

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ИМИТАТОРА РАБОЧЕГО КАНАЛА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕАКТОРА

Е.Ф. Авдеев*, И.А. Чусов*, Ю.Д. Левченко, Ю.С. Юрьев****

** Обнинский институт атомной энергетики (ИАТЭ НИЯУ МИФИ).*

249040, Калужская обл., г. Обнинск, Студгородок, 1

*** АО «ГНЦ РФ-ФЭИ» им А.И. Лейпунского, г. Обнинск.*

249033, Калужская обл., г. Обнинск, пл. Бондаренко, 1



Описана методика экспериментального обоснования гидродинамических характеристик имитаторов рабочих каналов модели реакторной установки с двухпетлевой компоновкой. Из опыта создания моделей реакторных установок различного типа известно, что практически невозможно подобрать канал-имитатор простой геометрии, для которого зависимость гидравлических потерь была бы одинаковой с соответствующей зависимостью для натурного рабочего технологического канала с тепловыделяющими сборками. Поэтому речь может идти лишь о приближенном моделировании гидравлических потерь в рабочих технологических каналах с тепловыделяющими сборками и каналами-имитаторами в ограниченном диапазоне чисел Рейнольдса и включении всех режимов течения теплоносителя в корпусе реактора, предсказанных проектными расчетами.

При выборе окончательной геометрии каналов-имитаторов исходили из нескольких положений приближенного моделирования проточной части натурного рабочего технологического канала каналом упрощенной геометрии: 1) из физических и предварительных теплофизических расчетных исследований известен диапазон изменения расходов теплоносителя в рабочем технологическом канале с тепловыделяющей сборкой в номинальном режиме реактора; 2) равенство чисел Эйлера при номинальном режиме течения теплоносителя в реакторе и при течении в каналах-имитаторах. Эксперименты были проведены с тремя типами имитаторов; затем был выбран наиболее подходящий. Окончательно выбранная конструкция канала-имитатора включала в себя трубу высокого качества изготовления, две диафрагмы и спрофилированное сопло по методу Витошинского.

Ключевые слова: реакторная установка, гидравлическое сопротивление, рабочий технологический канал, канал-имитатор, теплогидравлическая модель реактора, активная зона, тепловыделяющая сборка, масштаб моделирования, геометрическое искажение модели, число Эйлера, число Рейнольдса.

ВВЕДЕНИЕ

Созданию новой реакторной установки, как правило, предшествуют экспериментальные исследования на модельных установках. Геометрические характеристики и параметры проликов модели находятся из условия выполнения соответствующих критериев

© **Е.Ф. Авдеев, И.А. Чусов, Ю.Д. Левченко, Ю.С. Юрьев, 2015**

подобия модели и натуры. Только в этом случае результаты экспериментов на модели могут быть перенесены или пересчитаны на натурную установку.

При выбранном масштабе модельной установки выполнение даже двух критериев подобия может приводить к противоречивым требованиям на параметры проливов модели. Поэтому из многих критериев подобия за определяющие принимаются критерии, соответствующие основным силам (или процессам) натурной установки.

Соблюдение точного геометрического подобия часто приводит к невозможности реализации в лабораторных условиях параметров проливов модели. Возникает необходимость разработки модели с геометрическим искажением по сравнению с натурой геометрией.

В работе авторы столкнулись с подобным обстоятельством. Моделируемая реакторная установка (РУ) характеризуется сравнительно малым подогревом теплоносителя в объеме активной зоны и невысоким рабочим давлением ($\approx 0,3$ МПа). Установка в каналы-имитаторы (КИ) натуральных рабочих технологических каналов (РТК) геометрически подобных имитаторов твэлов при соблюдении критерия Рейнольдса приводит к очень большим потерям давления в КИ и, соответственно, к необходимости использования насосов с нереализуемо высоким напором.

В соответствии с основными целями экспериментального исследования на гидромодели реактора (установлении неравномерности расходов РТК) приведенный коэффициент сопротивления КИ должен быть равным приведенному коэффициенту сопротивления РТК реактора (соблюдение критерия Эйлера).

Первоначально был изготовлен натурный РТК реактора с ТВС, проведены его проливы и установлена зависимость полного коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса. Достижение этого коэффициента сопротивления в КИ выполнено с использованием эффекта взаимного влияния местных сопротивлений [1]. Эффект состоит в отличии реального суммарного коэффициента сопротивления от суммы их табличных значений с учетом расстояния (расположения) между местными сопротивлениями.

В качестве местных сопротивлений в КИ использованы две идентичные шайбы с коэффициентом сопротивления, равным примерно половине коэффициента сопротивления натурального РТК; в зависимости от расстояния между шайбами экспериментально определялся суммарный коэффициент сопротивления для чисел Рейнольдса, соответствующих натурному РТК. В суммарный коэффициент сопротивления входят, кроме сопротивления шайб, сопротивление установленного в КИ соплового устройства и сопротивления трения.

Найденное расстояние между шайбами было выдержано при изготовлении всех КИ РТК реактора. Для проверки идентичности сопротивления изготовленных КИ проведены их контрольные проливы.

По числу Рейнольдса моделирование выполнено приближенно, однако это не повлияло на точное выполнение в КИ гидромодели критерия Эйлера, так как проливы натурального РТК с ТВС показали, что начиная с некоторых значений чисел Рейнольдса приведенный коэффициент сопротивления практически не изменяется. Последнее обстоятельство явилось основанием для проливы КИ при меньших, по сравнению с натурными, числах Рейнольдса.

