

УДК 532.517.4:536.24

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ  
ТЕЧЕНИИ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ  
НА ВНУТРЕННЕЙ ТРУБЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ СЕМИСЛОЙНОЙ  
МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ**

Доценко А.И., Максимов Д.А., Лобанов И.Е.

*Московская Государственная Академия коммунального хозяйства  
и строительства,  
Москва, Россия*

**Разработана теоретическая расчётная модель расчёта интенсифицированного теплообмена в трубах с турбулизаторами, отличающаяся от ранее известных моделей более высокой точностью результатов, отсутствием дополнительных допущений, учётом большего числа параметров, оказывающих влияние на процессы теплообмена. Полученные теоретические расчётные данные по теплообмену хорошо соответствуют экспериментальным данным и могут быть рекомендованы в целях дальнейшего совершенствования строительно-дорожной техники.**

**Ключевые слова:** теплообмен, интенсификация, математическое моделирование, многослойные, семислойные, турбулентное, кольцевой канал.

Объектом исследования являются кольцевые каналы с периодическими поверхностно расположенными на внутренней трубе турбулизаторами потока, в которых осуществляется турбулентное движение теплоносителя.

Цель работы — теоретическое расчётное исследование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами в кольцевых каналах с турбулизаторами на внутренней трубе.

В результате исследования были получены решения для интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении теплоносителей в вышеуказанных каналах, более общие, чем существующие.

Полученные в данном исследовании решения верифицированы существующим экспериментальным материалом.

Решения, полученные в данном исследовании, выгодно отличаются от существующих: существующие решения являются частным случаем новых решений.

Полученные расчётные данные более точно прогнозируют уровень интенсификации теплообмена, чем существующие; их необходимо использовать при доводке существующих и разработке перспективных теплообменных аппаратов и устройств.

Применение разработанных расчётных методов интенсифицированного теплообмена позволит снизить металлоёмкость и габариты, а также температуру стенок перспективных теплообменных аппаратов с интенсифицированным теплообменом.

**1. Интенсификация теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах.**

В современных теплообменных аппаратах широко используются теплообменные устройства с каналами, имеющими

некруглое поперечное сечение, в частности, кольцевые каналы.

Следует отметить, что в некоторых этих каналов теплообмен осуществляется не через всю омываемую поверхность.

Кроме того, довольно часто тепловые потоки на различных поверхностях оказываются неодинаковыми: например, кольцевые каналы с внутренним или внешним обогревом, а также с двусторонним обогревом с разными тепловыми потоками.

Для создания наиболее компактных теплообменных аппаратов применяется интенсификация теплообмена.

Интенсификация теплообмена в кольцевых каналах достигается, в основном, двумя путями: турбулизацией потока и развитием поверхности теплообмена [1—2]. С не меньшим успехом может применяться комбинация вышеупомянутых методов интенсификации.

Способ интенсификации теплообмена, связанный с развитием поверхности теплообмена, в большинстве случаев приводит к значительному увеличению стоимости труб по сравнению с гладкими трубами, в то же время он может быть неэффективен для определённых режимных и физических параметров процесса теплообмена, а именно: эти устройства для интенсификации теплообмена имеют значительные по сравнению с несущей трубой размеры, что делает невозможным их применение в узких кольцевых каналах; данные устройства целесообразно применять при малых плотностях теплового потока, когда термическое сопротивление оребрения несущественно — с ростом тепловых потоков эффективность оребрения резко падает; оребрение целесообразно применять только в том случае, когда коэффициент теплоотдачи снаружи трубы во много раз меньше коэффициента теплоотдачи внутри трубы; при больших плотностях тепловых потоков применение оребрения нецелесообразно; также эффективность оребрения резко снижает-

ся при использовании материалов с низкой теплопроводностью (например, для нержавеющих сталей); промышленное изготовление оребрённых труб гораздо сложнее, чем гладких, поэтому они обладают более высокой стоимостью по сравнению с последними.

