

Распределение параметров двухфазного потока по сечению канала с пучком твэлов

МИРОНОВ Ю. В., ШПАНСКИЙ С. В.

В настоящей работе представлено описание программы ПУЧОК-2, предназначенной для теплогидравлического расчета канала с пучком гладких твэлов, учитывающей неравномерность распределения параметров потока по сечению канала. Результаты расчетов сопоставляются с опытными данными.

Суть метода заключается в том, что «живое» сечение канала сложной формы разбивается на элементарные ячейки, в пределах которых изменением параметров потока (массовой скорости, тепло- и паросодержания) можно пренебречь. Пучок рассматривается как система параллельных сообщающихся каналов, для каждого из которых с учетом их взаимодействия записываются уравнения гидравлики. Такой подход реализован в ряде алгоритмов [1–5]. В то же время интенсивно исследуется гидродинамика и закономерности взаимодействия потока в ячейках [6–10].

Пусть сечение канала разделено на N ячеек. Живое сечение k -й ячейки обозначим F_k , периметры стержней, выходящих в эту ячейку, P_k^j , где j соответствует нумерации стенок в ячейке. Через рассматриваемую ячейку движется пароводяная смесь с расходом G_k , тепло- и паросодержанием i_k и паросодержанием x_k . Трение на j -й стенке обозначим τ_k^j , а тепловой поток — q_k^j . Ячейка с номером k граничит с некоторой n -й ячейкой, параметры которой имеют индекс n . Длина условной линии, разделяющей ячейки — Π_{kn} .

Приток массы из n -й ячейки в k -ю обозначен G_{nk} (условимся считать эту величину положительной, если поток направлен из n -й в k -ю, и отрицательной, если наоборот). Напряжения Рейнольдса и турбулентный перенос тепла на границе раздела ячеек также обозначим переменными с двумя индексами: τ_{kn} и q_{kn} . Очевидно, что

$$G_{nk} = -G_{kn}. \quad (1)$$

Максимальное число возможных перетоков $M_{\max}$ между ячейками с учетом (1)

$$M_{\max} = \frac{N(N-1)}{2}. \quad (2)$$

Баланс массы для k -й ячейки с учетом притока из всех связанных с ней ячеек имеет вид

$$\frac{dG_k}{dz} = \sum_n G_{kn}, \quad (3)$$

где z — координата вдоль оси канала.

Суммируя (3) по всем k с учетом (1), получаем баланс массы для всего канала

$$\sum_{k=1}^N G_k = G = \text{const}. \quad (4)$$

Введем относительные величины

$$y_k = G_k/G \quad \text{и} \quad g_{kn} = G_{kn}/G, \quad (5)$$

тогда уравнения (3) и (4) примут вид

$$\frac{dy_k}{dz} = \sum_n g_{kn} \quad (6)$$

и

$$\sum_{k=1}^N y_k = 1. \quad (7)$$

Вводя удельные объемы посредством соотношений

$$v_{nk} = \frac{(1-x_k)^2}{1-\varphi_k} v_{jk} + \frac{x_k^2}{\varphi_k} v_{pk}, \quad \frac{1}{v_{\varphi k}} = \frac{1-\varphi_k}{v_{jk}} + \frac{\varphi_k}{v_{pk}},$$

баланс импульса в k -й ячейке для двухскоростной модели двухфазного потока получаем в виде

$$\frac{G^2}{F_k^2} \frac{d}{dz} (y_k^2 v_{nk}) + \frac{dp}{dz} = \frac{\gamma}{v_{\varphi k}} + \frac{1}{F_k} \left(\sum_j \tau_k^j \Pi_k^j + \right. \\ \left. + G \sum_n g_{kn} J_{kn} + \sum_n \tau_{kn} \Pi_{kn} \right), \quad (8)$$

где φ_k — объемное паросодержание в k -й ячейке; v_{jk} , v_{pk} — удельные объемы воды и пара; p — давление; γ — проекция ускорения силы тяжести на ось канала; J_{kn} — удельный импульс, вносимый в k -ю ячейку с перетоком G_{kn} .