Для обоснования геометрии экспериментальной модели кроме установления полного гидравлического сопротивления натурального РТК реактора экспериментально определялись гидравлические потери на отдельных участках его проточной части и проводились гидравлические испытания прототипов КИ.

Обосновывающие экспериментальные работы выполнялись на теплогидравлических стендах кафедры теплофизики ИАТЭ НИЯУ МИФИ «Циркуляционная петля» (ЦП) и «Параллельные каналы» (ПК) и завершились созданием теплогидравлического стенда с

моделью реактора МИР и его гидравлическими испытаниями. Детальное описание стендов и основные характеристики приведены в работах [2 – 4].

УСЛОВИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ВЫБОР МАСШТАБА ГИДРОМОДЕЛИ

Для реактора с принудительной циркуляцией теплоносителя основными определяющими критериями подобия являются числа Рейнольдса Re_n и Эйлера Eu_n . Здесь и далее индексы «н» и «м» относятся к натурной и модельной установкам соответственно.

Основными условиями моделирования являются

- геометрическое подобие элементов проточных частей ГДМ и реактора, за исключением КИ модели и РТК с ТВС реактора;
- равенство коэффициентов гидравлических потерь в элементах внутрикорпусного контура модели и в проточной части всей ГДМ соответствующим коэффициентам гидравлических потерь в элементах внутрикорпусного контура и в проточной части всего реактора:

$$\zeta_n = \zeta_m \quad (Eu_n = 2\zeta_n = Eu_m = 2\zeta_m);$$

- идентичность начальных и граничных условий, выражающаяся в геометрическом пространственном подобии подводных и отводящих труб (расположение колен);
- замена неполного геометрического подобия РТК с ТВС и КИ равенством коэффициентов их гидравлических потерь на длинах проточных частей;
- линейный определяющий размер ГДМ – диаметр входного патрубка D_m ;
- линейный определяющий размер РТК с ТВС – гидравлический диаметр РТК D_n .

Исходные данные для моделирования:

- расход воды через реактор $Q_n = 0,460 \text{ м}^3/\text{с}$ ($G_n = 464,54 \text{ кг/с}$);
- число $Re_n = 92860$, рассчитанное по диаметру напорного патрубка $D_{400} = 400 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- температура входа $T_{вх} = 50^\circ\text{C}$;
- температура выхода $T_{вых} = 70^\circ\text{C}$;
- рабочее давление (избыточное) $P = 0,235 \text{ МПа}$;
- масса корпуса реактора с теплоносителем $\approx 30 \text{ т}$;
- диаметр РТК $D_n = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- масса ГДМ с водой не более 800 кг (условие возможности размещения ГДМ в ИАТЭ).

Выбор масштаба ГДМ является, пожалуй, одной из наиболее сложных задач моделирования. Расчет масштабного коэффициента моделирования проводился следующим образом. Потери давления ΔP_n в проточной части внутрикорпусного устройства РУ рассчитывались как

$$\Delta P_n = \zeta_n \cdot (\rho_n \cdot V_n^2) / 2, \quad (1)$$

где ρ_n – плотность [кг/м^3]; V_n – средняя скорость [м/с]; ΔP – перепад давления [Па]; ζ_n – коэффициент местного сопротивления. Оценка потерь давления в проточной части внутрикорпусного устройства ГДМ выполнялась аналогично:

$$\Delta P_m = \zeta_m \cdot (\rho_m \cdot V_m^2) / 2. \quad (2)$$

Соотношение мощностей насосов на прокачку жидкости в РУ и ГДМ равно

$$N_n / N_m = (\rho_n \cdot V_n^3 \cdot D_n^2) / (\rho_m \cdot V_m^3 \cdot D_m^2). \quad (3)$$

Если при проведении опытов обеспечить $\rho_n = \rho_m$ и $V_n = V_m$, то

$$N_n / N_m = D_n^2 / D_m^2 = M^2, \quad (4)$$

где M – масштаб геометрического подобия.

Из отношения выражений (1) и (2) с учетом равенства плотностей и скоростей получаем

$$\Delta P_n / \Delta P_m = (\rho_n \cdot V_n^2) / (\rho_m \cdot V_m^2) = 1, \quad (5)$$

откуда видно, что равенство перепадов давления в контурах модели и натурного реактора реализуется при любом геометрическом масштабе ГДМ.

Отношение объемных расходов воды через каждую из циркуляционных петель в номинальном режиме работы реактора и ГДМ равно

$$Q_n / Q_m = (V_n \cdot D_n^2) / (V_m \cdot D_m^2) = M^2. \quad (6)$$

Далее принимается, что контур водяного стенда будет состоять из трубопроводов с внутренним диаметром 100 мм ($F_m = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$), так как скорости воды в трубопроводах нецелесообразно иметь большими, чем 2 м/с, чтобы не предпринимать специальные меры по предотвращению вибрации трубопроводов. Расход через одну петлю ГДМ будет составлять

$$Q_m = F_m \cdot V_m = 2,0 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 0,0157 \text{ м}^3/\text{с} = 56,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Из (6) определим приближенное значение геометрического масштаба ГДМ:

$$M = (Q_n / Q_m)^{1/2} = (0,2298 / 0,0157)^{1/2} = 3,83. \quad (7)$$

На основании (7) принято, что подходящим геометрическим ГДМ будет $M = 1:4$. При таком масштабе внутренний диаметр КИ равняется $D_m = 20 \text{ мм}$. Число Рейнольдса для потока воды в КИ равно $Re_m = 23215$, что удовлетворяет условиям моделирования. Далее принимаем, что $Re_m = 23215 \approx 23200$.

РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КИ ГДМ

Из опыта создания моделей РУ различного типа [5] известно, что практически невозможно подобрать КИ простой геометрии, для которого зависимость гидравлических потерь от средней скорости потока была бы одинаковой с соответствующей зависимостью для натурного РТК с ТВС. Под средней скоростью потока в данном случае понимается средняя по площади скорость течения жидкости в геометрически подобных сечениях КИ и РТК. Поэтому речь может идти лишь о приближенном моделировании гидравлических потерь в РТК с ТВС и КИ в ограниченном диапазоне чисел Рейнольдса с учетом всех режимов течения теплоносителя в корпусе реактора.

Не вызывало сомнений, что основой КИ должна быть труба высокого качества изготовления. Внутри трубы необходимо было разместить дросселирующее устройство с величиной гидравлических потерь, соответствующей потерям в РТК с ТВС. Наиболее простой конструкцией дросселирующего устройства является шайба с расчетным и проверенным в опытах диаметром центрального отверстия. Внутри трубы необходимо установить сужающее устройство для локального увеличения скоростного напора для повышения точности измерения расхода в отдельных КИ ГДМ. Устройство должно удовлетворять двум условиям: иметь малое гидравлическое сопротивление потоку воды и формировать равномерное поле скорости на выходе из устройства. Этим требованиям отвечало сопло, профилирование которого выполнено по Витошинскому [6].

При выборе окончательной геометрии КИ исходили из нескольких положений приближенного моделирования проточной части натурного РТК каналом упрощенной геометрии: 1) из физических и предварительных теплофизических расчетных исследований известен диапазон изменения расходов теплоносителя в РТК с ТВС; 2) гидравлические потери по длине РТК с ТВС при прокачке теплоносителя в номинальном режиме реактора известны; 3) определяющими линейными размерами КИ и РТК являются внутренние диаметры труб КИ ($D_m = 0,02 \text{ м}$) и РТК ($D_n = 0,08 \text{ м}$); 4) равенство чисел Эйлера $Eu_n = 2\zeta_n = Eu_m$ при номинальном режиме течения теплоносителя в реакторе числу Re_n и при течении воды в КИ ГДМ числу Re_m .

Дополнительными условиями для КИ являются простота устройства для обеспечения технологичности при массовом производстве (КИ в ГДМ 151 шт); конструкция КИ должна обеспечивать возможность профилирования расходов без установки в него дополнительных элементов.

Результаты исследования гидравлического сопротивления проточной части РТК с ТВС представлены на рис. 1 в виде графической зависимости $\zeta_n = f(Re_n)$ [7]. В соответствии с исходными данными номинальный режим реактора соответствовал $Re_n = 92860$, при котором $\zeta_n \approx 142,7$. При создании ГДМ учитывалось, что наибольшая точность исследований обеспечивается при равенстве скоростей и температуры в ГДМ и натурном реакторе. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления всей проточной части корпуса реактора будет постоянным в сравнительно широком диапазоне чисел Рейнольдса, включающем в себя его значение при номинальном режиме работы реактора.

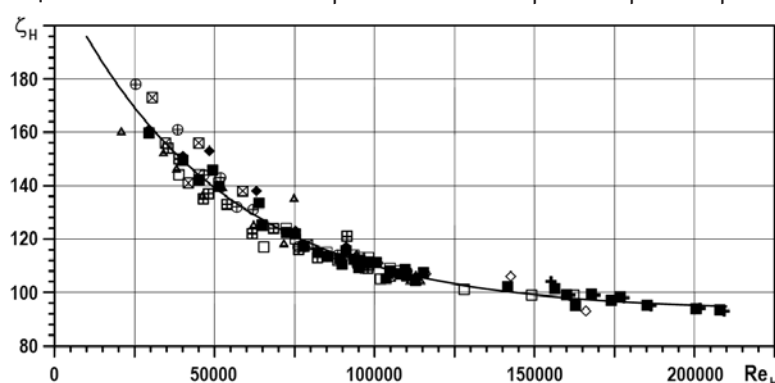


Рис. 1. Зависимость коэффициента сопротивления натурной ТВС от числа Рейнольдса, полученная при массовых измерениях с 16.12.2003 по 06.04.2004 в диапазоне от 20 до 60 °С: $\zeta_n = 92,77 + 125,89 \cdot \exp(-Re_n / 50138,89)$ [7]

Проектные расчеты по гидравлическим кодам показали, что в РУ на всех возможных режимах работы реактора расходы, как и числа Рейнольдса, по всем РТК с ТВС могут отличаться от среднего по активной зоне на $\pm 30\%$.

Таким образом, рассматриваемый диапазон чисел Рейнольдса для РТК с ТВС должен составлять $Re_n = 63700 - 120000$, а для КИ $Re_m = 15900 - 29700$. В этом диапазоне коэффициент гидравлического сопротивления модели РТК с ТВС изменяется в диапазоне $\zeta \approx 104,3 - 128,1$ (см. рис. 1). Следовательно, необходимо обеспечить, чтобы для КИ в указанном диапазоне Re_n выполнялось условие

$$z_m (15900 \leq Re_m \leq 29700) = z_n (63700 \leq Re_n \leq 120000).$$

Изначально конструкция КИ была неизвестна. Поэтому при обосновании КИ были рассмотрены три прототипа, основные характеристики которых приведены в табл. 1. Первый прототип (КИ-1) – ТВК с установленной внутри одной утолщенной шайбой длиной $L_w = 26,0$ мм с центральным отверстием различных диаметров: $\varnothing 8,2 - 10,0$ мм (в табл. 2 приведены только два варианта шайбы).

