

## ОБОЗНАЧЕНИЯ

$a = \lambda/c_p \rho$  — коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$   
 $B$  — ширина канала, м  
 $b$  — ширина, м  
 $c_p$  — удельная теплоемкость при постоянном давлении,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$   
 $d$  — диаметр цилиндрического штыря-турбулизатора, м  
 $F$  — площадь поверхности,  $\text{м}^2$   
 $f$  — площадь поперечного (проходного) сечения канала,  $\text{м}^2$   
 $G$  — массовый расход,  $\text{кг}/\text{с}$   
 $\bar{G}_o = G_o/G_r$  — относительный расход охладителя  
 $g = G_o/f$  — удельный расход охладителя,  $\text{кг}/\text{с}\cdot\text{м}^2$   
 $H$  — высота канала, м  
 $L$  — длина канала, м  
 $l$  — длина участка канала, м  
 $n_x$  — число поперечных рядов штырей-турбулизаторов  
 $n_y$  — число штырей-турбулизаторов в 1-м поперечном ряду  
 $p$  — давление, Па  
 $Q$  — тепловой поток, Вт  
 $q = Q/F$  — удельный тепловой поток,  $\text{Вт}/\text{м}^2$   
 $\Delta p$  — перепад давления, Па  
 $\Pi$  — периметр, м  
 $r$  — радиус, м  
 $S$  — шаг, м  
 $T$  — температура, К  
 $t$  — время, с  
 $V$  — объем,  $\text{м}^3$   
 $w$  — скорость вдоль поверхности,  $\text{м}/\text{с}$   
 $x$  — продольная координата на поверхности, м  
 $y$  — поперечная координата на поверхности, м  
 $z$  — координата по нормали к поверхности, м  
 $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$   
 $\zeta$  — коэффициент гидравлического сопротивления  
 $\xi$  — коэффициент трения  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$   
 $\mu$  — коэффициент динамической вязкости,  $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$   
 $\rho$  — плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$   
 $\delta$  — толщина, м

## КРИТЕРИИ И ЧИСЛА ПОДОБИЯ

$c_f = 2\tau_{cr}/\rho w^2$  — коэффициент трения  
 $\bar{T} = 1 - \theta = \frac{T_{cr} - T_{ovx}^*}{T_{r0}^* - T_{ovx}^*}$  — безразмерный температурный параметр

$$\theta = \frac{T_{r0}^* - T_{c\cdot r}}{T_{r0}^* - T_{o\cdot vx}^*}$$
 — безразмерная глубина охлаждения
$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$$
 — число Нуссельта
$$Pr = \nu/a = \mu \cdot c_p / \lambda$$
 — число Прандтля
$$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu}$$
 — критерий Рейнольдса
$$St = \frac{a}{c_p \cdot \rho \cdot w}$$
 — число Стантона

## ПОДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ

а — адиабатический

б — боковой

вн — внутренний

вх — параметры на входе

вых — параметры на выходе

г — газ, гидравлический

к — канал

м — местный

о — параметры охладителя

ст — стенка

т — торцевой

тр — трение

ш — штырь

э — эквивалентный параметр

х — в направлении оси  $x$

у — в направлении оси  $y$

0 — базовый канал (без штырей-турбулизаторов)

$\Sigma$  — суммарный (общий)

## НАДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ

$*$  — параметры заторможенного потока

$-$  — относительное значение

## СОКРАЩЕНИЯ И АББРЕВИАТУРЫ

ВГТ — высокотемпературная газовая турбина

ВКО — внутреннее конвективное охлаждение

ГТД — газотурбинный двигатель

ГТУ — газотурбинная установка

КПО — конвективно-пленочное охлаждение

КАИ — Казанский авиационный институт

КНПО — Куйбышевское научно-производственное объединение «Труд»

ЛНПО — Ленинградское научно-производственное объединение

ЛКИ — Ленинградский кораблестроительный институт

ЛМЗ — Ленинградский металлический завод

ЛПИ — Ленинградский политехнический институт  
МАИ — Московский авиационный институт  
НЗЛ — ПО «Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина»  
РАТИ — Рыбинский авиационно-технологический институт  
СПбГПУ — Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (ранее ЛПИ)  
СПИМаш — Санкт-Петербургский институт машиностроения  
ХПИ — Харьковский политехнический институт  
ЦИАМ — Центральный авиамоторный институт  
ЦКТИ — Центральный котлотурбинный институт  
AL — Avco Lycoming Corporation  
AU — Arizona State University  
GTEC — Garret Turbine Engine Company  
NASA — National Association of Space Aircraft  
P&W — Pratt & Whitney Corporation  
TU — Texas A&M University  
UL — University of Leeds  
UM — University of Minnesota  
USF — Universita degli Studi di Firenze

## ВВЕДЕНИЕ

Постоянное увеличение теплоизнанженности теплообменных аппаратов современных энергетических, транспортных и технологических установок ведет к необходимости интенсификации процессов теплообмена на их теплопередающих поверхностях. Поэтому поиск эффективных конфигураций теплопередающих поверхностей, обеспечивающих не только высокий уровень интенсификации теплообмена, но и приемлемые значения гидравлических сопротивлений каналов для прохода теплоносителя, образованных этими поверхностями, и на сегодняшний день является весьма актуальной задачей.

