

УДК 536.24.08

Исследование продольного эффективного турбулентного переноса при поперечном обтекании коридорных пучков труб*

В.И. Рачков, В.Н. Федосеев, М.И. Писаревский, А.С. Корсун,
И.Г. Меринов, Ю.Н. Балберкина

Московский инженерно-физический институт

E-mail: MIPisarevskij@mephi.ru

Получены экспериментальные значения эффективной теплопроводности воды при поперечном обтекании коридорного пучка стержней с квадратной упаковкой. Эффективная теплопроводность воды измерялась в направлении, параллельном осям стержней. В качестве метода измерения использовалось смешение в рабочем участке двух плоских параллельных потоков воды, которые двигались с одинаковыми скоростями, но имели разные температуры. По измерениям температур потоков до и после участка смешения определялось количество тепла, передаваемое от горячего потока к холодному, и рассчитывалась эффективная теплопроводность жидкости. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса (от $7 \cdot 10^3$ до $8 \cdot 10^4$), рассчитанном по скорости в узком сечении, экспериментальная эффективная теплопроводность воды показала линейное увеличение с ростом скорости и хорошее согласование с результатами расчетов по интегральной модели турбулентности. Полученные экспериментальные данные подтвердили возможность использования интегральной модели турбулентности для расчетов параметров модели анизотропного пористого тела, используемой в CFD-кодах, моделирующих теплогидравлические процессы в активных зонах ядерных реакторов и теплообменниках.

Ключевые слова: коридорная упаковка стержней, турбулентное течение, эффективная теплопроводность, интегральная модель турбулентности, модель анизотропного пористого тела, пучки труб, пучки стержней.

Введение

Для расчета трехмерных теплогидравлических процессов в ядерных энергетических установках (ЯЭУ) и анализа их поведения в переходных процессах и аварийных ситуациях возможно использование модели пористого тела, позволяющей заметно сократить затраты ресурсов ЭВМ за счет существенного уменьшения числа элементов разбиения по сравнению с решением усредненных по пространству уравнений гидродинамики. Благодаря этому модель пористого тела является частью большинства CFD-кодов. Тепловыделяющие сборки (ТВС) ЯЭУ и трубные пучки теплообменников являются ориентированными стержневыми структурами. При применении модели пористого тела их следует рассматривать как анизотропные пористые тела, т.е. использовать для описания теплогидравлических процессов в этих структурах модель анизотропного пористого тела, представленную в работах [1–5]. В рамках этой модели трехмерный тепломассоперенос в ТВС описывается математически строго, анизотропия переноса

* Работа выполнена за счет гранта РФ (проект № 16-19-10548).

учитывается с помощью тензорных величин силы сопротивления, эффективной вязкости и теплопроводности. Для определения компонентов этих тензорных величин в [1, 5] была предложена интегральная модель турбулентности. Она была получена путем применения процедуры локального осреднения уравнений k - ε модели турбулентности по объему ячейки периодичности структуры стержневой сборки. Интегральная модель турбулентности позволяет определять коэффициенты модели анизотропного пористого тела при обтекании различных стержневых сборок под произвольным углом. В частности, в работе [1] для стержневой сборки было получено выражение для компонент тензоров эффективной теплопроводности. В работе [5] было показано, что рассчитанная по интегральной модели турбулентности эффективная теплопроводность поперек стержней при их продольном обтекании потоком теплоносителя хорошо согласуется с результатами ее определения с помощью коэффициента межканального турбулентного обмена теплом. Вместе с тем, величина эффективной теплопроводности в направлении вдоль стержней при их поперечном обтекании, рассчитанная по интегральной модели, оказывается в 3–4 раза ниже результатов расчетов, проведенных по экспериментальным формулам, рекомендованным в работе [6]. Однако эти формулы были получены на основании измерений, выполненных в диапазоне чисел Рейнольдса от 10^2 до 10^3 , и других данных в литературе авторам найти не удалось. В то же время в активных зонах реакторов и теплообменниках числа Рейнольдса достигают значительно больших значений — 10^4 – 10^5 . Таким образом, экспериментальные исследования, позволяющие получить данные для верификации интегральной модели турбулентности при числах Рейнольдса больше 10^3 , являются актуальными. В настоящей работе объектом экспериментального исследования стала эффективная турбулентная теплопроводность воды вдоль оси стержней при поперечном обтекании сборки с коридорной упаковкой стержней.