Таблица 1

Тип КИ	Диаметр канала, мм	Число шайб	Диаметр отверстия шайбы, мм	Сужающее устройство	Длина шайбы, мм	Тип кромки
КИ-1	25,0×2,5	1	8,2 – 10,0	Нет	26,0	Острая
КИ-2	25,0×2,5 24,0×2,0	2	6,9 – 10,2	Нет	2,5 – 10,0	Острая
КИ-3	25,0×2,5	2	6,9 – 7,8	Есть	2,0 – 10,0	Острая

Таблица 2

Одиночная шайба				
№	d , мм	L_w , мм	Материал	\varnothing канала
1	9,0	26,0	Латунь	25×2,5
2	9,2	26,0	Латунь	25×2,5

В качестве второго прототипа КИ (КИ-2) рассматривались различные варианты с расположением двух шайб толщиной 2,5 – 10,0 мм и диаметром центрального отверстия 6,9 – 10,2 мм (табл. 3). Кроме того испытывались шайбы с эксцентриситетом (табл. 3).

Таблица 3

Две шайбы						
№	d, мм	L _ш , мм	Материал	Ø канала	S, мм	
1	6,9	8,0	Латунь	25×2,5	40	
2	7,0	8,0	Латунь	25×2,5	20, 40, 50	
3	7,0	10,0	Латунь	25×2,5	40	
4	7,2	8,0	Латунь	25×2,5	80, 100	
5	7,5	8,0	Латунь	25×2,5	35, 40, 60, 80, 110	
6	7,8	8,0	Латунь	25×2,5	0, 30, 35, 60, 75, 80	
7	8,2	4,2	Латунь	24×2,0	40	
8	8,25	4,2	Нерж. сталь	24×2,0	40	
9	8,5	4,0	Нерж. сталь	25×2,5	40	
10	8,95	4,2	Нерж. сталь	24×2,0	40	
11	8,9	4,0	Нерж. сталь	25×2,5	40	
12	9,0	4,2	Нерж. сталь	24×2,0	40	
13	9,5	2,5	Алюминий	25×2,5	40	
14	9,5	2,0	Нерж. сталь	25×2,5	40	
15	10,0	4,0	Нерж. сталь	25×2,5	35	
16	10,0	4,2	Нерж. сталь	24×2,0	40	
17	10,0	8,0	Нерж. сталь	25×2,5	40, 60, 80	
18	10,1	6,0	Латунь	25×2,5	40	
19	10,2	4,2	Нерж. сталь	24×2,0	40	
Две шайбы + сопло						
№	d, мм	L _ш , мм	Материал	Ø канала	S, мм	
1	7,0	10,0	Латунь	25×2,5	20, 30, 40, 50, 60	
2	7,2	8,0	Латунь	25×2,5	40, 60, 80	
3	7,5	8,0	Латунь	25×2,5	35, 40, 60, 80, 100	
4	7,8	8,0	Латунь	25×2,5	30, 35, 40, 60, 80	
Две шайбы с эксцентриситетом						
№	d, мм	L _ш , мм	Материал	Ø канала	S, мм	Угол, °
1	7,0	8,0	Нерж. сталь	25×2,5	40	0
3	7,0	8,0	Нерж. сталь	25×2,5	40	180

Имитатор рабочего канала третьего типа (КИ-3) включал в себя следующие элементы: ТВК, соответствовавшая РТК в масштабе $M = 1:4$; две последовательно установленные шайбы с диаметром центрального отверстия 6,9, 7,0, 7,2, 7,5, 7,8 мм и профилированное сопло длиной L_n (см. табл. 3). Общий вид КИ-3 показан на рис. 26.

Общий вид рабочего участка стенда «ПК» с включенным в его состав КИ-1 показан на рис. 2а.

Для прототипов второго типа расстояние между шайбами S варьировались в диапазоне 0 – 110 мм («в свету»).

При проведении расчетов оказалось, что конструкция КИ-1 в виде комбинации ТВК и одиночной шайбы не позволяет создать приемлемую с точки зрения технологической

реализации и методики измерений модель РТК с ТВС. В связи с этим расчетного обоснования конструкции КИ-1 не проводилось.