Интенсификация теплообмена в кольцевых каналах посредством установки поверхностных турбулизаторов [1—2] лишена соответствующих недостатков, присущих развитию поверхности теплообмена [1—2].

Интенсификация теплообмена путём турбулизации потока не требует существенного увеличения наружного диаметра труб и поэтому применима в любых кольцевых каналах.

Изготовление турбулизаторов на наружной поверхности труб не связано со значительными технологическими трудностями.

Наибольшее распространение получили турбулизаторы в виде колец из проволоки, надетых на гладкую трубу, проволочных спиралей, намотанных на трубу или в виде треугольной нарезки (отдельные кольца или спирали) [1—2].

Интенсификация теплообмена путём турбулизации потока увеличивается с ростом числа Рейнольдса: при росте гидравлического сопротивления в 2,7,5 раз максимальное увеличение теплоотдачи составляет 2,2,5 раза [1].

Резюмируя, можно сделать следующий вывод: оптимальным методом интенсификации теплообмена в кольцевых каналах является применение поперечного оребрения, который позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу при умеренном росте гидравлического сопротивления.

Учитывая вышесказанное, может быть поставлена следующая задача исследования: необходимо разработать методику расчёта теплообмена и гидравлического сопротивления для условий данного метода интенсификации теплообмена —

установки периодически расположенных поверхностных турбулизаторов на внутренней трубе, — поскольку до настоящего времени этот метод интенсификации теплообмена исследовался преимущественно экспериментальным образом для отдельных частных задач.

## 2. Математическая модель теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами.

Моделирование предельного изотермического теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах за счёт турбулизации потока производится по методике, аналогичной методике, применённой для круглых труб с турбулизаторами [3—5]. При моделировании теплообмена для кольцевого канала, интенсифицированного посредством периодически расположенных поверхностных турбулизаторов на внутренней трубе, будут справедливы все допущения, характерные для круглых труб с турбулизаторами, указанные в [3—5].

Течение в кольцевом канале при наличии поверхностных турбулизаторов

рассматривается как стабилизированное турбулентное течение (рис. 1).

Турбулентный поток в кольцевом канале с турбулизаторами на внутренней трубе моделируется посредством семислойной схемы турбулентного пограничного слоя (рис. 1).

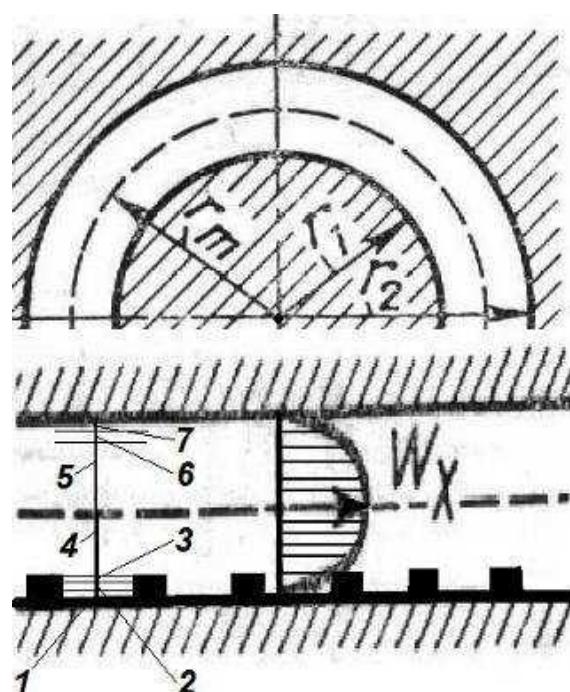
Подслои, расположенные от внутренней трубы до линии максимальной скорости условно классифицируем как внутренние, а от внешней трубы — как внешние.

