенных ближе к выходу из канала, сильно возрастает с увеличением ширины канала. Это явление особенно заметно при уменьшенной мощности источников. Видно, что температурная разность  $\Delta T$  уменьшается в области выходного конца канала, а в области источников  $i = 3, 4$  достигает максимальных значений. Положение этого максимума зависит от ширины канала и от подведенной к источникам мощности  $P_i$ .

Такое изменение  $\Delta T_i$  для каналов разной ширины показывает (при постоянной температуре холодной стенки), что в верхнюю часть канала из окружающей среды поступает холодный воздух, а также в самих каналах происходит формирование циркуляционных областей. Интенсивность изменения  $\Delta T$  возрастает при увеличении  $S$  до 20 мм и затем начинает снижаться. Это особенно заметно при малой мощности источников ( $P_i = 0,5$  Вт).

Повышение мощности источников приводит к возрастанию температуры  $\Delta T = f(i)$  при увеличении  $S$  до 10 мм, при этом максимум  $\Delta T$  перемещается на источники, расположенные ближе к выходу из канала.

Описанный характер структуры свободно-конвективного течения в каналах при всей ее сложности позволяет найти критериальные уравнения, описывающие условия теплообмена платы (пластина) с дискретными источниками тепла с воздухом, протекающем в вертикально расположенном канале, на стенке которого размещены дискретные источники теплоты.





В качестве определяемого параметра рассматривается критерий Нуссельта

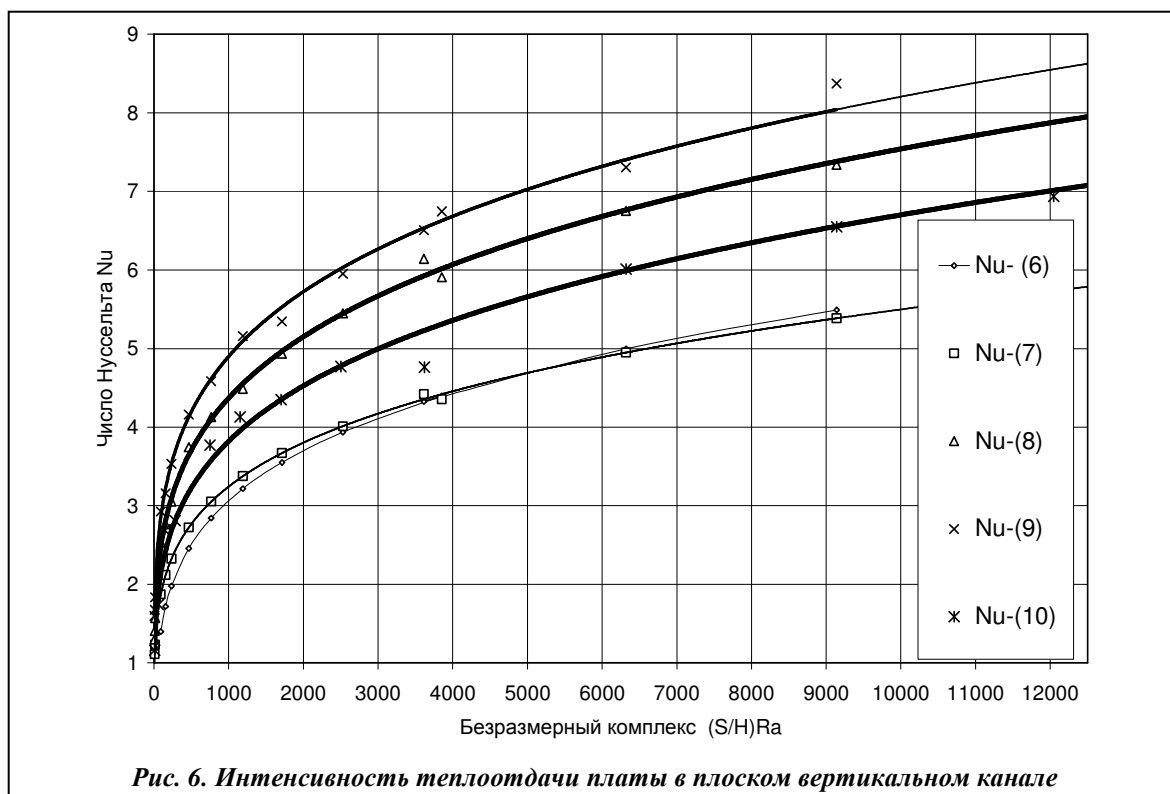
$$Nu = \frac{\bar{\alpha} \cdot S}{\lambda}, \tag{4}$$

где  $\bar{\alpha}$  – средний по поверхности пластины с ДИТ коэффициент теплоотдачи;  $S$  – ширина канала;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха, принимаемый при определяющей температуре, равной

$$t_{\text{опр}} = \frac{T_{\text{пл}} + T_x}{2}, \tag{5}$$

где  $T_{\text{пл}}$  – средняя по высоте канала температура пластины.