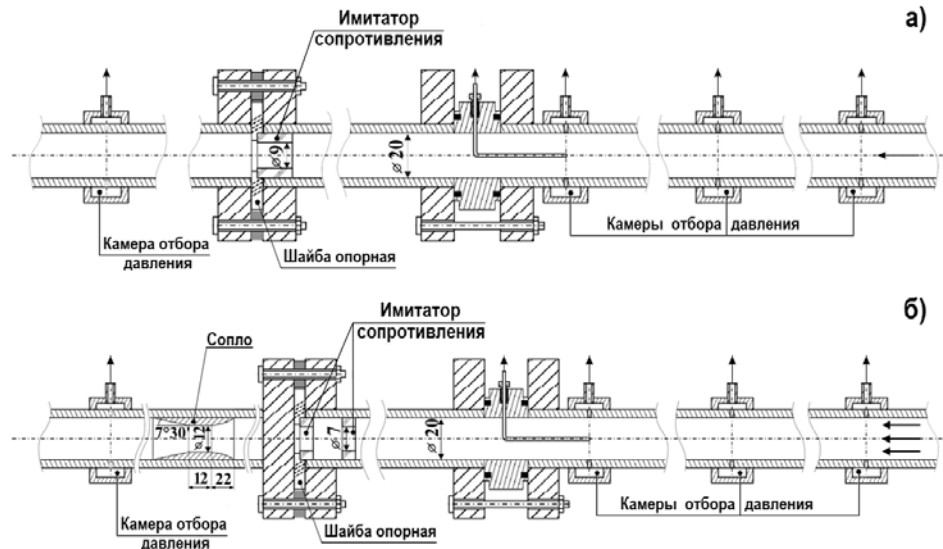


Рис. 2. Схема включения в стенд имитаторов КИ-1 (а) и КИ-3 (б) при проведении проливки

Расчетное обоснование КИ-2 и КИ-3 аналогично, с той разницей, что в случае КИ-3 в рассмотрение принимались геометрические характеристики и сопротивление сопла, т.е. исследовалась система в виде ТВК, двух шайб толщиной $L_w = 8$ мм каждая и сопла протяженностью $L_n = 34$ мм. Расчетное обоснование заключалось в следующем.

Расчет коэффициента сопротивления трения для круглого канала проводился по формуле Блазиуса и оказался равным $\lambda_0 = 0,0257$ (расчет проводился по среднему значению $Re = 23200$). Приведенный коэффициент гидравлического сопротивления КИ оценивался по формуле

$$\zeta_f = \lambda_0(L_{KI} - 2 \cdot L_w - L_n) / D_{KI},$$

и был равен $z_f = 1,26$. Коэффициент гидравлического сопротивления двух шайб $2 \cdot \zeta_w$ равен установленному в опытах значению коэффициента гидравлического сопротивления РТК с ТВС ζ_n за вычетом коэффициента сопротивления сопла ζ_n и приведенного коэффициента сопротивления ζ_f :

$$2 \cdot \zeta_w = \zeta_n - \zeta_f - \zeta_n = 142,7 - 1,26 - 1,7 = 139,74 = 2 \cdot 69,87.$$

Полагалось, что приведенный расчет в соответствии с [1] дает погрешность $\pm 15\%$. В этом случае шайбу необходимо было подбирать исходя из значений коэффициентов гидравлического сопротивления $69,87 \cdot 0,85 = 59,39 - 80,35 = 69,87 \cdot 1,15$. Таким образом, диапазон изменения коэффициента гидравлического сопротивления КИ с двумя шайбами составит $\zeta_{KI} \approx 120 - 161$.

Для расчета диаметра внутреннего отверстия шайбы использовались справочные данные [1]. Была рассмотрена диафрагма с утолщенными краями; сечения трубы до F_1 и после F_2 шайбы – одинаковые: $F_1 = F_2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Коэффициент гидравлического сопротивления шайбы рассчитывался по формуле

$$\zeta_w = (\zeta_{0w} + \lambda_0 \cdot L_w / D_w) \cdot (F_{KI} / F_{0w})^2,$$

где F_{KI} – площадь поперечного сечения КИ; ζ_{0w} – коэффициент гидравлического сопротивления шайбы без учета трения по ее длине; D_w – диаметр отверстия в диафрагме; F_{0w} – площадь сечения с диаметром D_w . Величиной гидравлических потерь на тре-

ние внутри шайбы пренебрегали из-за малости. Для упрощения расчетов табличные данные $z_{0w} = f(F_{0w}/F_1)$ справочника [1] аппроксимировались расчетной зависимостью

$$\zeta_{0w} = f(D_w) = 2351 - 688,8 D_w + 69,2 D_w^2 - 2,35 D_w^3,$$

из которой следовало, что при $D_w = 7,9$ мм $\zeta_{0w} = 63,4$; при $D_w = 7,7$ мм $\zeta_{0w} = 71,3$; при $D_w = 7,5$ мм $\zeta_{0w} = 80,5$. Таким образом, оптимальный диаметр отверстия шайбы находится в диапазоне $D_w = 7,5 - 7,8$ мм. В справочнике [1] приведена аналитическая формула для расчета коэффициента гидравлического сопротивления одиночной шайбы

$$\zeta_{0w} = (1 - F_{0w}/F_1)/2 + (1 - F_{0w}/F_1)^2 + \tau \cdot (1 - F_{0w}/F_1)^{3/2},$$

в которой коэффициентом τ учитывается толщина шайбы. Расчет коэффициентов гидравлического сопротивления одиночной шайбы по этой формуле для двух диаметров отверстий $D_w = 7,5$ и $7,8$ мм дал значения $\zeta_{0w} = 67,8$ и $57,2$ соответственно.

Результаты расчета по аналитической формуле показали, что при использовании двух шайб с центральным отверстием $7,5$ мм максимальный коэффициент гидравлического сопротивления КИ составит $\zeta_{ки} = 2 \cdot 67,8 + 1,3 + 1,7 = 138,6$. Это значение несколько ниже (примерно на 3%) полученного в опытах с РТК с ТВС. Следовательно, этот размер шайб пригоден (в пределах погрешности опытов) для использования в КИ.