Отличительной особенностью моделируемого течения в кольцевом канале с турбулизаторами на внутренней трубе (рис. 1) от моделируемого течения в круглой трубе с турбулизаторами следует признать только в разнице определяющих параметров: скорость потока должна определяться по сечению канала, которое было бы при отсутствии турбулизаторов:

$$\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$$

эквивалентный диаметр:

$$d_e = (d_2 - d_1)$$



**Рис. 1.** Разбиение потока в кольцевом канале с турбулизаторами на слои

Детерминируем вышеуказанное послойное деление потока в кольцевом канале с турбулизаторами, для которых справедливы следующие отношения турбулентной и молекулярной вязкостей профиля скорости соответственно

$$\left( R =: \frac{r}{r_2}; R_1 =: \frac{r_1}{r_2}; R_m =: \frac{r_m}{r_2} \right)$$

1. Вязкий подслой (внутренний), расположенный в окрестности

$$R \in \left[ R_1; R_1 + \frac{5}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}} \right];$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \frac{\beta_1}{25} \text{Re}^3 (R - R_1)^3 \left( \frac{\xi}{32} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (1)$$

$$\frac{w_x}{w_x} = \frac{\xi}{16} \text{Re} (R - R_1) \quad (2)$$

2. Промежуточный подслой (внутренний), расположенный в окрестности

$$R \in \left[ R_1 + \frac{5}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; R_1 + \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}} \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \frac{\text{Re}}{5} (R - R_1) \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1 \quad (3)$$

$$\frac{w_x}{w_x} = 5 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left[ 1 + \ln \left( \frac{\text{Re}}{5} (R - R_1) \sqrt{\frac{\xi}{32}} \right) \right] \quad (4)$$

3. Вихревое ядро во впадине (внутреннее), расположенное в окрестности

$$R \in \left[ R_1 + \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; R_1 + \frac{h}{r_2} \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \frac{2}{5} \sqrt{\frac{\xi}{32}} \left( 1 - R_1 - \frac{h}{r_2} \right) \frac{h}{r_2} \frac{\text{Re}}{1 - R_1} \quad (5)$$

$$\frac{w_x}{w_x} = \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left\{ 5.5 + \frac{1}{0.4} \ln \left[ \left( 1 - R_1 - \frac{h}{r_2} \right) \frac{h}{r_2} \frac{\text{Re}}{1 - R_1} \right] \right\} \quad (6)$$

4. Турбулентное ядро (внутреннее), расположенное в окрестности

$$R \in \left[ R_1 + \frac{h}{r_2}; R_m \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \sigma \operatorname{Re} \quad (7)$$

$$\frac{\underline{\underline{w_x}}}{w_x} = [1.325 - \sqrt{\xi} + 1](R - R_1)^{\sqrt{\xi}} \quad (8)$$

5. Турбулентное ядро (внешнее), расположенное в окрестности

$$R \in \left[ R_m; 1 - \frac{30}{\operatorname{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}} \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \sigma \operatorname{Re} \quad (9)$$

$$\frac{\underline{\underline{w_x}}}{w_x} = [1.325 - \sqrt{\xi} + 1](R - R_1)^{\sqrt{\xi}} \quad (10)$$

6. Промежуточный подслой (внешний), расположенный в окрестности

$$R \in \left[ 1 - \frac{30}{\operatorname{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1 - \frac{5}{\operatorname{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}} \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \frac{\operatorname{Re}}{5} (1 - R) \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1 \quad (11)$$

$$\frac{\underline{\underline{w_x}}}{w_x} = 5 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left[ 1 + \ln \left( \frac{\operatorname{Re}}{5} (1 - R) \sqrt{\frac{\xi}{32}} \right) \right] \quad (12)$$

7. Вязкий подслой (внешний), расположенный в окрестности

$$R \in \left[ 1 - \frac{5}{\operatorname{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1 \right]$$

$$\frac{\mu_T}{\mu} = \frac{\beta}{25} \operatorname{Re}^3 (1 - R)^3 \left( \frac{\xi}{32} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (13)$$

$$\frac{\underline{\underline{w}_x}}{w_x} = \frac{\xi}{16} \operatorname{Re} (1 - R) \quad (14)$$