Результаты проведенного исследования целесообразно сравнить с исследованиями других авторов, у которых тепловые параметры определялись по формулам (4) и (5).



На рис. 6 приведено изменение числа Nu в зависимости от изменения комплекса  $(S/H) \cdot Ra \leq 1,0 \cdot 10^5$ , полученное разными авторами. Как видно, при сохранении общего характера (2) изменения  $Nu = f[(S/H) \cdot Ra]$  при увеличении определяющего критерия Ra результаты авторов значительно отличаются друг от друга. При относительном совпадении результатов, представленных в источниках [1] и [2], результаты проведенного авторами исследования канала, обогреваемого дискретными источниками, отличаются от них в 1,2 до 1,5 раза. Поэтому следует сопоставить конструктивные особенности каналов и в зависимости от этого использовать критериальные уравнения, описывающие в них теплообмен. Опыты Дульнева [1], которые проведены для симметрично обогреваемого канала с равномерно распределенной температурой на обогреваемых поверхностях  $T(x) = const$ , аппроксимированы эмпирической зависимостью для теплообмена в одиночном канале

$$Nu = 0,04167 \cdot \frac{S}{H} \cdot Ra \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \frac{32,4}{S/H \cdot Ra} \right)^{0,75} \right] \right\}. \quad (6)$$

Опыты Сперроу, проведенные для ассиметрично обогреваемого плоского вертикального канала с воздухом в качестве рабочей среды [2], хорошо аппроксимируются зависимостью

$$Nu = 0,667 \cdot \left[ \left( \frac{S}{H} \right) \cdot Ra \right]^{0,229}. \quad (7)$$

Обработка результатов исследования, проведенная автором для канала, в котором пластина обогревалась ДИТ (вариант 1) полностью, отдавая теплоту в канал (ассиметричный нагрев воздуха в канале), позволила получить уравнение регрессии в следующем виде:

$$Nu = 0,8514 \cdot \left[ \left( \frac{S}{H} \right) \cdot Ra \right]^{0,2368}, \quad (8)$$

а для дискретных источников теплоты, размещенных на пластине (вариант 1), в виде



$$Nu = 1,0446 \cdot \left[ \left( \frac{S}{H} \right) \cdot Ra \right]^{0,2238} . \quad (9)$$

Для платы, в которой были использованы медные проставки между корпусами источников теплоты, т. е. улучшены условия растекания теплового потока по поверхности пластины канала (вариант 2), обработка результатов исследования позволила уравнение регрессии для теплоотдачи представить в виде

$$Nu = 0,7091 \cdot \left[ \left( \frac{S}{H} \right) \cdot Ra \right]^{0,2438} . \quad (10)$$

Сопоставление приведенных зависимостей в исследованном диапазоне изменения комплекса  $\left( \frac{S}{H} \right) \cdot Ra \leq 1,8 \cdot 10^4$  показывает, что более высокую интенсивность теплоотдачи от нагретой стенки к воздушному свободно-конвективному потоку, движущемуся в вертикальном канале, создают дискретно расположенные источники с теплоизолирующими проставками между ними. Причиной такого явления может быть циркуляционное перетекание воздуха от холодной стенки к нагретой, формируемое дискретными источниками теплоты, что создает более высокий температурный напор между поверхностью источника и движущимся потоком воздуха.

Чем выше теплопроводность платы, тем меньше отклонение локальных температур на ДИТ и проставках от средней температуры платы и тем ниже интенсивность теплоотдачи.

Зависимости (8) и (10) определяют границы области изменения интенсивности теплоотдачи платы с дискретно расположенными источниками теплоты одинаковой мощности в вертикально расположенном канале.