Выбор расстояния между шайбами проводился итерационно, последовательным изменением расстояния между шайбами. В результате итераций необходимо было найти расстояние между шайбами, при котором коэффициент гидравлического сопротивления КИ имел значение $\zeta_{ки} \approx 142,7$.

Экспериментальный метод итераций состоял в том, что каждое последующее расстояние между шайбами вычислялось по формуле

$$S^{i+1} = S^i [69,9 / (\zeta_{ирк}^i - 72,8)]^2.$$

В первом приближении расстояние между шайбами задавалось различным, однако было не меньше $S^1 = 20$ мм («в свету»). Расчетами получено, что оптимальное расстояние между шайбами $\varnothing 7,5$ мм равно $35,0$ мм, а между шайбами $\varnothing 7,8$ мм – $80,0$ мм.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КИ

Опыты по установлению коэффициента сопротивления КИ для моделирования сопротивления РТК с ТВС были проведены на экспериментальном стенде «Параллельные каналы» кафедры теплофизики ИАТЭ НИЯУ МИФИ, детально описанном в [2].

Так как из оценочных расчетов нельзя было сделать окончательного вывода о размере центрального отверстия шайб и расстояния между ними, то опыты были проведены с несколькими вариантами КИ в которых использовались шайбы с диаметром отверстия $7,0, 7,2, 7,5, 7,8$ мм, с изменением расстояния между шайбами.

Схема включения КИ-2 и КИ-3 в конструкцию стенда приведена на рис. 26. Входная часть сопла КИ-3 была спрофилирована по формуле Витошинского [6]

$$r = R_0 / (1 - (1 - (R_0/R_1)^2) \cdot (1 - 3(x/a)^2) / (1 + (x/a)^2))^{1/2},$$

где r, R_0, R_1 – текущий, выходной (в рабочей части) и входной радиусы конфузора; x – продольная координата вдоль оси конфузора. Величина a , имеющая линейный размер, выражается через длину конфузора L и принята равной

$$a = \sqrt{3}L.$$

Длина L выбрана равной $4R_0$. При $x = 0, r = R_1$; при $x = L, r = R_0$. В нашем случае $R_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $R_0 = 6 \cdot 10^{-3}$ м. Цилиндрическая часть сопла имела длину $8,0$ мм. Для предотвращения отрыва потока от стенки выходная часть сужающего устройства имела коническую форму с углом при вершине 15 градусов. На рисунке 3 приведены результа-

ты экспериментального установления гидравлической гладкости канала, а на рис. 4 – результаты проликов КИ-1. В ходе проведения опытов с КИ-1 выяснилось, что его конструкция не удовлетворяет положениям приближенного моделирования и была исключена из рассмотрения.

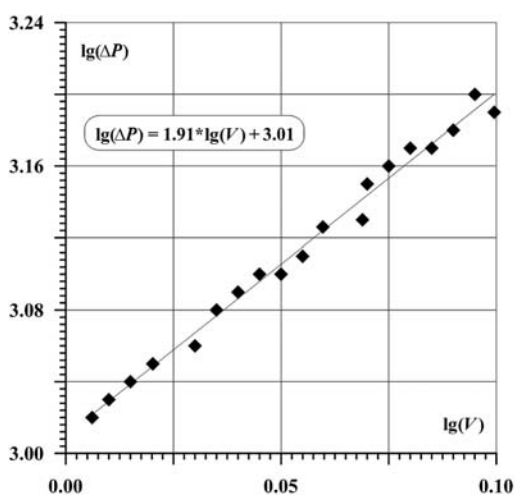


Рис. 3. График экспериментальной зависимости $\lg(DP) = f(\lg(V_{cp}))$

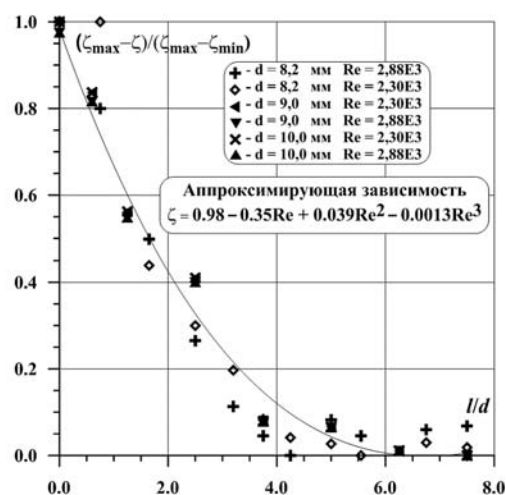


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления КИ-1 от числа Рейнольдса и профиля сопла

На рисунке 5 приведены результаты проликов КИ-2 (две диафрагмы без соплового устройства), а на рис. 6 – обработка результатов проликов КИ-3 (с шайбами и соплом).