Число Нуссельта при стабилизированном течении для внутренней стенки  $Nu_{1\infty}$  кольцевого канала с двусторонним подводом тепла, согласно [6], равно:

$$Nu_{1\infty} = \frac{Nu_{11\infty}}{1 + Nu_{11\infty} (\Theta_{a.c1})_\infty \left( \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \right)} = \frac{1}{(\Theta_{c11})_\infty + (\Theta_{a.c1})_\infty \left( \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \right)}, \quad (15)$$

где  $Nu_{11\infty} = \frac{1}{(\Theta_{c11})_\infty}$  — число Нуссельта при обогреве только внутренней стенки;  $\left( \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \right)$  — заданное отношение тепловых потоков при наружном и внутреннем обогреве соответственно.

Таким образом, для расчёта предельного теплообмена в кольцевом канале с турбулизаторами необходимо определить  $(\Theta_{c1})_\infty$  и  $(\Theta_{a.c1})_\infty$  для всего кольца, т.е. для выбранной семислойной схемы турбулентного пограничного слоя: для гладкой стороны — вязкий подслой ( $i=7$ ), промежуточный подслой ( $i=6$ ), турбулентное ядро ( $i=5$ ), для интенсифицированной стороны — вязкий подслой ( $i=1$ ), промежуточный подслой ( $i=2$ ), вихревое ядро во впадине ( $i=3$ ), турбулентное ядро ( $i=4$ ).

Интегралы для  $(\Theta_{c11})_\infty$  и  $(\Theta_{a.c1})_\infty$ , согласно [6], равны:

$$(\Theta_{c11})_\infty = \frac{2 R_1}{(1 - R_1^2)(1 - R_1)} \int_{R_1}^1 \frac{\left( \int_R^1 \frac{w_x}{\underline{\underline{w}_x}} R dR \right)^2}{\left( 1 + \frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR; \quad (16)$$

$$(\Theta_{a.c1})_\infty = \frac{1}{(1 - R_1^2)(1 - R_1)} \times \\ \times \int_{R_1}^1 \frac{\frac{2}{(1 - R_1^2)} \left( \int_R^1 \frac{w_x}{\underline{\underline{w}_x}} R dR \right)^2 - \int_R^1 \frac{w_x}{\underline{\underline{w}_x}} R dR}{\left( 1 + \frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR. \quad (17)$$

При расчёте предельного теплообмена для круглой трубы с турбулизаторами в [3, 7, 8] было показано, что использование допущения

$$\frac{\overline{w_x}}{w_x} \equiv 1$$

незначительно влияет на окончательный результат расчёта теплообмена — точно такой же вывод можно сделать и для предельного теплообмена для условий круглой трубы с турбулизаторами на внутренней трубе.

Последнее обуславливает виртуальность аналитического решения задачи о теплообмене для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе с двусторонним подводом тепла. Согласно принципу аддитивности, выражения для

$(\Theta_{c11})_\infty$  и  $(\Theta_{a,c1})_\infty$  примут вид:

$$(\Theta_{c11})_\infty = \sum_{i=1}^7 [(\Theta_{c11})_\infty]_i$$

$$(\Theta_{a,c1})_\infty = \sum_{i=1}^7 [(\Theta_{a,c1})_\infty]_i$$

После этого, для решения задачи о теплообмене для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе с двусторонним подводом тепла необходимо решить вопрос о нахождении радиуса максимальной скорости  $r_m$  для данных условий течения.

Строго говоря, для этого необходимо решать уравнение количества движения для этих условий, что при современном состоянии математического моделирования представляется скорее эвентуальным, чем виртуальным подходом.