Экспериментальная методика

Для измерения эффективной теплопроводности применена следующая методика. Два параллельных потока жидкости движутся с одинаковой скоростью V и с разными температурами сквозь пористую среду (рис. 1). Пористая среда изготавливается из материала с низкой теплопроводностью. Канал с поперечным прямоугольным сечением $b \times h$ и пористой средой имеет участок смешения потоков длиной $L_{см}$. За пределами этого участка потоки разделяются тонкой непроницаемой перегородкой, выполненной также из материала с низкой теплопроводностью. Вследствие взаимодействия потоков на участке смешения происходит передача тепла от горячего потока к холодному и температуры потоков изменяются. Это изменение зависит от длины смешения $L_{см}$ и эффективной теплопроводности теплоносителя $\lambda_{эфф}$, движущегося в пористой среде.

Твердая фаза пористой среды для проводимых исследований была изготовлена из оргстекла и имела низкую теплопроводность. В работе исследуются режимы с высокими скоростями течения теплоносителя, при которых тепло вдоль потоков переносится за счет вынужденной конвекции, а вклад других возможных механизмов переноса тепла (продольная теплопроводность твердой и жидкой фаз пористой среды) пренебрежимо мал.

Поперек потоков тепло переносится за счет эффективной теплопроводности теплоносителя, которая и подлежит измерению. В приближении модели

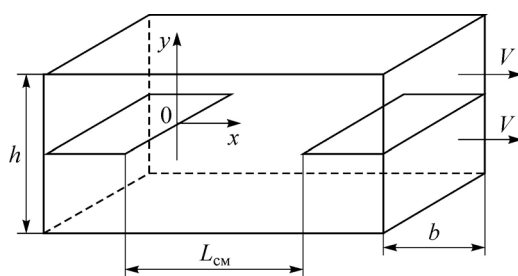


Рис. 1. Схема рабочего участка для измерения эффективной теплопроводности при поперечном обтекании стержневых сборок.

пористой среды поле температур на участке смешения двух движущихся параллельно с одинаковыми скоростями потоков теплоносителя, которые на входе в зону смешения имеют разные температуры, описывается двумерным стационарным конвективным уравнением переноса энергии с граничными условиями

$$\begin{cases} \rho c_p V \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_{\text{эфф}} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}, \\ \frac{\partial T}{\partial z} \left(z = \pm \frac{h}{2} \right) = 0, \\ T(+0, x) = T(-0, x), \quad x \in (0; L_{\text{см}}), \\ \frac{\partial T(+0, x)}{\partial z} = \frac{\partial T(-0, x)}{\partial z}, \\ T(0, z) = T_1, \quad z \in \left(0; \frac{h}{2} \right), \\ T(0, z) = T_2, \quad z \in \left(-\frac{h}{2}; 0 \right), \end{cases} \quad (1)$$

которое имеет аналитическое решение. Интегрирование этого решения по высоте участка смешения позволяет получить выражение, связывающее изменение средней температуры первого потока с геометрическими параметрами участка смешения, средней скоростью течения теплоносителя, плотностью и теплоемкостью теплоносителя и его коэффициентом эффективной теплопроводности:

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_0} = \frac{1}{2} - \frac{4}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\exp(-k(2n+1)^2)}{(2n+1)^2}, \quad (2)$$

здесь

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_0} = \frac{T_{\text{вх1}} - T_{\text{вых1}}}{T_{\text{вх1}} - T_{\text{вх2}}}, \quad k = \frac{\pi^2 L_{\text{см}} \lambda_{\text{эфф}}}{h^2 \rho c_p V},$$