Уравнение (8) отличается от обычного уравнения гидравлики для двухфазного потока переменностью расхода ($y_k = \text{var}$) и двумя последними слагаемыми правой части. Первое из них учитывает перенос импульса вместе с притоком массы, а второе — турбулентные напряжения на границе раздела ячеек. Переносимый импульс

J_{kn} определяется направлением перетока (знаком g_{kn}) и по величине равен удельному импульсу в ячейке-доноре:

$$J_{kn} = \begin{cases} G \frac{v_{kn} y_n}{F_n} & \text{при } g_{kn} > 0; \\ G \frac{v_{nk} y_k}{F_k} & \text{при } g_{kn} < 0. \end{cases} \quad (9)$$

В уравнении (9) неявно полагается, что структура перетекающего потока тождественна структуре основного потока в ячейке.

Итак, для определения динамических параметров (расходов и давления) получено $2N$ уравнений баланса массы и импульса, в них входят величины, зависящие от энтальпии и паросодержаний потока, однако отметим, что уравнения баланса энергии, которые будут выведены ниже, позволяют однозначно определить тепловые параметры системы.

Уравнения (6) и (9) должны служить для определения p , y_k и g_{kn} , но общее число неизвестных с учетом (2) может достигать значений

$$1 + N + \frac{N(N-1)}{2} = \frac{N(N+1)}{2} + 1,$$

что уже для $N = 3$ превышает число имеющихся уравнений. Система в общем случае оказывается неопределенной.

Эта неопределенность возникает из-за того, что некоторые группы взаимосвязанных ячеек образуют замкнутые контуры (циклы), когда переток из некоторой ячейки в какую-либо другую может быть осуществлен двумя или более путями, т. е. через различные цепочки смежных ячеек. В этой ситуации при условиях задачи, сформулированных в виде уравнений баланса массы и импульса для ячеек, отсутствует учет распределения расхода по различным путям. В некоторых аналогичных программах считается, что давления в ячейках различны, а конвективные перетоки пропорциональны квадратному корню из перепада давлений. При этом коэффициент пропорциональности называют коэффициентом сопротивления перетоку между ячейками. Следует отметить, что в экспериментах обычно разность давлений между соседними ячейками (если она существует) очень мала и лежит в пределах погрешности измерения.

В программе ПУЧОК-2 принято условие $p = \text{const}$ по сечению канала, а для вариантов разбиений с циклическими связями ячеек недостающие зависимости выбираются в виде линейных соотношений

$$R_{kn} g_{kn} + R_{ns} g_{ns} + \dots + R_{pk} g_{pk} = 0, \quad (10)$$

что напоминает по форме метод Кирхгофа для расчета разветвленных цепей. Величины R_{kn} , играющие роль сопротивлений, в расчетах принимались пропорциональными расстоянию между центрами ячеек и обратно пропорциональными зазору между стержнями. Покажем, что при этом получается достаточное количество соотношений для определения всех неизвестных.

Система из трех ячеек может иметь максимум три связи и один цикл, т. е. разность между числом связей и циклов равна двум. Если она имеет только две связи, то цикла нет, и эта разность опять-таки равна двум. Добавим четвертую ячейку. Она может добавить одну, две или три связи, при этом образуются один или два цикла, причем разность между приростом числа связей и количеством циклов равна единице. Аналогичная ситуация получается и в общем случае, когда исходная система имеет произвольное число ячеек. Таким образом, для N ячеек разность между числом связей и циклов равна

$$(N-3) + 2 = N-1.$$

Это означает, что после использования уравнений циклов $N-1$ переток остается неопределенным. К этому надо прибавить N величин y_k и p , т. е. всего неизвестных получается

$$N-1 + N + 1 = 2N.$$

Но именно это число уравнений и дают нам балансы массы и импульса по ячейкам. Эти результаты позволяют исключить в явной форме перетоки g_{kn} из интегрируемой системы уравнений. Важным для разработки программы явился тот факт, что этот подход позволяет представить конвективные перетоки g_{kn} в виде линейных функций с постоянными коэффициентами от скоростей изменения расходов в ячейках (dy_k/dz) и таким образом устраняется необходимость итераций для выравнивания давлений по ячейкам.