Другой подход заключается в использовании совокупности эмпирических зависимостей относительно такого рода течений. Так как в данном исследовании используется вполне обоснованное допущение

$$\frac{\overline{w_x}}{w_x} \equiv 1$$

и радиус максимальной скорости располагается в области турбулентного ядра, то будет справедливо следующее:

$$\begin{aligned} & [(\Theta_{c11})_\infty]_4 + [(\Theta_{c11})_\infty]_5 = \frac{2R_1}{(1-R_1^2)(1-R_1)} \times \\ & \times \left[ \frac{2R_1}{(1-R_1^2)(1-R_1)} \int_{R_1 + \frac{h}{r_2}}^{R_m} \frac{\left( \int_R^1 \frac{\overline{w_x}}{w_x} R dR \right)^2}{\left( 1 + \frac{\Pr_T}{\Pr} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR \right. + \\ & + \left. \frac{2R_1}{(1-R_1^2)(1-R_1)} \int_{R_m}^{1-\frac{30}{\text{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}}} \frac{\left( \int_R^1 \frac{\overline{w_x}}{w_x} R dR \right)^2}{\left( 1 + \frac{\Pr_T}{\Pr} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR \right] = \frac{2R_1}{(1-R_1^2)(1-R_1)} \int_{R_1 + \frac{h}{r_2}}^{1-\frac{30}{\text{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}}} \frac{\left( \int_R^1 \frac{\overline{w_x}}{w_x} R dR \right)^2}{\left( 1 + \frac{\Pr_T}{\Pr} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned}
& \left[ (\Theta_{a.c.1})_\infty \right]_4 + \left[ (\Theta_{a.c.1})_\infty \right]_5 = \frac{1}{(1 - R_1^2)(1 - R_1)} \times \\
& \times \left[ \int_{R_1 + \frac{h}{r_2}}^{R_m} \frac{\frac{2}{(1 - R_1^2)} \left( \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR \right)^2 - \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR}{\left( 1 + \frac{\Pr}{\Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR + \right. \\
& \left. + \int_{R_m}^{1 - \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}} \frac{\frac{2}{(1 - R_1^2)} \left( \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR \right)^2 - \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR}{\left( 1 + \frac{\Pr}{\Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR \right] = \\
& = \frac{1}{(1 - R_1^2)(1 - R_1)} \int_{R_1 + \frac{h}{r_2}}^{1 - \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}} \frac{\frac{2}{(1 - R_1^2)} \left( \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR \right)^2 - \int_R^1 \frac{w_x}{w_x} R dR}{\left( 1 + \frac{\Pr}{\Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right) R} dR. \quad (21)
\end{aligned}$$

Последние зависимости позволяют решить задачу теплообмена для всего турбулентного ядра, не определяя термического сопротивления отдельно для внутреннего и внешнего турбулентных ядер, не имеющих самостоятельного значения.

После вычисления данных интегралов, в [3] были получены аналитические зависимости для  $[(\Theta_{c11})_\infty]_i$  и  $[(\Theta_{a.c1})_\infty]_i$ ,  $\forall i = 1/7$ , которые здесь не приводятся в силу их крайней громоздкости.

При относительно больших расстояниях между отдельными турбулизаторами регулярные вихри будут занимать только небольшую часть расстояния между ними. Поэтому схема с вихревым ядром в этом случае не будет справедливой: в этом случае граница вихревого ядра во впадине будет не линия  $y=h$ , а линия  $h/R_0 = 30/\text{Re} \sqrt{\xi/32} \sqrt{n}$ .

Следовательно, когда высота турбулизаторов меньше толщины промежуточной области, т.е. в случае

$$h/R_0 \leq 30/\text{Re} \sqrt{\xi/32} \sqrt{n},$$

имеет место элиминирование вихревого ядра во впадине. Вышеприведённое моделирование интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами на внутренней трубе применено в работе впервые, в отличие от предыдущих работ [3—5, 7—8].