В теплообменных аппаратах различного назначения весьма широко используются пластинчатые поверхности теплообмена, образующие щелевые каналы прямоугольного поперечного сечения для прохода потока теплоносителя. Одним из эффективных способов интенсификации теплоотдачи в таких каналах является размещение системы перемычек цилиндрической формы, соединяющих противоположные теплообменные стенки щелевого канала. В результате установки системы перемычек интенсификация теплоотдачи в канале обуславливается как эффектом оребрения (увеличением теплопередающей поверхности за счет ввода в работу боковой цилиндрической поверхности перемычек), так и эффектом воздействия на тепловой пограничный слой на стенке (за счет размещения на ее поверхности системы цилиндрических препятствий).

Щелевые каналы с цилиндрическими перемычками нашли широкое применение в трактах охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин, где перемычки используются не только для интенсификации теплоотдачи со стороны охлаждающей среды, но и служат устройствами для регулирования расхода хладагента по ширине канала и повышают прочностные характеристики лопаток, являясь жесткими связями для внутренней полости охлаждающей лопатки.

# 1. КОНФИГУРАЦИЯ КАНАЛОВ С СИСТЕМАМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШТЫРЕЙ-ТУРБУЛИЗАТОРОВ И ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТАКИХ КАНАЛОВ

## 1.1. Конфигурация, конструктивное устройство и основные геометрические размеры каналов с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов

Щелевой канал с цилиндрическими перемычками образуется в результате установки в канал прямоугольного поперечного сечения с малым отношением сторон  $H/B$  системы шахматно или коридорно расположенных тел в форме цилиндров диаметра  $d$ , торцы которых соприкасаются с широкими стенками канала  $B$  (рис. 1.1). При течении теплоносителя вдоль оси канала реализуется продольное обтекание его стенок (теплопередающих поверхностей) и поперечное обтекание системы цилиндрических перемычек.

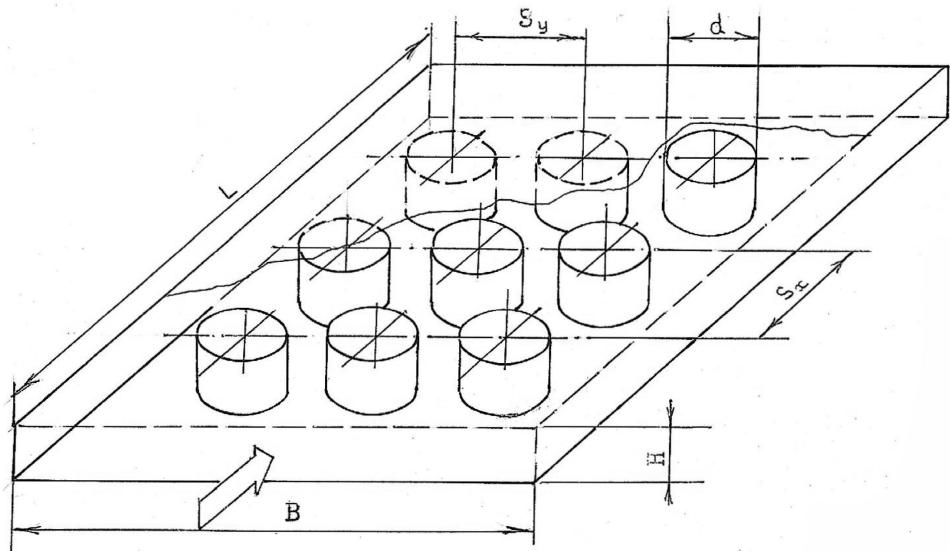


Рис. 1.1

Геометрическая конфигурация и обозначения основных размеров плоского канала прямоугольного поперечного сечения с системой цилиндрических штырей-турбулизаторов

Основными геометрическими характеристиками канала прямоугольного сечения с системой цилиндрических перемычек (штырей-турбулизаторов) являются, кроме уже упомянутых величин ширины  $B$  и высоты  $H$  канала и диаметра цилиндрических перемычек  $d$ , продольный  $S_x$  и поперечный  $S_y$  шаги их установки в канале и количество поперечных рядов  $n_x$ , образующих участок установки системы турбулизаторов в канале протяженностью  $L = n_x S_x$  (рис. 1.2).