При составлении баланса энергии для потока в k -й ячейке можно пренебречь диссипацией и кинетической энергией потока. Для теплоудержания в ячейке i_k имеем

$$\frac{d}{dz} (G_k i_k) = \sum_j q_k^j \Pi_k^j + \sum_n G_{kn} i_{kn} + \sum_n q_{kn} \Pi_{kn}. \quad (11)$$

Здесь первое слагаемое в правой части равно теплоподводу на стенках, выходящих в ячейку; второе слагаемое соответствует энергии, вносимой в ячейку с конвективными перетоками массы, и третье слагаемое — приток тепла благо-

даря турбулентной теплопроводности на границе раздела ячеек. Теплосодержание, приносимое конвективными перетоками, равно теплосодержанию в ячейке-доноре. Энтальпии потока в формуле (11) определяются как средние расходы. Можно считать, что при кипении состояние пара соответствует равновесному: $i_{\text{п}} = i''$ и $v_{\text{п}} = v''$. Однако параметры жидкой фазы, как известно, могут отличаться от равновесных (участок поверхностного кипения недогретой жидкости). В этом случае для описания состояния жидкой фазы нужны дополнительные соотношения.

Баланс массы для жидкой фазы в ячейке имеет вид

$$\frac{dG_{\text{ж}k}}{dz} = -G_k^{\text{исп}} + \sum_n G_{\text{ж}kn}, \quad (12)$$

где $G_{\text{ж}k} = (1 - x_k) y_k G$ — расход жидкой фазы в ячейке; $G_k^{\text{исп}}$ — интенсивность испарения жидкой фазы; x_k — паросодержание потока в ячейке, а сумма в правой части соответствует притоку жидкой фазы из соседних ячеек. Полагая, как и выше, что структура перетекающего потока подобна структуре основного потока в ячейке, имеем

$$G_{\text{ж}kn} = (1 - x_{kn}) g_{kn} G, \quad (13)$$

где x_{kn} — паросодержание в ячейке-доноре. Тогда уравнение энергии потока в ячейке имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{d}{dz} (G_{\text{ж}k} i_{\text{ж}k}) &= \sum_j q_k^j \Pi_k^j \varepsilon_k^j - i_{\text{ж}k} G_k^{\text{исп}} + \\ &+ \sum_n G_{\text{ж}kn} i_{\text{ж}kn} + \sum_n q_{\text{ж}kn} \Pi_{\text{ж}kn}. \end{aligned} \quad (14)$$

В этом выражении коэффициенты ε_k^j дают долю подводимого теплового потока, идущего на подогрев жидкой фазы. Следовательно, $(1 - \varepsilon_k^j) q_k^j$ идет на образование пара. Как и выше, $i_{\text{ж}kn}$ — теплосодержание жидкой фазы в ячейке-доноре, а $q_{\text{ж}kn}$ — турбулентный тепловой поток на границе смежных ячеек. Выражая $G_k^{\text{исп}}$ из (12) с учетом (5) и (13), получаем

$$\begin{aligned} (1 - x_k) y_k \frac{di_{\text{ж}k}}{dz} &= \frac{1}{G} \sum_j q_k^j \Pi_k^j \varepsilon_k^j + \\ &+ \sum_n g_{kn} i_{\text{ж}kn} + \frac{1}{G} \sum_n q_{\text{ж}kn} \Pi_{\text{ж}kn}. \end{aligned} \quad (15)$$

Таким образом, уравнения (7), (8), (11) и (15), помимо соотношений (6) и (10) для определения перетоков g_{kn} , составляют систему $(3N + 1)$ -го уравнения первого порядка, содер-

жащую $3N + 1$ неизвестное: $p, y_k, i_k, i_{\text{ж}k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), что достаточно для расчета течения пароводяной смеси в системе взаимосвязанных элементарных каналов.