**3. Сопоставление теоретических данных по интенсифицированному теплообмену для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе, полученных по семислойной схеме турбулентного пограничного слоя с экспериментальными данными**

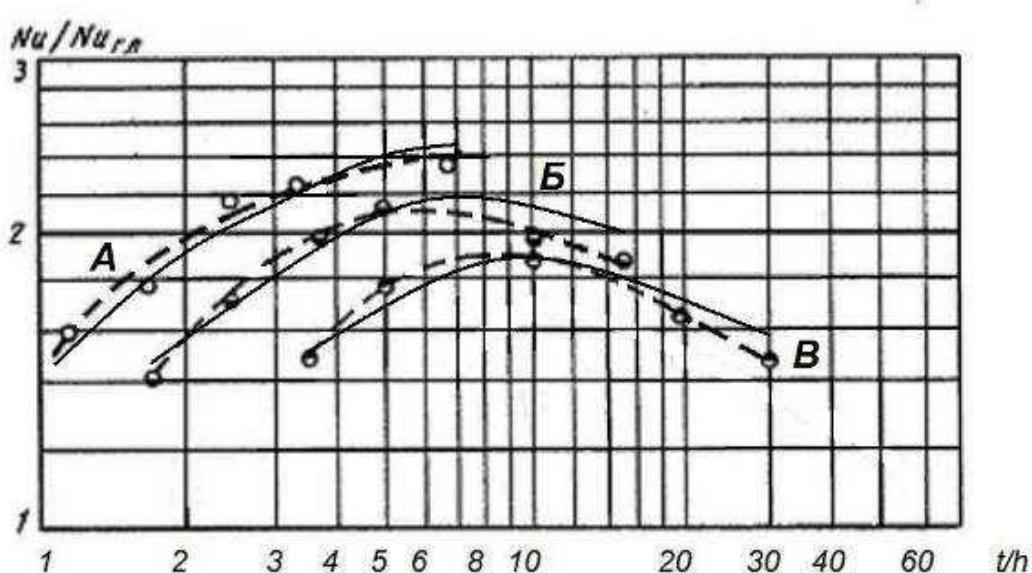
Расчётные значения для теплообмена для воздуха в кольцевом канале с турбулизаторами на внутренней трубе сравниваются с соответствующими экспериментальными данными различных авторов, наиболее полно представленными в [1-2].

На рис. 2 расчётные данные по теплообмену для канала  $R_i=0,52$  для воздуха с  $\text{Pr}=0,72$  при  $\text{Re}=10^5$  в зависимости от относительного шага между турбулизаторами  $t/h$ , полученные по семислойной схеме потока сравниваются с экспериментом Фиерштейна и Рампфа для прямоугольных рёбер, приведённым в [1—2], для различных относительных высот турбулиза-