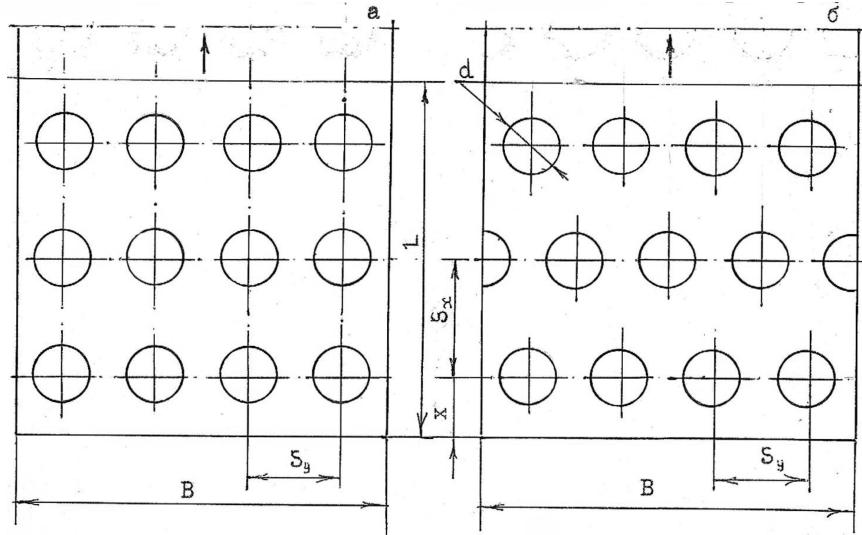


Рис. 1.2

Конфигурации коридорного (а) и шахматного (б) расположения цилиндрических штырей-турбулизаторов в плоском канале прямоугольного поперечного сечения с числом рядов по потоку  $n_x = 3$  и числом штырей в ряду  $n_y = 4$

Для обобщения экспериментальных данных относительные значения указанных геометрических параметров получают отнесением их абсолютных значений на диаметр  $d$ , что дает: относительную высоту  $\bar{H} = H/d$ ; относительные продольные  $\bar{S}_x = S_x/d$  и поперечный  $\bar{S}_y = S_y/d$  шаги установки.

На участке  $L$  установки в канале системы штырей-турбулизаторов происходит изменение как площади проходного поперечного сечения канала

$$f_k = BH - BHd/S_y = BH(1 - d/S_y) = f_{k0}(1 - 1/S_y), \quad (1.1)$$

где  $f_{k0} = BH$  — площадь поперечного сечения исходного (базового) канала, так и площади теплообменной поверхности.

$$F_{\Sigma} = F_0 + F_b - F_t, \quad (1.2)$$

где  $F_0 = 2BL$  — теплообменная поверхность в исходном базовом канале с гладкими стенками;  $F_b = \pi dHBL/S_xS_y$  — суммарная боковая поверхность цилиндрических перемычек, установленных на участке канала протяженностью  $L$ ;  $F_t = \pi d^2BL/2S_xS_y$  — суммарная площадь торцевых поверхностей цилиндрических перемычек.

Установливая приведенные выражения для площадей в формулу (1.2), можно получить

$$\begin{aligned} F_{\Sigma} &= F_0(1 + \pi dH/2S_xS_y - \pi d^2/4S_xS_y) = F_0[1 - \pi(1 - 2\bar{H})/4\bar{S}_y\bar{S}_x] = \\ &= 2BL\left[1 + \frac{2\pi(\bar{H} - 1/2)}{4\bar{S}_x\bar{S}_y}\right] = \frac{2BL}{2\bar{S}_x\bar{S}_y}\left[2\bar{S}_x\bar{S}_y + \pi\left(\bar{H} - \frac{1}{2}\right)\right] = \\ &= \frac{S_xn_xS_yn_yd^2}{\bar{S}_x\bar{S}_y}\left[2\bar{S}_x\bar{S}_y + \pi\left(\bar{H} - \frac{1}{2}\right)\right] = n_xn_yd^2\left[2\bar{S}_x\bar{S}_y + \pi\left(\bar{H} - \frac{1}{2}\right)\right], \end{aligned} \quad (1.3)$$

откуда видно, что при относительной высоте турбулизаторов  $\bar{H} = 0,5$  их установка в канал не приводит к изменению теплообменной поверхности ( $F_{\Sigma} = F_0$ ). При  $\bar{H} < 0,5$  теплообменная поверхность в канале с турбулизаторами становится меньше ( $F_{\Sigma} < F_0$ ), а при  $\bar{H} > 0,5$  — больше ( $F_{\Sigma} > F_0$ ) поверхности теплообмена базового канала при любых значениях величин продольного  $S_x$  и поперечного  $S_y$  шагов (рис. 1.3).