Если полагать, как обычно, что удельный объем $v_{\text{п}k}$ в уравнении (8) является функцией локальных параметров потока в ячейке (p, x_k, G_k), т. е.

$$\begin{aligned} \frac{dv_{\text{п}k}}{dz} &= \frac{\partial v_{\text{п}k}}{\partial p} \frac{dp}{dz} + \frac{\partial v_{\text{п}k}}{\partial y_k} \frac{dy_k}{dz} + \frac{\partial v_{\text{п}k}}{\partial i_k} \frac{di_k}{dz} + \\ &+ \frac{\partial v_{\text{п}k}}{\partial i_{\text{ж}k}} \frac{di_{\text{ж}k}}{dz}, \end{aligned} \quad (16)$$

то полученная система почти линейна относительно производных по z , потому что ряд величин ($J_{kn}, i_{kn}, i_{\text{ж}kn}$) зависит от знака перетечек, которые в свою очередь определяются производными от расходов по ячейкам. Однако по длине канала существуют достаточно протяженные участки, где перетечки сохраняют свое направление, т. е. знаки меняются достаточно редко. Это важно для численного интегрирования системы. Полученная система интегрируется по длине методом Эйлера с пересчетом, что дает достаточную точность получаемых результатов при небольших затратах машинного времени.

Размещение в канале дистанционирующих решеток создает не только дополнительное сопротивление, но и действует как фактор, вызывающий перераспределение расходов между ячейками. Для анализа этого течение жидкости через решетку может быть условно разделено на два этапа. На первом происходит перераспределение расходов между ячейками канала, а на втором наблюдается течение постоянного в каждой ячейке расхода через местное сопротивление, сопровождаемое потерями давления, которые можно охарактеризовать коэффициентом сопротивления решетки в ячейке. С учетом равенства перепада давления во всех ячейках эта модель приводит к системе нелинейных алгебраических уравнений, которая в программе ПУЧОК-2 решается методом последовательных приближений.

Члены, характеризующие турбулентный обмен импульсом и энергией в уравнениях (8), (11) и (15), пропорциональны разности скоростей (или теплосодержаний) в ячейках и могут быть представлены в форме

$$\begin{aligned} \tau_{kn} &= \varepsilon_{kn}^T \frac{G}{L_{kn}} \left(\frac{y_n v_{\text{п}n}}{F_n} - \frac{y_k v_{\text{п}k}}{F_k} \right); \\ g_{kn} &= \frac{\varepsilon_{kn}^T}{L_{kn}} (i_{\text{п}n} - i_{\text{п}k}), \end{aligned} \quad (17)$$

где ε_{kn}^T — коэффициент турбулентного обмена между ячейками, зависящий от режимных параметров потока; L_{kn} — характерная длина пути перемешивания; φ — средние по сечению ячейки величины. В программе ПУЧОК-2 ε_{kn}^T экстраполируются из зависимости, приведенной в работе [1] для однофазных потоков, что равноценно принятию допущения о гомогенной структуре двухфазного потока на границе раздела ячеек.

В качестве соотношений, замыкающих представленную выше систему уравнений и характеризующих трение, начало поверхностного кипения и скольжение фаз в ячейках, были использованы зависимости, полученные в экспериментах на трубах [11, 12]. При этом за определяющий размер принимался гидравлический диаметр ячейки.

На входе в канал обычно известны давление, теплосодержание и расход теплоносителя. Однако для решения полученных уравнений нужно задать еще начальное распределение расходов по ячейкам. Как правило, перед обогреваемым участком имеется необогреваемый участок канала, что позволяет в качестве начального принять стабилизированное распределение массовой скорости в ячейках. Система обладает большим затуханием, и поэтому, как показали расчеты, небольшие вариации начальных распределений не сказываются на результатах счета на большой длине.

Таким образом, разработанная программа ПУЧОК-2 позволяет исследовать распределение теплогидравлических параметров двухфазного потока по высоте и сечению стержневых сборок.

На рис. 1 и 2 показано сравнение результатов расчета перепада давления по программе ПУЧОК-2 с опытными данными, приведенными в работах [6, 7]. Опыты [6] проводились в ИАЭ им. Курчатова на пучках из 19 стержней длиной 7 м при диаметре стержней 13,5 мм. Стержни располагались в смешанной упаковке (треугольная и квадратная) в круглой обечайке. Дистанционирующие элементы двух типов размещались на расстоянии 350 мм. Данные работы [7] получены на пучке из 9 стержней длиной 1 м (диаметр стержней 10,2 мм). Стержни расположены в квадратной решетке, по длине размещено пять дистанционирующих элементов. Отклонение расчета от эксперимента, как правило, не превышает 10—15%. Эта точность удовлетворительна для гидравлических расчетов столь сложных объектов.