где $T_{\text{вх1}}$ и $T_{\text{вх2}}$ — температуры первого и второго потоков на входе в участок, $T_{\text{вых1}}$ — средняя по сечению канала температура первого потока после участка смешения, k — параметр переноса, $\lambda_{\text{эфф}}$ — коэффициент теплопроводности теплоносителя в поперечном течении потоков направлении, $L_{\text{см}}$ — длина смешения потоков, ρ — плотность теплоносителя, c_p — теплоемкость теплоносителя, V — скорость набегающего потока теплоносителя.

В эксперименте при заданной скорости течения потоков измеряются $T_{\text{вх1}}$, $T_{\text{вх2}}$ и $T(L_{\text{см}})$, по которым определяется параметр переноса k . Значения k позволяют рассчитать $\lambda_{\text{эфф}}$ при известной скорости течения теплоносителя, его плотности и теплоемкости, а также длине участка смешения по формуле

$$\lambda_{\text{эфф}} = \frac{kh^2 \rho c_p V}{\pi^2 L_{\text{см}}}. \quad (3)$$

Экспериментальная установка и рабочий участок

Для определения эффективной теплопроводности стержневой сборки был собран двухконтурный теплогидравлический стенд (рис. 2). В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная вода с электропроводностью 4 мкСм/см. В реакторах ВВЭР-1000

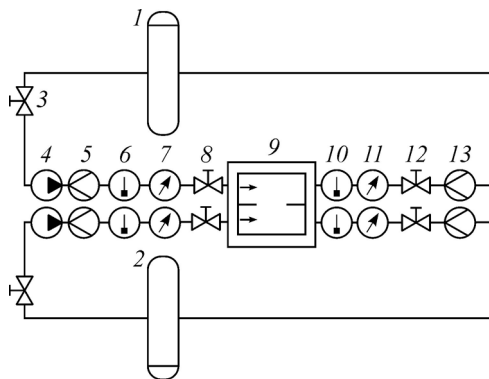


Рис. 2. Схема теплогидравлического контура. 1 — бак с подогревателем, 2 — бак с холодильником, 3 — вентиль, 4 — насос, 5 — расходомер, 6 — термоматчик, 7 — манометр перед входом в рабочий участок, 8 — байпасный вентиль, 9 — рабочий участок, 10 — термоматчик, 11 — манометр за рабочим участком, 12 — вентиль, регулирующий расход на выходе из рабочего участка, 13 — ротаметр.

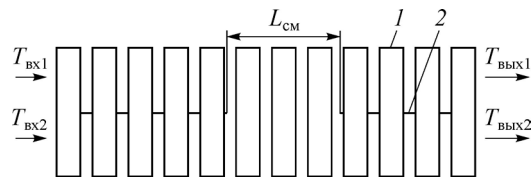


Рис. 3. Схема рабочего участка для измерений эффективной теплопроводности в параллельном к оси стержней направлении. 1 — стержни круглого сечения, 2 — разделительная перегородка.

нормируемая электропроводность воды составляет от 20 до 200 мкСм/см. Вода после прохождения по петле сливается в открытые баки при атмосферном давлении. Контроль расходов воды на входе в рабочие участки производился ротаметрами, а на выходе — ротаметрами и объемным способом. Температура в баке горячей петли поддерживалась электрическим нагревателем, в баке холодной петли устанавливался змеевик, по которому прокачивалась холодная вода. На входе в рабочий участок температура горячего потока поддерживалась в диапазоне 50–55 °С, холодного — в диапазоне 7–9 °С. По результатам проведенных экспериментов было определено, что на выходе из рабочего участка температура горячего потока изменялась в диапазоне 32–36 °С, а холодного — в диапазоне 24–28 °С.