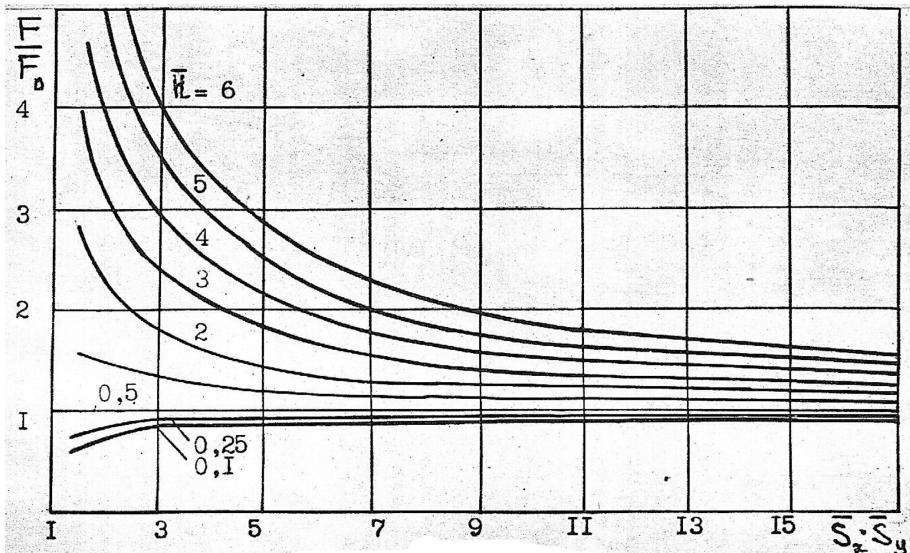


Рис. 1.3

Изменение отношения общей (суммарной) площади поверхности теплообмена в канале с системой штырей-турбулизаторов ( $F_{\Sigma}$ ) к поверхности теплообмена исходного (базового) канала без системы штырей ( $F_0$ ) в зависимости от произведения относительных шагов ( $S_x S_y$ ) при различных относительных высотах канала  $\bar{H}$  в условиях двухстороннего теплообмена, полученное в работе ЛПИ [3, 4]

Относительное изменение поверхности теплообмена по сравнению с гладким каналом составит

$$F_{\Sigma}/F_0 = (1 + \pi H d / 2 S_x S_y - \pi d^2 / 4 S_x S_y) = 1 - \pi (1 - 2 \bar{H}) / 4 \bar{S}_y \bar{S}_x. \quad (1.4)$$

Отношение боковой поверхности турбулизаторов  $F_b$  к поверхности свободной стенки канала  $F_0 - F_t$

$$F_6/(F_0 - F_{\mathrm{T}}) = (\pi d H B L / S_x S_y) / (2 B L - \pi d^2 B L / 2 S_x S_y) = (\pi d H / S_x S_y) / (2 - \pi d^2 / 2 S_x S_y) = \pi \bar{H} / (2 \bar{S}_v \bar{S}_x - \pi / 2). \quad (1.5)$$

Наряду с рассмотренными выше площадными характеристиками каналов прямоугольного поперечного сечения с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов могут быть рассмотрены и их объемные характеристики. Так, если ввести в рассмотрение объем базового канала  $V_0$ , в котором устанавливается система штырей, и объем всех штырей системы  $V_{шт.с}$ , то можно получить

некоторый свободный (от штырей) объем канала, который заполняет теплоноситель  $V_k$ :

$$\begin{aligned} V_0 &= LBH; \quad V_{\text{ш}\Sigma} = V_{\text{ш}} n_x n_y = \pi d^2 H n_x n_y / 4; \quad B = S_y n_y; \quad L = S_x n_x; \\ V_k &= V_0 - V_{\text{ш}\Sigma} = LBH - V_{\text{ш}} n_x n_y = S_x n_x S_y n_y H - \pi d^2 H n_x n_y / 4 = \\ &= n_x n_y H (S_x S_y - \pi d^2 / 4) = H d^2 n_x n_y (\bar{S}_x \bar{S}_y - \pi / 4). \end{aligned} \quad (1.6)$$

Это дает возможность ввести в рассмотрение так называемую некоторую эквивалентную площадь поперечного сечения канала:

$$f_3 = \frac{V_k}{L} = \frac{n_y n_x (S_x S_y - \pi d^2 / 4) H}{S_x n_x} = \frac{\bar{H} d^2 (\bar{S}_x \bar{S}_y - \pi / 4) n_y}{\bar{S}_x} = \frac{\bar{H} d (\bar{S}_x \bar{S}_y - \pi / 4) B}{\bar{S}_x \bar{S}_y}. \quad (1.7)$$