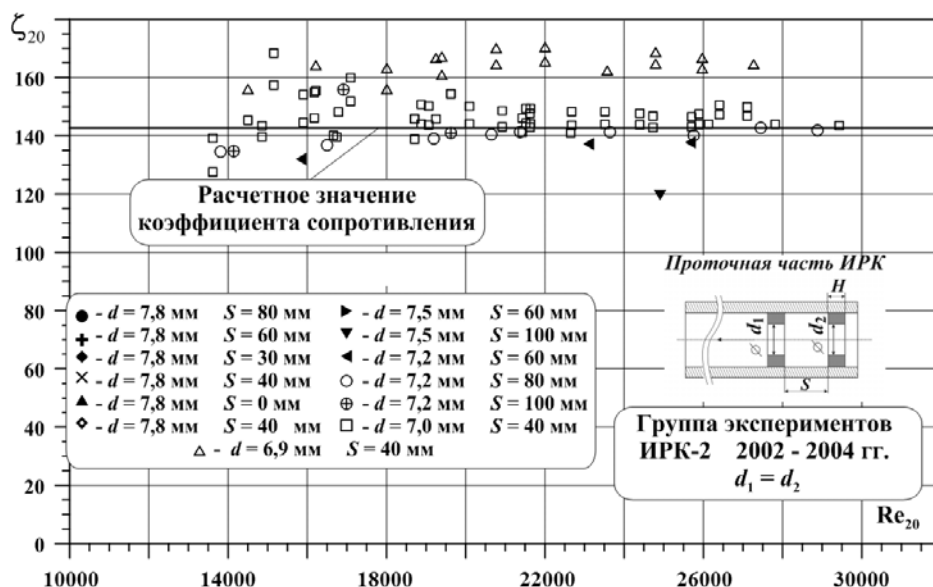


Рис. 5. Зависимость коэффициента сопротивления КИ-2 от числа Рейнольдса

На основании анализа проликов КИ-2 и КИ-3 диаметр отверстия шайб был принят $D_w = 7,8$ мм и расстояние между шайбами 40 мм; этой геометрии соответствует коэффициент сопротивления $\zeta_{KI} = 142$. В качестве основной была принята конструкция КИ-3. Все КИ (151 шт) гидромодели реактора изготовлены с установлением двух шайб найденной геометрии и расстояния между ними.

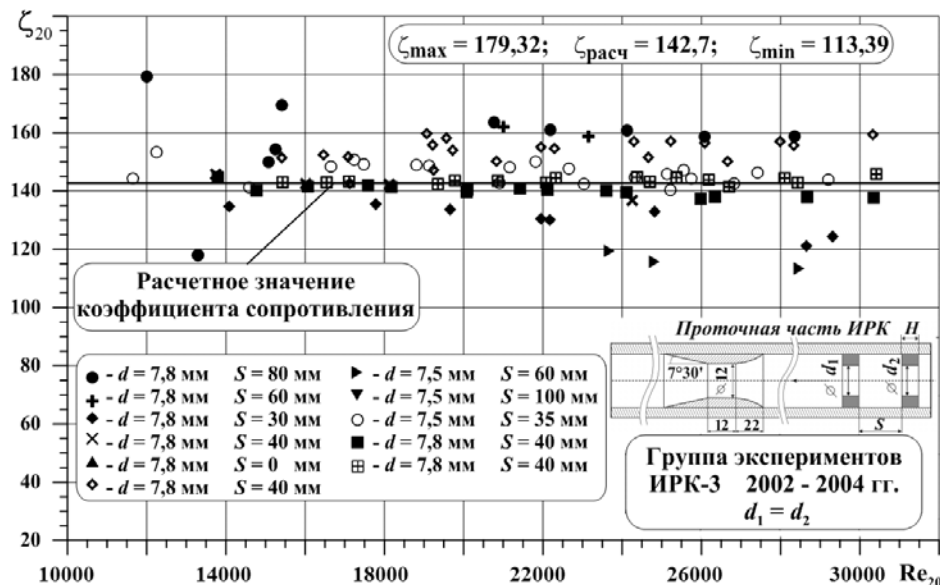


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления ИРК-3 от числа Рейнольдса

ВЫВОДЫ

Экспериментальным путем обоснован выбор геометрии ИРК гидро модели реактора с коэффициентом сопротивления, равным коэффициенту сопротивления рабочего канала с ТВС натурного реактора.

Обоснованная конструкция ИРК позволила просто и удобно измерять в них расходы «рамочным» зондом, разработанным на кафедре «Теплофизика» ИАТЭ НИЯУ МИФИ, вводом его в центральную часть соплового устройства [8].

Разработанная методика позволяет достигать необходимые значения коэффициентов сопротивления в ИРК ТВС при создании гидромоделей активных зон реакторов с другими ТВС.

Авторы выражают признательность инженерному персоналу кафедры «Теплофизика» ИАТЭ НИЯУ МИФИ за помощь в проведении экспериментальных работ.

Литература

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение. 1975. 559 с.
2. Авдеев Е.Ф., Чусов И.А., Устюжанин А.Я., Максимовский В.В. и др. Гидравлический стенд для испытаний моделей ядерных реакторов. // Известия вузов. Ядерная энергетика. - №4. - 2004. - Стр. 70 – 83.
3. Авдеев Е.Ф., Чусов И.А., Левченко В.А. и др. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления модели корпусного реактора. // Известия вузов. Ядерная энергетика. - №4. - 2005. - Стр. 77 – 85.
4. Авдеев Е.Ф., Чусов И.А., Белозеров В.И. Экспериментальное определение гидравлических характеристик стенда «Циркуляционная петля». / VI Международная конференция «Безопасность АЭС и подготовка кадров». Тезисы докл. 4-8 октября 1999 г. Обнинск. - 1999. - С.43.
5. Фомичев М.С. Экспериментальная гидродинамика ЯЭУ. М.: Энергоатомиздат. – 1989. – 246 с.
6. Абрамович Г.Н. Турбулентное смешение газовых струй. М.: Наука. – 1974. – 272 с.
7. Авдеев Е.Ф., Чусов И.А., Левченко В.А. Экспериментальное исследование гидравлических характеристик модифицированной ТВС реактора РБМК-1000. // Известия вузов. Ядерная энергетика. - №3. - 2005. - Стр. 69 – 80.
8. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика, т.1. – М.: Наука, 1987. – 537 с.