Хотя соответствие расчета и опытных данных по гидравлическим потерям не является,

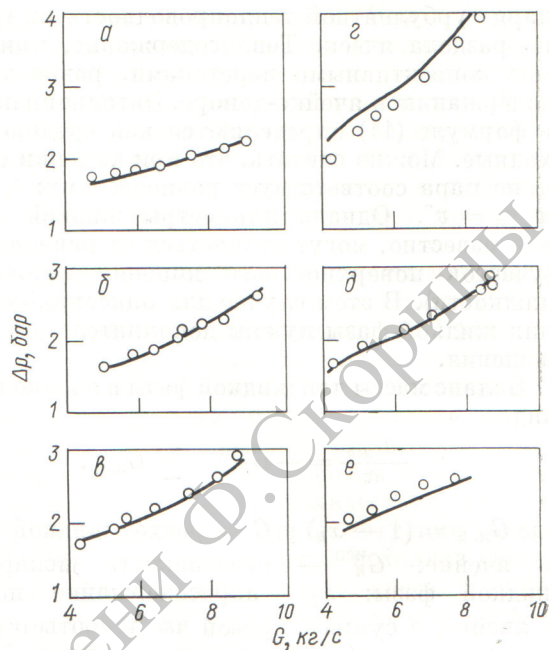


Рис. 1. Сравнение расчета перепада давления с опытными данными (канал № 1 [6]).

Тепловой поток 0,434 МВт/м², температура на входе, °C: а — 210—215; б — 221—228; в — 238—240; г — 257—262; д — 244—250; е — 219—222 при тепловом потоке 0,540 МВт/м²

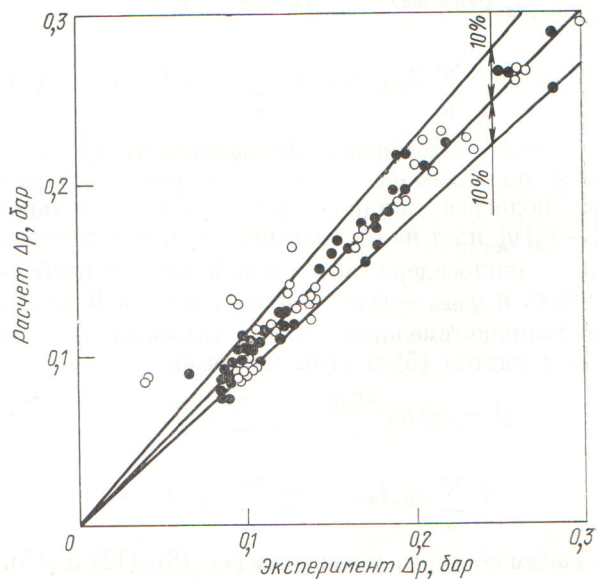


Рис. 2. Сравнение расчета перепада давления с опытными данными работы [7]:

○ — канал А; ● — канал В

строого говоря, достаточным условием надежности теоретических данных о внутренней структуре потока в канале, однако оно необходимо и при большом числе обработанных экспериментов служит косвенным подтверждением правильности теоретической модели. Наиболее полезно для отработки методики, разумеется, сопоставление с прямыми замерами распределения параметров потока по живому сечению канала. Но эти исследования пока немногочисленны. Кроме того, техническая сложность таких замеров существенно сказывается на точности получаемых результатов.

На рис. 3 сопоставляются расчеты по программе ПУЧОК-2 с опытными данными работы [8]. Эксперименты проводились на пучке из 16 стержней диаметром 10,72 мм, размещенных в квадратной решетке с шагом $s/d = 1,32$. В опытах моделировалась неравномерность тепловыделения по сечению канала и на выходе из участка осуществлялся раздельный вывод потока из двух геометрически одинаковых ячеек с разным обогревом («горячая» и «холодная» ячейки, все живое сечение канала в расчетах подразделялось на 16 ячеек). Расчетом хорошо прослеживается падение массовой скорости в