Теперь с использованием указанных геометрических характеристик можно ввести в рассмотрение и некоторые так называемые характерные размеры, используемые в критериях и числах подобия [27]. Так, с использованием периметра канала с системой штырей

$$\Pi_k = (S_y - d + H) 2 n_y, \quad n_y = B / S_y \quad (1.8)$$

и его площади проходного сечения

$$f_k = (S_y - d) H n_y \quad (1.9)$$

можно получить один из основных его гидравлических диаметров

$$d_r = \frac{4 f_k}{\Pi_k} = \frac{4 n_y (S_y - d) H}{2 (S_y - d + H) n_y} = \frac{2 H}{1 + H / (S_y - d)} = \frac{2 H}{1 + \bar{H} / (\bar{S}_y - 1)}. \quad (1.10)$$

Если рассматривать площадь проходного сечения базового неоштыреванного канала

$$f_0 = B \cdot H = H S_y n_y \quad (1.11)$$

и соответствующий этой площади периметр

$$\Pi_0 = 2(B + H) = 2(S_y n_y - H), \quad (1.12)$$

то можно получить и гидравлический диаметр базового канала

$$d_{eo} = \frac{4 f_0}{\Pi_0} = \frac{4 B H}{2(B + H)} = \frac{2 H S_y n_y}{S_y n_y + H} = \frac{2 \bar{H} \bar{S}_y n_y d}{\bar{S}_y n_y + \bar{H}}. \quad (1.13)$$

Далее, используя выражения для  $F_\Sigma$  (1.3) и для  $V_k$  (1.6), можно ввести в рассмотрение и некоторый так называемый эквивалентный диаметр  $d_s$ :

$$d_s = \frac{4 V_k}{F_\Sigma} = \frac{4 H d^2 n_y n_x (\bar{S}_y \bar{S}_x - \pi / 4)}{d^2 n_y n_x [2 \bar{S}_y \bar{S}_x + \pi (\bar{H} - 1/2)]} = \frac{(4 \bar{S}_y \bar{S}_x - \pi) d \bar{H}}{2 \bar{S}_y \bar{S}_x + \pi (\bar{H} - 1/2)}, \quad (1.14)$$

Иногда используется и такая величина эквивалентного диаметра  $d'_s$ :

$$d'_s = \frac{4Lf_k}{F_\Sigma} = \frac{4n_y(S_y - d)Hn_xS_x}{n_y n_x [2S_y S_x + \pi d(H - d/2)]} = \frac{4d^2(\bar{S}_y - 1)\bar{S}_x H}{d^2 [2\bar{S}_y \bar{S}_x + \pi(\bar{H} - 1/2)]} = \frac{4d(\bar{S}_y - 1)\bar{S}_x \bar{H}}{2\bar{S}_y \bar{S}_x + \pi(\bar{H} - 1/2)}. \quad (1.15)$$

Все эти характерные размеры и параметры в дальнейшем изложении привлекаются к описанию эмпирических зависимостей по теплогидравлическим характеристикам рассматриваемых каналов с системами штырей.

Что касается конструктивного исполнения системы цилиндрических перемычек в щелевом канале, то здесь представляются возможными следующие случаи: турбулизаторы отлиты за одно целое со стенками канала (рис. 1.4a); турбулизаторы отлиты на основной несущей стенке канала, а к их торцевым поверхностям прижата более тонкая стенка канала (рис. 1.4б); турбулизаторы выполнены на тонкой стенке и прижаты к более толстой несущей стенке (рис. 1.4в); турбулизаторы образованы цилиндрическими выштамповками на тонкой стенке канала (рис. 1.4г).

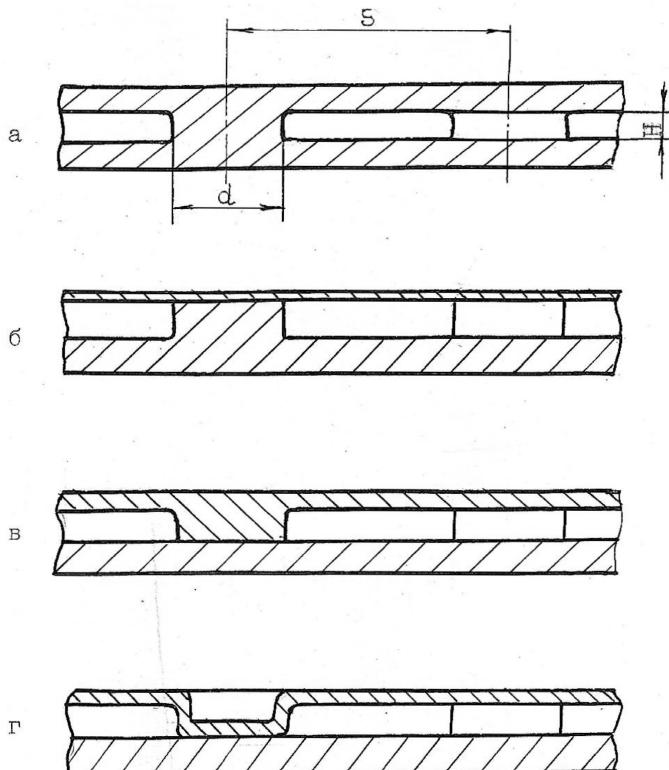


Рис. 1.4

Схемы возможных технологических способов выполнения систем цилиндрических штырей-турбулизаторов в щелевых каналах