Для проведения измерений использовались следующие приборы и оборудование: насосы Calpeda MXV 40-805 и Calpeda MXV 40-819, ультразвуковые расходомеры Акрон-01 (размещались перед входом в рабочий участок), ротаметры ZYIA серии LZB-VA10, цифровой мультиметр APPA 207 и термопары для измерения перепада температур потоков (располагались перед входом и за выходом из рабочего участка), образцовые манометры (помещались перед входом и за выходом из рабочего участка), ТЭН мощностью 2 кВт с терморегулятором thermowatt для водонагревателей. К мультиметру APPA 207 подключались термопары, что позволяло регистрировать температуру потока.

Рабочий участок (рис. 3) был изготовлен из органического стекла ($\lambda_{\text{мол}} = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$). Диаметр стержней и шаг их расположения принимались равными диаметру и шагу ТВС водо-водяного реактора (см. таблицу). Стержни располагались в форме квадратной решетки. Для обеспечения точности измерений во всем диапазоне исследуемых скоростей длина участка смешения могла изменяться. Это позволяло повышать точность измерений за счет возможности подбора длины, близкой к оптимальной, после получения первых экспериментальных точек.

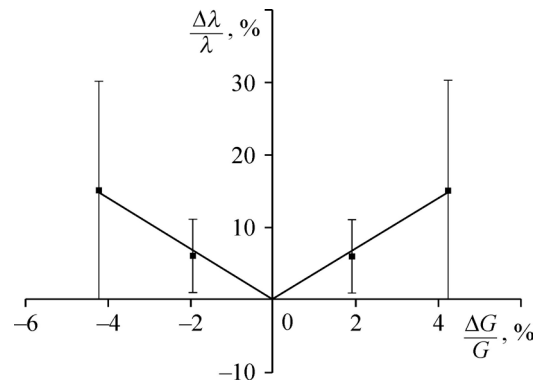
Таблица

Геометрические параметры рабочего участка

d , мм	s/d	z	$z_{\text{см}}$	$z_{\text{вх}}$	$z_{\text{вых}}$	b , мм	h , мм	Re
9	1,4	12	3–5	4–6	3	51	5	$7 \cdot 10^3 - 8 \cdot 10^4$

Здесь d — диаметр стержня, s/d — относительный шаг упаковки, z — общее количество стержней в ряду, $z_{\text{см}}$ — количество стержней в ряду на участке смешения, $z_{\text{вх}}$ — количество стержней в ряду до участка смешения (для установления профиля скорости), $z_{\text{вых}}$ — количество стержней в ряду после участка смешения, b — ширина рабочего участка, h — высота участка смешения, Re — числа Рейнольдса по местной скорости, при которых проводились измерения.

Рис. 4. Влияние дисбаланса расходов воды на входах в рабочий участок на погрешность измерений эффективной теплопроводности стержневой сборки.



Погрешности эксперимента

Вклад в погрешность проводимых измерений, связанный с неточностью определения геометрических размеров рабочего участка, был пренебрежимо мал и не учитывался. Плотность ρ и теплоемкость c_p воды определялись по средней температуре на участке смешения. Погрешность измерения $\lambda_{\text{эфф}}$ определялась точностью измерения перепадов температур потоков на входе и выходе участка смешения и скоростей потоков. Измерения температуры проводились хромель-алюмелевыми термопарами, их погрешность определения температуры потока составляла порядка $0,5^\circ\text{C}$. Пусть $\theta = \Delta T / \Delta T_0$. Анализ погрешностей измерений показал, что наиболее оптимальными являются условия, при которых $\theta = 0,3-0,42$, т.е. когда погрешность определения k минимальна и приблизительно равна $2 (d\theta/\theta)$.