торов: А —  $h/d_3=0,0492$ ; Б —  $h/d_3=0,0328$ ; В —  $h/d_3=0,0264$

$$\left( d_3 = d_2 - d_1; \frac{h}{r_2} = 2 \frac{h}{d_3} (1 - R_1) \right)$$

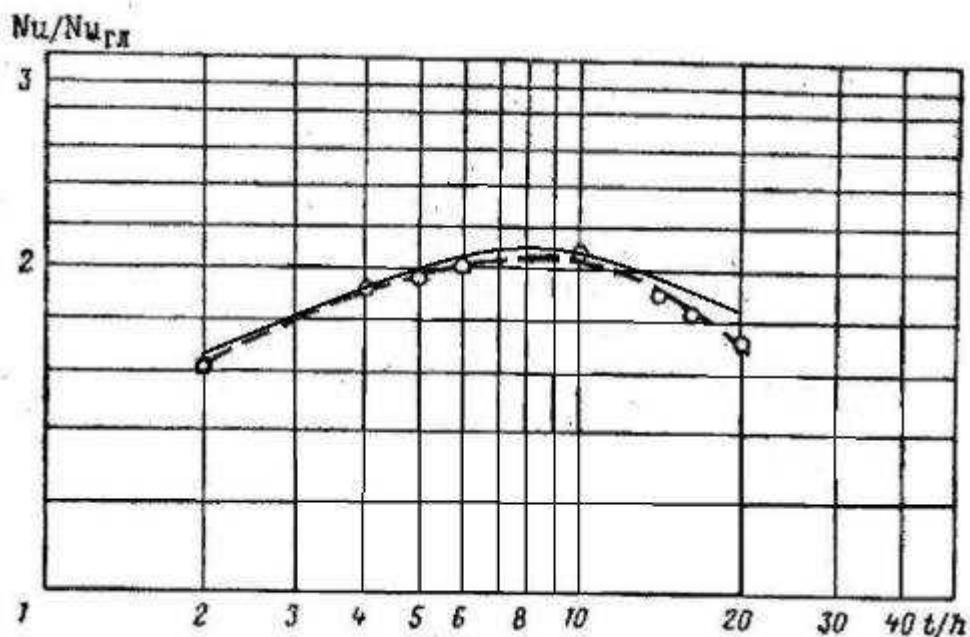
Как видно из рис. 2, расчётные данные хорошо согласуются с экспериментом практически для всего представленного диапазона шагов между турбулизаторами; только в области широкого шага между турбулизаторами имеет место незначительное расхождение.



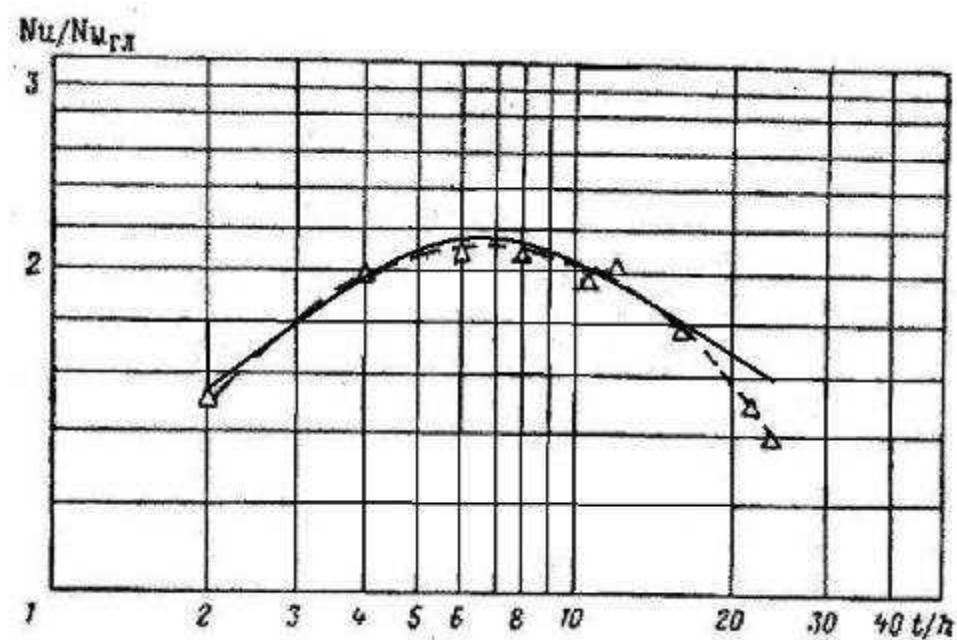
**Рис. 2.** Сравнение расчётных (сплошные линии) и экспериментальных [1—2] (пунктирные линии) данных по теплообмену для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе с  $R_i=0,52$ ;  $\text{Pr}=0,72$ ;  $\text{Re}=10^5$  в зависимости от относительного шага между турбулизаторами  $t/h$ , полученные по семислойной схеме потока  
(А —  $h/d_3=0,0492$ ; Б —  $h/d_3=0,0328$ ; В —  $h/d_3=0,0264$ )

На рис. 3—4 расчётные данные по теплообмену, полученные по семислойной схеме потока сравниваются с экспериментом Клемма [1—2], проведённым при намотки проволоки, для канала  $R_i=0,60$  для воздуха с  $\text{Pr}=0,72$  при  $\text{Re}=10^5$

в зависимости от относительного шага между турбулизаторами  $t/h$  сравниваются с экспериментом, приведённым в [1—2], для различных относительных высот турбулизаторов —  $h/d_3=0,0398$  и  $h/d_3=0,298$  соответственно.