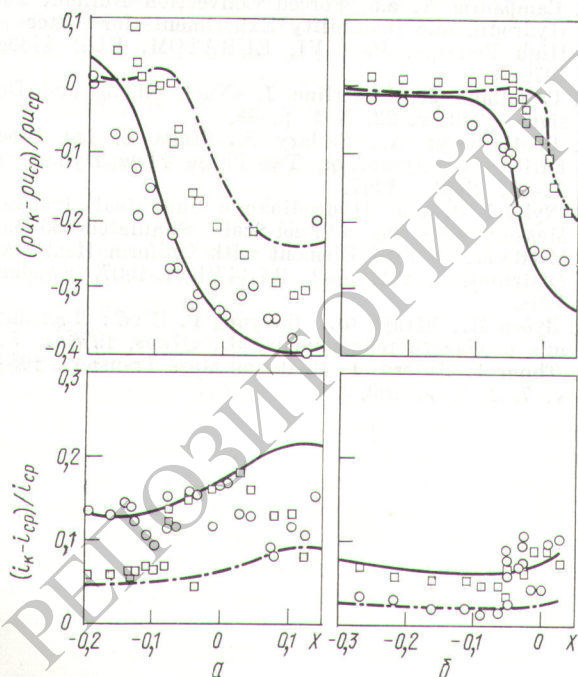


Рис. 3. Распределение массовой скорости и теплосодержания в ячейках 16-стержневого пучка (данные работы [8]).

Давление 82,6 бар, мощность 1,5 МВт.
Массовая скорость, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$: а — 1350; б — 2700.
Горячая и холодная ячейки соответственно: $\circ$, $\square$ — эксперимент; —, — — — расчет

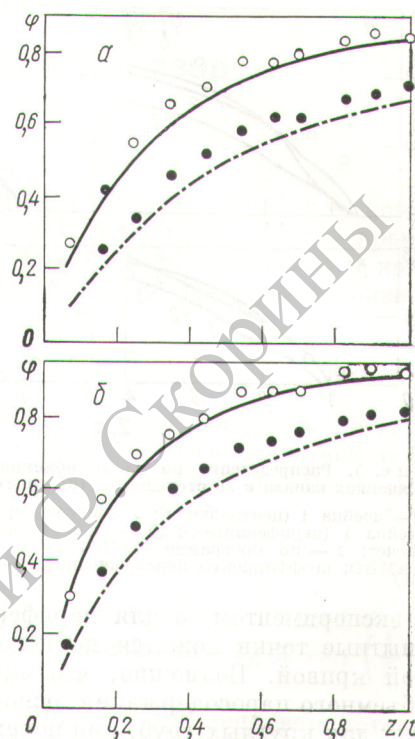


Рис. 4. Распределение по длине объемного паросодержания в ячейках канала с шестью стержнями [9].

а — опыт № 13 037; б — опыт № 13 042. Центральная и периферийная ячейки соответственно: $\circ$, $\bullet$ — эксперимент; —, — — — расчет

ячейках с началом поверхностного кипения. При паросодержаниях $\sim 10\%$ в экспериментах наблюдается значительный разброс результатов, так что теплосодержание в «холодной» ячейке иногда превышает теплосодержание потока в «горячей» ячейке. Расчеты таких эффектов не дают. Следует иметь в виду, что организация раздельного вывода из ячеек вызывает возмущения в потоке, величину которых трудно оценить теоретически и проконтролировать экспериментально.

Исследование распределения объемного паросодержания в ячейках методом γ -просвечивания тонким лучом дает меньше информации, чем раздельный вывод, однако оно не связано с искажением структуры потока в пучке. В работе [9] этим методом исследован пучок из 6 стержней в круглой обечайке. На рис. 4 приводится сравнение расчета с результатами тех опытов, в которых было измерено паросодержание в ячейках по всей длине канала. В центральной «горячей» ячейке расчет хорошо согласуется