На практике очень сложно обеспечить абсолютно одинаковые расходы воды в потоках и, следовательно, одинаковые скорости потоков. На участке смешения из-за большого гидравлического сопротивления происходит быстрое выравнивание скоростей и часть воды от горячего потока переходит к холодному или наоборот. Это приводит к появлению дополнительного механизма поперечного переноса тепла за счет конвекции. Влияние разбалансирования расходов двух потоков $\Delta G = G_{\text{гор}} - G_{\text{хол}} \neq 0$ на измеряемую величину эффективной теплопроводности определялось экспериментально. Для этого на входе в рабочий участок создавались потоки с разными известными скоростями (расходами) и измерялась эффективная теплопроводность воды. В результате определялась зависимость погрешности измерений эффективной теплопроводности от разницы расходов (скоростей) потоков на входе в рабочий участок (рис. 4). Эта зависимость позволяла оценить погрешность измерений при наличии небольших дисбалансов расходов, которые могли присутствовать в проводимых экспериментах, т.е. в области $\Delta G/G$, близкой к нулю. Точность измерения расхода ультрафиолетовым расходомером Акрон-01 и ротаметром ZYIA LZB-VA10 составляет $1,5\%$. Таким образом, дисбаланс расходов не превышал 3% , а погрешность определения $\lambda_{\text{эфф}}$ за счет перетоков воды не превышала $8-9\%$. Общая погрешность измерения эффективной теплопроводности, рассчитанная по формулам косвенных измерений, составила порядка 20% .

Обработка экспериментальных данных и результаты исследования

Если принять, что эффективная турбулентная теплопроводность теплоносителя является функцией характерной скорости теплоносителя, его плотности и теплоемкости, а также геометрических размеров коридорного пучка, то из анализа размерностей следует линейная зависимость теплопроводности от скорости. Например, эта зависимость может иметь вид

$$\lambda_{\text{эфф}} = C \cdot \rho c_p u d,$$

где u — характерная скорость потока (скорость в узком сечении или скорость фильтрации), d — диаметр стержней, C — числовой коэффициент, определяемый геометрией пучка (относительным шагом расположения стержней). В исследованном диапазоне

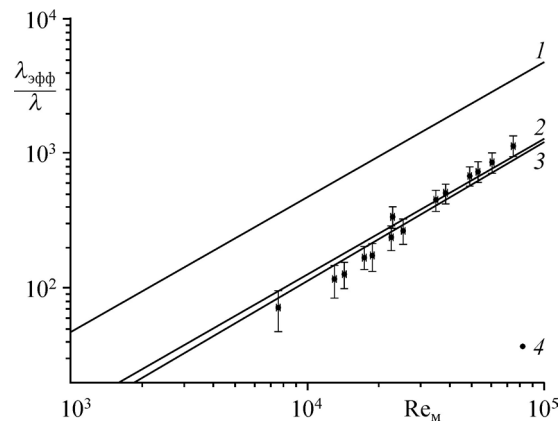


Рис. 5. Зависимость эффективной теплопроводности стержневой сборки от числа Re .
 1 — экстраполированная зависимость [6], 2 — экспериментальная зависимость, полученная в настоящей работе, 3 — расчеты по интегральной модели турбулентности [5], 4 — экспериментальные значения.

чисел Рейнольдса от $7 \cdot 10^3$ до $8 \cdot 10^4$ эффективная теплопроводность воды линейно увеличивалась с ростом скорости (рис. 5). Линейный характер зависимости был также получен другими авторами при исследовании поперечного обтекания пучков труб при числе Рейнольдса от 10^2 до 10^3 [6], а также при измерениях эффективной теплопроводности теплоносителя в зернистых слоях и сетчатых вставках [7, 8].