**Рис. 3.** Сравнение расчётных (сплошная линия) и экспериментальных [1—2] (пунктирная линия) данных по теплообмену для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе с  $R_i=0,60$ ;  $Pr=0,72$ ;  $Re=10^5$  в зависимости от относительного шага между турбулизаторами  $t/h$ , полученные по семислойной схеме потока для  $h/d_3=0,0398$



**Рис. 4.** Сравнение расчётных (сплошная линия) и экспериментальных [1—2] (пунктирная линия) данных по теплообмену для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе с  $R_i=0,60$ ;  $Pr=0,72$ ;  $Re=10^5$  в зависимости от относительного шага между турбулизаторами  $t/h$ , полученные по семислойной схеме потока для  $h/d_3=0,0298$

Согласование теории с экспериментом также хорошее. В дальнейшем диапазон сопоставления теории с экспериментом был значительно расширен. Было проведено обширное сопоставление расчёты данных по интенсифицированному теплообмену в кольцевых каналах с турбулизаторами с экспериментальными [1—2] (для более 200 значений) для широкого диапазона определяющих параметров, которое указывает на вполне удовлетворительную корреляцию между ними.

#### **4. Основные выводы**

В представленном разделе была разработана математическая модель течения и теплообмена для кольцевых каналов с турбулизаторами на внутренней трубе, основанная на семислойном моделировании турбулентного пограничного слоя.

Получены аналитические решения задачи о теплообмене для кольцевого канала с двустороннем обогревом, интенсифицированного посредством периодически расположенных поверхностных турбулизаторов на внутренней трубе в зависимости от геометрических параметров канала, режимов течения теплоносителя, а также граничных условий теплообмена. Полученные результаты расчёта в зависимости от вышеуказанных параметров, вполне удовлетворительно согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:**

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, 1972. - 220 с.

2. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З.Копп, А.С.Мякочин — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.

3. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дисс. на соиск. уч. ст. докт. техн. наук. — М., 2005. — 632 с.

4. Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена и сопротивления при турбулентном течении в каналах теплоносителей в условиях интенсификации теплообмена // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Т.6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. — М., 2002. — С. 140—143.

5. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. Моделирование изотермического теплообмена при турбулентном течении в каналах в условиях интенсификации теплообмена // Теплоэнергетика. — 2003. — № 1. — С.54—60.

6. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалёв С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 470 с.

7. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Доклады Академии Наук. -2005. - Т. 402. - № 2. - С. 184-188.

8. Лобанов И.Е. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XV Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. — М.: МЭИ, 2005. — Т.1. — С. 103—106.

**MATHEMATICAL SIMULATION OF THE INTENSIFIED HEAT EXCHANGE  
WITH THE TURBULENT FLOW IN THE ANNULAR CHANNELS WITH  
THE BAFFLES GENERATORS ON THE INTERNAL PIPE WITH  
THE APPLICATION OF A SEVEN-LAYER MODEL OF THE TURBULENT  
BOUNDARY LAYER**

Dotsenko A.I., Maksimov D.A., Lobanov I.E.

*Moscow State Academy of Public Utilities and Construction,  
Moscow, Russia*

Was made the creative calculate model of calculate intensive warmth exchange in the pipes with the baffles generators, which has different from early known models more high exact of results, absence of additional admits, calculation of bigger number of characteristics, which influence on the warmth exchange processes. The getting theoretical calculate facts by warmth exchange correspond good to experimental facts and can be recommend in the purposes of the further perfection of the builder-way technology.

Key words: heat exchange, intensification, mathematical simulation, multilayer, seven-layer, turbulent, annular channel.