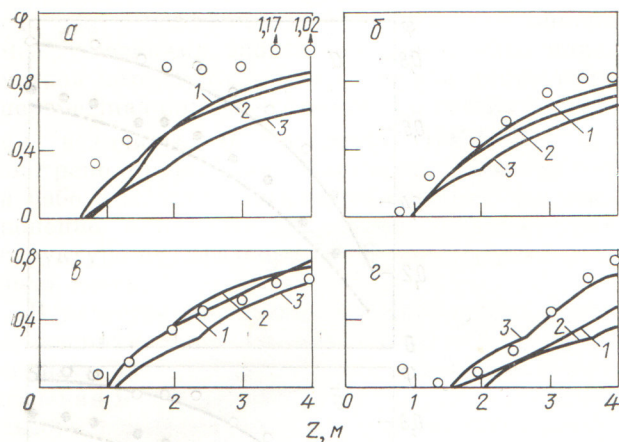


Рис. 5. Распределение по длине объемного паросодержания в ячейках канала с 36 стержнями [10]. Опыт № 313020:

а — ячейка 1 (центральная); б — ячейка 2; в — ячейка 3; г — ячейка 4 (периферийная); $\circ$ — эксперимент. Расчет: 1 — по программе ПУЧОК-2; 2, 3 — по программе НАМБО; коэффициенты перемешивания: 2—0; 3—5

с экспериментом, а для периферийной ячейки опытные точки ложатся немного выше расчетной кривой. Возможно, что зависимости для объемного паросодержания, основанные на данных для круглых труб, при переходе к ячейкам сложной формы требуют некоторого уточнения.

На рис. 5 дается сравнение с одним из опытов работы [10], где приводятся данные по объемному паросодержанию в ячейках для пучка из 36 стержней. Живое сечение канала в расчетах подразделялось на четыре concentrically расположенные ячейки. Просвечивание осуществлялось по 12 направлениям. На том же рисунке даны расчетные кривые, полученные с помощью программы НАМБО [2]. Наилучшее совпадение расчетов с экспериментами отмечено для второй и третьей ячеек. Экспериментальные данные для первой ячейки имеют очень

большой разброс; в четвертой ячейке, как и для данных работы [9], результаты расчета ложатся ниже опытных данных.

Дальнейшее совершенствование методов расчета требует уточнения наших знаний о гидравлике двухфазного потока в элементарной ячейке канала, об обмене на границах ячеек и условиях обтекания дистанционирующих элементов в каналах.

Поступила в Редакцию 10/II 1975 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rowe D. COBRA-II: A Computer Digital Programme for Thermal-Hydraulic Subchannel Analysis of Rod Bundle Nuclear Fuel Elements. BNWL-1229, 1970.
2. Bowring R. HAMBO: A Computer Programme for the Subchannel Analysis of the Hydraulic and Burnout Characteristic of Rod Clusters. Part I, AEEW-R524, 1967. Part II, AEEW-R582, 1968.
3. Osmachkin V., Borisov D. Intern. Heat Trans. Conf. Paris — Versailles, 1970, v. 5, p. 273.
4. Kattchee N., Reynolds W. HECTIC-II: An IBM 7090 FORTRAN Computer Programme for Heat Transfer Analysis of Gas or Liquid Cooled Reactor Passage. IDO-28595, 1962.
5. Pierre St., Carl C. SASS Code-1, Subchannel Analysis for the Steady-State. APPE-41, 1966.
6. Осмачкин В. С. Препринт ИАЭ-2343, М., 1974.
7. Campanile A. e.a. Forced Convection Burnout and Hydrodynamic Instability Experiments for Water at High Pressure. Part VI, EURATOM, EUR 4468e, 1970.
8. Castellana J., Casterline J. «Nucl. Engng and Design», 1972, v. 22, N 1, p. 48.
9. Bhattacharya A., Sallary S., Haga S. In: Proc. EURATOM Symp. on Two-Phase Flow Dynamics. 22—27 Sept., 1967.
10. Nylund O. e.a. Hydrodynamic and Heat Transfer Measurements on a Fuel-Scale Simulated 36-Rod MARVIKEN Fuel Element with Uniform Heat Flux Distribution. FRIGG-2, R4-447/RTL-1007, Sweden, 1968.
11. Зубер Н., Штауб Ф., Байуорд Г. В сб.: Достижения в области теплообмена. М., «Мир», 1970, с. 57.
12. Thom J. «Intern. J. Heat and Mass Transfer», 1964, v. 7, N 7, p. 709.