Важной характеристикой платы, которую необходимо знать при конструировании электронной аппаратуры, является её относительная средняя температура

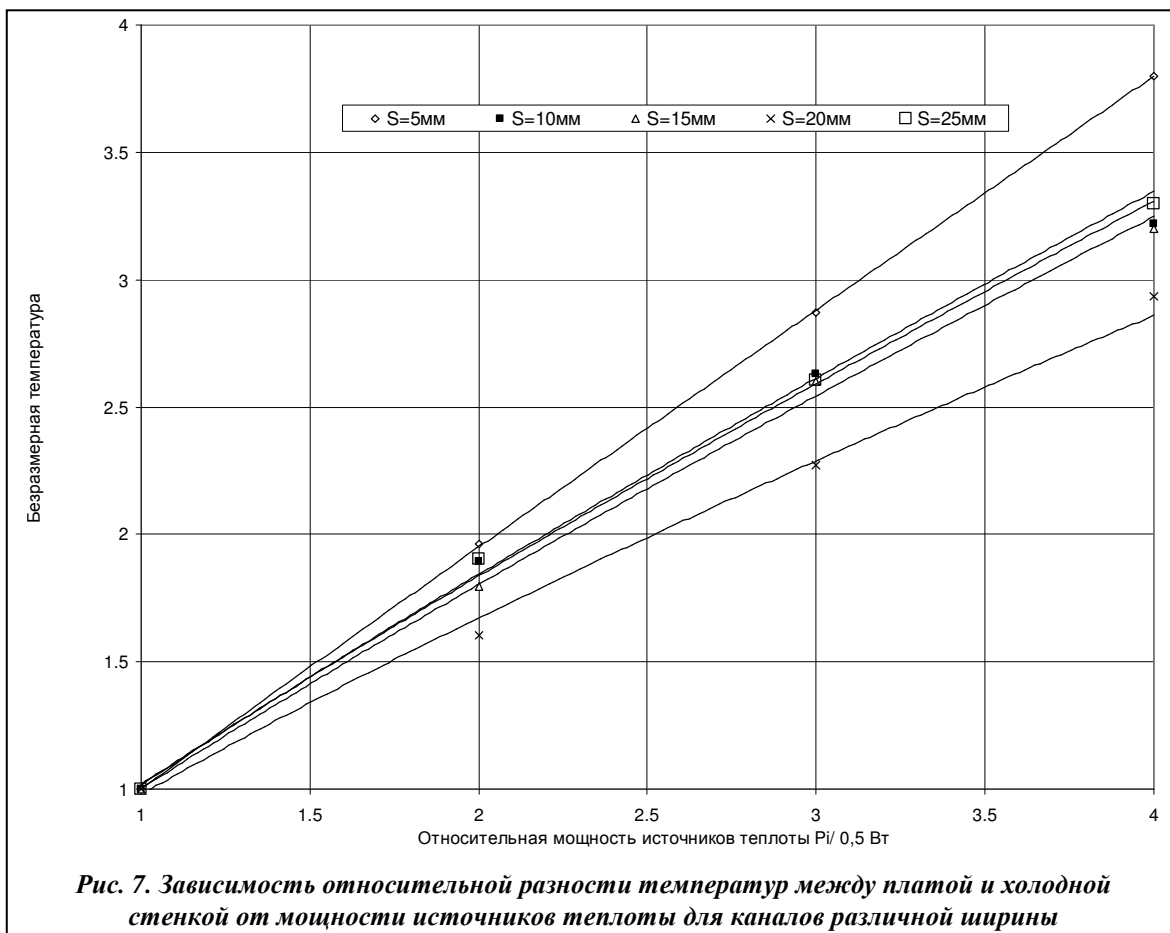
$$\Theta(P, S) = \frac{T(P, S) - T_x}{T(P_{\min}, S) - T_x} , \quad (11)$$

где  $T(P, S)$  – средняя температура платы для режима  $P$  при ширине канала  $S$ ;  $T(P_{\min}, S)$  – средняя температура платы при минимальном значении мощности на источниках и ширине  $S$ ;  $T_x$  – температура холодной стенки.

Значение этой величины зависит от ширины канала  $S$  и тепловой (электрической) мощности дискретных источников теплоты.

Сравнительный характер изменения относительной температуры поверхности платы проведен для каналов, ширина которых составляла  $S = 5, 10, 15, 20$  и  $25$  мм (см. рис. 7), и позволяет отметить, что в основном зависимость (11)  $\Theta = f(P, S)$  носит линейный характер для каждого из исследованных каналов. Эти зависимости отличаются угловым коэффициентом, характеризующим темп возрастания  $\Theta$  при увеличении мощности, подводимой к ДИТ.