В зависимости от конструктивного выполнения системы турбулизаторов и направления теплового потока, могут встретиться различные методы расчетов теплоотдачи в каналах с системами таких турбулизаторов.

## **1.2. Предварительные замечания, особенности процесса передачи тепла в каналах с цилиндрическими штырями-турбулизаторами и граничные условия теплообмена**

Для расчетов потерь давления и теплообмена в каналах трактов охлаждения горячих деталей высокотемпературных газовых турбин и, прежде всего, охлаждаемых лопаток, необходимо располагать надежными данными по коэффициентам теплоотдачи и гидравлического сопротивления таких каналов. Достоверность и точность таких данных особенно актуальна для каналов охлаждения с различными способами интенсификации теплоотдачи, где интенсивность процессов теплообмена особенно высока и связана с большими затратами энергии на движение теплоносителя. В этом случае даже небольшие неточности в определении граничных условий теплоотдачи могут привести к заметным отклонениям в результатах расчетного и опытного исследований теплового состояния горячих деталей и потерю давления теплоносителя в тракте охлаждения. Это приведет, с одной стороны, к изменению ресурса работы горячей детали, а с другой стороны, к снижению тепловой экономичности установки.

Все сказанное целиком относится и к рассматриваемому в настоящей работе способу интенсификации теплоотдачи в канале прямоугольного поперечного сечения за счет установки в нем системы цилиндрических штырей-турбулизаторов. Кроме того, для более точного расчета температурного поля в охлаждаемой горячей детали необходимы сведения по локальным характеристикам теплоотдачи, например по отдельным рядам системы штырей, а также данные по теплоотдаче на цилиндрической поверхности штырей-турбулизаторов. Последнее требование связано с тем обстоятельством, что при размещении в канале системы штырей-турбулизаторов интенсивность теплообмена возрастает не только за счет турбулентного перемешивания в потоке, но и за счет изменения площади теплообменной поверхности (см. п. 1.1). Поэтому опытное исследование характеристик теплоотдачи в канале с системой штырей-турбулизаторов будет вполне корректным, если удастся найти закономерности теплообмена как на плоских стенках канала, так и на цилиндрических поверхностях штырей.

Далее, уже из простых физических соображений ясно, что коэффициенты теплоотдачи в пределах шагового прямоугольника площадью  $S_y \times S_x$  будут распределены крайне неравномерно даже в самом простом случае двух рядов штырей-турбулизаторов, расположенных в коридорном порядке. Еще больше усложняются закономерности теплоотдачи в пределах рассматриваемой площадки, если она будет выбрана в системе штырей-турбулизаторов с несколькими рядами, расположенными в шахматном порядке. Отсюда видно, что для выяв-

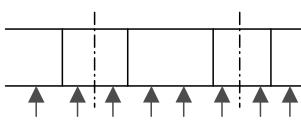
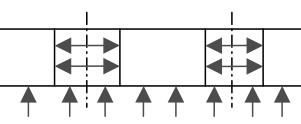
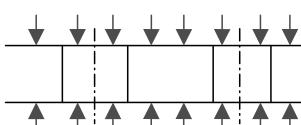
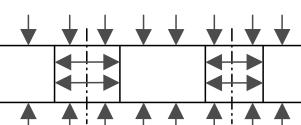
ления всех специфических особенностей в распределении характеристик теплоотдачи на теплообменной поверхности с системой штырей-турбулизаторов степень дискретизации при их получении в общем случае должна быть доведена до локальных значений.

Как указывалось выше, ощутимая интенсификация теплообмена при движении однофазного теплоносителя около непроницаемой теплообменной поверхности недостижима без существенного повышения турбулентности в пристеночном тепловом пограничном слое и связанного с этим увеличения гидравлического сопротивления движению потока теплоносителя. Поэтому в исследовании теплогидравлических характеристик канала с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов заметное внимание должно быть уделено изучению закономерностей изменения гидравлического сопротивления канала при изменении геометрических размеров системы штырей и режимных параметров течения теплоносителя.