Поступила в редакцию 19.03.2015 г.

Авторы

Авдеев Евгений Федорович, доцент, канд. техн. наук

E-mail: e.avdeev@iate.obninsk.ru

Чусов Игорь Александрович, доктор техн. наук

E-mail: igrch@mail.ru

Левченко Юрий Данилович, главный научный сотрудник, доктор техн. наук

E-mail: levchenko@ippe.ru

Юрьев Юрий Сергеевич, главный научный сотрудник, доктор техн. наук

UDC 621.039.526.034+621.039.546.8:536.24

EXPERIMENTAL JUSTIFICATION OF CHOICE OPERATING CHANNEL IMITATOR FOR HYDRODYNAMIC REACTOR MODEL

Avdeev E.F.*, Chusov I.A.*, Levchenko Yu. D.**, Yur'ev Yu. S**.

* Obninsk Institute for Nuclear Power Engineering, National Research Nuclear University «MEPhI».

1, Studgorodok, Obninsk, Kaluga reg., 249040 Russia

** JSC «State Scientific Centre of the Russian Federation – Institute for Physics and Power Engineering n.a. A.I. Leipunskij». 1, Bondarenko sq., Obninsk, Kaluga reg., 249033 Russia

ABSTRACT

The paper describes the methodology of experimental study for hydrodynamic characteristics of imitators channel model with two-loop reactor facility. From the experience of manufacturing of various reactor types model known that almost impossible to find a channel imitator with simple geometry, for which the dependence of the hydraulic losses would be equal to the corresponding dependence for a full-scale working process channel with fuel assemblies. Therefore, we can talk only about approximate simulation of hydraulic losses in operating channels with fuel assemblies and channels imitators in a limited range of Reynolds numbers and include all reflood flow regimes of coolant flow in the reactor predicted in design calculations.

During selection the final geometry of imitators channels authors proceed from few assumptions of approximate simulation for full scale flow path of operating channel by the channel of simplified geometry: 1) From preliminary physical and thermal computational studies known range of the coolant flow in the operating channel with fuel assembly at nominal condition of the reactor power; 2) Equality of Euler number at nominal condition of reflood flow regimes of reactor core and flow in a channel imitators. Experiments have been conducted with three types of imitators then was chosen the most suitable. The final design of imitator channel is included high quality manufactured tube, two diaphragms and nozzle profiled by using Vitoshinsky method.

Key words: reactor facility, pressure drop, operation technological channel, imitator channel, thermohydraulic reactor core model, reactor core, reactor fuel assembly, modeling scale, geometrical distortion of model, Euler number, Reynolds number.

REFERENCES

1. Idel'chik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam. Moscow. Mashinostroyeniye Publ., 1975, 559 p. (in Russian).
2. Avdeev E.F., Chusov I.A., Ustyuzhanin A.Ya., Maksimovskiy V.V., Lazikyan D.S., Levchenko V.A., Borodastov S.V., Leonov I.N., Belugin V.A., Levchenko Yu.D., Yur'ev Yu.S. Gidravlicheskiy

stend dlya ispytaniy modeley yadernyh reaktorov. *Izvestiya vuzov. Yadernaya energetika*. 2004, no. 4, pp. 70 – 83 (in Russian).

3. Avdeev E.F., Chusov I.A., Levchenko V.A., Levchenko Yu.D., Yur'ev Yu.S. Eksperimental'noe issledovanie gidravlicheskogo soprotivleniya modeli korpusnogo reaktora. *Izvestiya vuzov. Yadernaya energetika*. 2005, no. 4, pp. 77 – 85 (in Russian).

4. Avdeev E.F., Chusov I.A., Belozеров V.I. Eksperimental'noe opredelenie gidravlicheskih harakteristik stenda «Tsirkulyatsionnaya petlya». VI mezhdunarodnaya konferentsiya Bezopasnost' AES i podgotovka kadrov Tezisy dokladov 4-8 oktyabrya 1999g. Obninsk., - 1999. - s.43.

5. Fomichev M.S. Eksperimental'naya gidrodinamika YaEU. M.: Energoatomizdat. – 1989. – 246 s.

6. Abramovich G.N. Turbulentnoe smeshenie gazovyh struy. M.: Nauka. – 1974. – 272 s.

7. Avdeev E.F., Chusov I.A., Levchenko V.A. Eksperimental'noe issledovanie gidravlicheskih harakteristik modifitsirovannoy TVS reaktora RBMK-1000. *Izvestiya VUZov., Yadernaya energetika*. -№3., -2005., -str. 69 – 80.

8. Abramovich G.N. Prikladnaya gazovaya dinamika, t.1, M.: Nauka, 1987. – 537 s.

Authors

Avdeev Evgenij Fyodorovich, Associate Professor, Cand. Sci. (Engineering)

E-mail: e.avdeev@iate.obninsk.ru

Chusov Igor' Aleksandrovich, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail: igrch@mail.ru

Levchenko Yuriy Danilovich, Leader Scientist, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail: levchenko@ippe.ru

Yur'ev Yuriy Sergeevich, Leader Scientist, Dr. Sci. (Engineering)