Наибольший темп возрастания наблюдается для зависимости  $\Theta = f(P, S)$ , описывающей изменение относительной температуры в канале шириной  $S = 5$  мм. По мере увеличения ширины канала  $S$  темп возрастания относительной температуры уменьшается, и этот процесс сохраняется вплоть до  $S = 20$  мм. Максимальная средняя температура платы  $T_{\text{пл}}^{\text{ср}}$  наблюдается для канала  $S = 20$  мм во всем диапазоне изменения мощности ДИТ ( $P = 0,5 \div 2,2$  Вт). Для канала  $S = 50$  мм вновь происходит увеличение средней температуры платы (угловой коэффициент зависимости  $\Theta = f(P, S)$  оказался наименьшим). Такой характер изменения  $\Theta$  свидетельствует, что в исследуемом диапазоне изменения характеристик  $S$  и  $P$  не происходит стабилизации движения воздуха в вертикальном канале, структура его движения изменяется с изменением ширины канала  $S$  и мощности ДИТ.



Максимальная средняя температура платы наблюдается для канала шириной  $S = 20$  мм при мощности источников  $P_i = 1$ , Вт соответствует числу  $Ra = 3,3 \cdot 10^4$ , что хорошо коррелирует с результатами, приведенными [2].

Заключение, сделанное в [2] о слабом влиянии опускного течения на коэффициент теплоотдачи платы, к устройствам с ДИТ неприменимо, что подтверждается данным исследованием. Присутствие опускного течения в вертикальном канале существенно влияет на локальные и интегральные тепловые характеристик плат. Строго установить начало появления опускного течения, как это приведено в [2], не удалось, поскольку структура движения рабочей среды в вертикально расположенном канале изменялась во всем исследованном диапазоне изменения ширины канала  $S$  и мощности источников  $P_i$ .

### Выводы

В проведенном исследовании впервые получена информация и найдены корреляционные зависимости, позволяющие определить условия, при которых возможен максимальный отвод тепла как от поверхности платы с дискретно расположенными источниками, так и поверхности этих источников при свободно-конвективном движении рабочей среды в вертикально расположенном плоском канале.

Отмечены особенности формирования тепловых характеристик в таком канале при наличии дискретных источников теплоты. На практике большой интерес проявляется к компоновке тепловыделяющих элементов на платах, которая во многом зависит от достоверной информации о распределении локальных коэффициентов теплоотдачи при задаваемом законе распределения температуры на поверхности источников  $T_i = \text{const}$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$  и о рассеиваемой элементами платы тепловой мощности. Именно по таким характеристикам может быть сформирована база данных для теплового расчета электронных плат.

Полученная информация об изменении чисел  $Nu$ , определяемых по средним значениям коэффициентов теплоотдачи, для плат с дискретными источниками тепла (зависимости (8)–(10)) и данные по изменению относительной температуры поверхности платы при заданной температуре холодной стенки позволяют конструктору более рационально располагать на плате тепловыделяющие элементы.

Числа  $Nu$  для поверхности локальных дискретных источников теплоты в своем большинстве имеют тенденцию к превышению над числом  $Nu$ , полученным по средним значениям  $\bar{\alpha}$ . Исключение составляет только крайний источник теплоты, расположенный у выхода канала. С увеличением ширины канала  $S$  величина этих отклонений уменьшается согласно зависимости

$$\frac{Nu_t - Nu_n}{Nu_n} = 0,9785 \cdot \left( \frac{S}{H} \right)^{-0,0603}$$

для конструкции с низкой теплопроводностью проставок между источниками теплоты.

Влияние холодной стенки на локальную и среднюю теплоотдачу платы уменьшается при увеличении ширины канала. Последнее ведет к снижению теплоотдачи в канале.

### Литература

1. Дульнев Г. Н. Приближенный анализ естественной конвекции в плоском канале при стабилизированном течении жидкости / Г. Н. Дульнев, А. И. Кайданов // Инж.-физ. журн. – 1969. – Т. 17, № 2. – С. 216–225.
2. Спэрроу Е. М. Наблюдаемое обратное течение, измеренные и рассчитанные числа Нуссельта для свободной конвекции в вертикальном канале с односторонним обогревом / Е. М. Спэрроу, Г. М. Крайспер, Л. Е. Азеведо // Теплопередача. – 1984. – Т. 106, № 2. – С. 46–54.
3. Кравченко О. В. Моделирование теплообмена при естественной конвекции в замкнутых полостях с дискретно расположенными источниками теплоты / О. В. Кравченко, Ю. М. Мацевитый, О. С. Цаканян. – Харьков, 1995. – 38 с. – (Препринт / НАН Украины. Ин-т проблем машиностроения; № 382).
4. Инкопера. Исследование конвективной теплоотдачи применительно к задачам охлаждения электронного оборудования / Инкопера // Совр. машиностроение. Сер. А. – 1989. – № 9. – С. 49–69.

Поступила в редакцию  
17.06.12