Переходя к анализу граничных условий теплообмена на ограничивающих течение теплоносителя поверхностях канала прямоугольного поперечного сечения с системой цилиндрических штырей-турбулизаторов, следует прежде всего отметить, что в них могут встречаться граничные условия теплообмена всех трех родов [27], в зависимости от постановки решаемой задачи. Вместе с тем, можно привести и другую, более укрупненную дополнительную классификацию граничных условий, а именно, по наличию или же отсутствию теплоподвода (теплоотвода) на граничных элементах системы штырей-турбулизаторов (табл. 1.1). Здесь может быть реализован как односторонний, так и двухсторонний теплоотвод со стенок канала, в рамках которых может быть также организован теплоотвод с поверхности штырей или же его блокирование. Все эти 4 основные схемы теплообмена следует учитывать при анализе и сравнении опытных данных различных исследований, поскольку в данном конкретном исследовании может быть использована характерная для него схема, отличная от схемы теплоподвода какого-либо другого исследования.

Таблица 1.1

**Возможные схемы подвода теплового потока к системе штырей-турбулизаторов при ее размещении в плоском канале**

Подвод тепла		Штыри-турбулизаторы	
		отсутствует	имеется
Стенка	односторонний		
	двуихсторонний		

### 1.3. Критерии подобия для обработки и обобщения опытов по гидравлическим сопротивлениям и теплоотдаче в каналах с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов

Представленная выше в п. 1.1 номенклатура основных геометрических параметров системы цилиндрических штырей-турбулизаторов в канале прямоугольного поперечного сечения позволяет выявить основные параметрические критерии и обобщенные переменные, необходимые для описания процессов течения и теплообмена в таких каналах. При этом в соответствии с современными физическими представлениями о процессах течения и теплообмена следует исходить из концепции моделирования таких процессов на базе теории подобия и анализа размерностей [27].

При моделировании и обобщении результатов опытного исследования процессов течения и теплопередачи в любых теплообменных устройствах при вынужденном течении однофазных теплоносителей в условиях их конвективной теплоотдачи прежде всего возникает задача выявления для рассматриваемого процесса некоторых характерных комплексов, называемых критериями подобия. В соответствии с основными положениями теории подобия различают критерии подобия двух типов. Критерии подобия  $K$ , представляющие собой произведения или частные из размерных величин в некоторых степенях, называются функциональными критериями или комплексами, а критерии подобия  $P$ , представляющие собой отношения одноименных величин, называются параметрическими критериями или симплексами, так что в общем виде уравнение подобия может быть записано в форме

$$M = f(K_1, K_2, \dots, K_{l-k}, P_1, P_2, \dots, P_{n-l}). \quad (1.16)$$

Общее число комплексов  $K$  на основании теории размерности равно  $(l - k)$ , а общее число параметрических критериев  $P$  равно  $(n - l)$ , где  $n$  — общее число самостоятельно входящих в уравнение (1.16) размерных величин,  $l$  — число групп однородных величин, на которые можно разделить указанные  $n$  размерных величин;  $k$  — число групп однородных величин, имеющих независимые размерности. При этом предполагается, что все величины, содержащиеся в  $k$  группах, являются первичными. Величины, содержащиеся в остальных  $l - k$  группах, будут уже вторичными, а их независимые размерности будут производными единицами, составленными из  $k$  основных единиц, используемых в рассматриваемом процессе.

Уравнение подобия (1.16) может быть получено как при анализе математического процесса, в форме, например, системы дифференциальных уравнений с краевыми условиями, с помощью методов теории подобия, так и при анализе основных величин, характерных для рассматриваемого процесса, когда его математическое описание отсутствует, методами анализа размерностей. При этом отсутствие математического описания (математической модели) процесса отнюдь не препятствует выявлению условий однозначности, характеризующих

конкретную обстановку протекания процесса. Различают геометрические, физические, граничные, временные и динамические условия однозначности, которые фактически представляют собой расширенное определение краевых условий, необходимых для замыкания системы уравнений, описывающих математическую модель процесса.

Упомянутые выше параметрические критерии получаются, как правило, из условий однозначности. Для реализации подобия процессов по каждому из условий однозначности иногда возникает необходимость введения не одного, а нескольких однотипных параметрических критериев. Так, чем сложнее конфигурация системы, характеризуемая геометрическими условиями однозначности, определяющими форму и размеры тел системы или их поверхностей, участвующих в процессе, тем больше геометрических параметрических критериев требуется для описания условий однозначности. К примеру, при течении жидкости в прямой трубе с гидравлически гладкими стенками характерными геометрическими размерами являются только диаметр  $d$  и длина  $L$  трубы. Если же труба имеет искривленную ось, то дополнительным характерным размером становится радиус кривизны ее оси  $R$ , а при течении теплоносителя в трубе с шероховатыми стенками представляют интерес и размеры, оценивающие высоту элементов шероховатости  $h$ , их форму и плотность расположения на поверхности.