Во введении отмечалось, что экстраполяция предложенной в работе [6] формулы для поперечно обтекаемых коридорных пучков в области чисел Рейнольдса $10^4 - 10^6$ приводит к значениям эффективной теплопроводности теплоносителя, в 3–4 раза превышающим значения, рассчитанные по интегральной модели турбулентности. Экспериментальные данные настоящей работы подтверждают возможность использования интегральной модели турбулентности в расчетах коридорных пучков стержней (см. рис. 5). Полученные результаты можно аппроксимировать формулой

$$\lambda_{эфф} = 0,0123 \rho c_p V_M (S - d) \Pi = 0,0123 \rho c_p V \Pi, \quad (4)$$

где Π — пористость стержневой сборки, V_M — скорость в узком сечении, V — скорость набегающего потока. Уравнение (4) можно преобразовать к виду

$$\lambda_{эфф} / \lambda = 0,0123 (s/d - 1) \Pi Pr Re_m, \quad (5)$$

где λ — молекулярная теплопроводность воды, $Re_m = V_M d / \nu$, где ν — кинематическая вязкость среды. При этом относительное отклонение экспериментальных точек от расчетной прямой по формуле (4) не превышает 25 %. Расчеты по зависимости (5) практически совпадают с расчетами по интегральной модели турбулентности, представленной на рис. 5, разница не превышает 18 %, и она находится в пределах погрешности измерений. Отклонения приведенных здесь экспериментальных точек от прямой 3 также не выходят за пределы погрешности эксперимента. Таким образом, результаты проведенных экспериментов свидетельствуют в пользу адекватности интегральной модели турбулентности для определения параметров приближения анизотропного пористого тела, описывающего обтекание стержневыхборок.

Заключение

В целях верификации интегральной модели турбулентности по скорости в узком сечении проведены измерения эффективной теплопроводности воды при турбулентном

поперечном обтекании коридорного пучка стержней с квадратной упаковкой в диапазоне чисел Рейнольдса от $7 \cdot 10^3$ до $8 \cdot 10^4$. Подтвержден линейный рост коэффициента эффективной теплопроводности от скорости течения теплоносителя. Полученные результаты в пределах погрешности измерений согласуются с результатами расчетов по интегральной модели турбулентности, что свидетельствует в пользу ее адекватности для определения коэффициентов модели анизотропного пористого тела при обтекании стержневых сборок.

Список литературы

1. Корсун А.С., Круглов В.Б., Меринов И.Г., Федосеев В.Н., Харитонов В.С. Тепломассоперенос при обтекании структур типа пучков стержней в приближении модели пористого тела // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Ядерно-реакторные константы. 2014. № 2. С. 87–94.
2. De Lemos M. Turbulence in porous media: modeling and applications. 2nd Ed. Nederland: Elsevier Ltd., 2012. 408 p.
3. Корсун А.С. Эффективная теплопроводность пористых структур, составленных из пучков стержней или труб // Тепломассообмен ММФ-200. Тр. IV Минского междунар. форума. Минск, ИТМО, 2000. Т. 10. С. 242–250.
4. Корсун А.С., Пономарев В.А. Тензор эффективных напряжений в потоке, обтекающем структуры типа пучков стержней или труб // Теплогидравлические аспекты безопасности активных зон, охлаждаемых водой и жидкими металлами. Сб. тр. научно-техн. конф. «Теплофизика 2008». 2009. С. 550–565.
5. Власов М.Н., Корсун А.С., Маслов Ю.А., Меринов И.Г., Рачков В.И., Харитонов В.С. Определение параметров интегральной модели турбулентности применительно к расчету обтекания стержневых сборок // Теплофизика и аэромеханика. 2016. Т. 23. № 2. С. 209–217.
6. Субботин В.И., Харитонов В.В., Плаксеев А.А., Алексеев С.В. Межканальный теплообмен при поперечном обтекании водой пучка труб // Теплоэнергетика. 1985. № 1. С. 42–44.
7. Аэров М.Э., Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. Л.: Химия, 1979. 176 с.
8. Харитонов В.В., Плаксеев А.А., Федосеев В.Н. Влияние перемешивания на теплообмен в каналах с пористыми вставками // Теплофизика высоких температур. 1987. Т. 25, № 5. С. 954–961.

*Статья поступила в редакцию 26 ноября 2018 г.,
после доработки — 25 декабря 2018 г.,
принята к публикации 28 февраля 2019 г.*