Для определения числа безразмерных переменных (симплексов и комплексов) в уравнении подобия в теории размерностей используется так называемая  $\Pi$ -теорема. Согласно этой теореме, уравнение подобия (1.16) содержит  $n - k$  безразмерных величин, из которых число симплексов равно  $n - l$ , а число комплексов  $l - k$ , где  $n$  — число самостоятельно входящих в уравнение (1.16) размерных величин, подразделяемых на  $l$  групп однородных величин, из которых  $k$  групп имеют независимые размерности. Таким образом, для успешного применения  $\Pi$ -теоремы необходимо установить перечень размерных величин, которые оказывают наиболее существенное влияние на характеристики исследуемого процесса. Для этого необходимо иметь хотя бы предварительную гипотезу о механизме исследуемого явления, с помощью которой можно было бы выявить наиболее существенные для описания процесса величины.

Поскольку для рассматриваемого в настоящем исследовании процесса течения с теплообменом в каналах с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов в настоящее время затруднительно дать детальную физическую картину течения и описать ее системой дифференциальных уравнений с соответствующими краевыми условиями, то для определения основных закономерностей этого процесса используется метод анализа размерностей. Причем данный метод применяется сначала к чисто гидродинамической задаче, т. е. для выявления основных параметров, определяющих гидравлическое сопротивление канала с системой цилиндрических штырей-турбулизаторов, а уже затем дается его применение к обобщению опытных данных по теплообмену.

Итак, для представления опытных данных по гидравлическим сопротивлениям в каналах с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов в виде

уравнения подобия (1.16) между обобщенными переменными прежде всего выписываются основные размерные величины, наиболее существенные для данного процесса вынужденного течения несжимаемой жидкости. По-видимому, такими величинами являются: потери полного давления между входным и выходным сечениями канала с системами штырей-турбулизаторов  $\Delta p$ , плотность теплоносителя  $\rho$ , его динамическая вязкость  $\mu$ , некоторая усредненная скорость течения  $w$  и набор геометрических размеров, описывающих конфигурацию системы  $L, B, H, S_x, S_y, d$  (см. рис. 1.3).

Таким образом, для описания рассматриваемого процесса задано  $n = 10$  размерных величин, из которых в качестве независимых можно назначить, например,  $\rho, w, L, B, H, S_x, S_y, d$ . Тогда число групп однородных величин, на которые можно разделить исходные величины, составит  $l = 5$ , так как все геометрические размеры объединяются в одну группу и к ним добавляются остальные группы, в каждой из которых только по одной величине  $\Delta p, \rho, \mu, w$ .

Число же групп однородных величин, имеющих независимые размерности, на основании соглашения о зависимости размерностей  $\Delta p$  и  $\mu$  от размерностей остальных параметров составит  $k = 3$ , т. е. здесь учитываются только размерные величины  $\rho, w$  и один из геометрических размеров. Отсюда, применяя  $\Pi$ -теорему метода размерностей, можно получить число безразмерных комплексов  $l - k = 5 - 3 = 2$ , в качестве которых можно принять критерий Рейнольдса  $Re = 2H \cdot w/v$  и коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta = 2\Delta p/\rho w^2$ , и число безразмерных симплексов  $n - l = 10 - 5 = 5$ , в качестве которых выступают все геометрические параметры, приведенные к относительному виду, например так:  $L/H, B/H, S_x/d, S_y/d, H/d$ .

Проведенная структуризация параметров, характерных для рассматриваемого процесса течения с гидравлическим сопротивлением в каналах с системами цилиндрических штырей-турбулизаторов, дает возможность выйти на уравнение подобия в форме

$$\zeta = f(Re, L/H, B/H, S_x/d, S_y/d, H/d). \quad (1.17)$$

Достоверность проделанных выкладок легко проверяется на основании все той же  $\Pi$ -теоремы, согласно которой общее число безразмерных параметров, входящих в полученное уравнение подобия (1.17) должно быть равно  $n - k = 10 - 3 = 7$ . И действительно, это уравнение связывает 7 безразмерных величин.

Если от уравнения вида (1.17) перейти к коэффициенту гидравлического сопротивления, отнесенного на единицу длины канала  $\zeta = \xi(L/H)$ , то окончательное выражение для обработки опытных данных по гидравлическим потерям в каналах прямоугольного сечения с облуженными стенками можно представить в форме

$$\xi = f(Re, L/H, B/H, S_x/d, S_y/d, H/d). \quad (1.18)$$

Здесь первые два относительных геометрических размера в правой части характеризуют как бы внешнюю конфигурацию канала, а последующие 2 отно-

Конец ознакомительного фрагмента.  
Приобрести книгу можно  
в интернет-магазине  
«Электронный универс»  
[e-Univers.ru](http://e-Univers.ru)