

ШПАКОВСКИЙ АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК
С ТРУБЧАТЫМИ ТВЭЛАМИ**

Специальность:

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

01.02.05 – Механика жидкости, газа и плазмы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Казань 2014

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева - КАИ» на кафедре теплотехники и энергетического машиностроения.

Научные руководители: доктор технических наук, профессор
Тарасевич Станислав Эдуардович,
доктор технических наук, старший научный сотрудник
Болтенко Эдуард Алексеевич.

Официальные оппоненты: **Николаев Андрей Николаевич** –
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО
(Казанский национальный исследовательский
технологический университет)
Душин Николай Сергеевич –
кандидат технических наук, научный сотрудник
(Исследовательский центр проблем энергетики
ФГБУН Казанского научного центра РАН)

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное учреждение
науки, Институт механики и машиностроения
Казанского научного центра Российской академии наук

Защита диссертации состоится «___» _____ 2015 года в _____ на заседании
диссертационного совета Д212.079.07 при ФГБОУ ВПО «Казанский национальный
исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ» по адресу:
420111, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10 (зал заседаний ученого совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Казанский
национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ» и
на сайте <http://www.kai.ru>, а с авторефератом на сайтах <http://vak.ed.gov.ru> и
<http://www.kai.ru>.

Автореферат разослан «___» _____ 2014 года.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент

А.Г. Каримова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время для получения больших единичных мощностей в реакторных установках (РУ) используют схемы, в которых тепловыделяющие элементы (ТВЭЛы) размещаются в герметичном корпусе, через который прокачивается теплоноситель. В качестве тепловыделяющих элементов используют стержневые ТВЭЛы. Теплосъем осуществляется с выпуклых теплоотдающих поверхностей ТВЭЛОВ.

Атомные электростанции – это теплоэнергетические установки, мощность которых с точки зрения нейтронной физики может быть теоретически неограниченной. Лимитирующим фактором роста мощности является достижимая интенсивность теплоотвода из активной зоны. Если отвод теплоты не будет достаточно интенсивным, то топливо может расплавиться, и произойдет выброс радиоактивных материалов в окружающую среду. Температура топлива и аккумулированная в активной зоне энергия являются определяющими при оценке надежности и безопасности АЭС. Работоспособность тепловыделяющей сборки (ТВС) ограничивается максимальной температурой топлива, которая не должна превышать температуру плавления UO_2 (приблизительно 2800 °С).

Экономическая эффективность АЭС в большой степени определяется энергонапряженностью активной зоны. Лимитирующим фактором роста мощности является достижимая интенсивность теплоотвода из активной зоны.

Возможности повышения удельной мощности водоохлаждаемых реакторов при использовании традиционных схем теплосъема практически исчерпаны, поскольку требуют существенных дополнительных вложений на разработку методов интенсификации и создание более эффективных систем безопасности, что, в свою очередь, приводит к удорожанию АЭС.

Повышение энергонапряженности и безопасности РУ в целом возможно обеспечить путем использования альтернативных схем теплосъема (В.Н. Блинков и др. Патент России № 2220464, 2002 г.). В частности, предложено теплосъем в ТВЭЛАХ, собранных в ТВС, выполнить как с наружной поверхности ТВЭЛ (традиционное исполнение), так и с внутренней теплоотдающей поверхности. На основе такой схемы теплосъема можно выполнить ТВС мощностью, значительно превышающей современные. При этом максимальная температура топлива не превышает 700-900 °С (Блинков В.Н. др., 2010).

Для определения теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми ТВЭЛАМИ, оптимизации характеристик, в частности, выбора оптимальных размеров ТВЭЛОВ с точки зрения потерь давления и максимального теплосъема необходимы соответствующие методики расчета. В настоящее время методики расчета, пригодные для определения теплогидравлических характеристик (ТГХ) ТВС с трубчатыми ТВЭЛАМИ, отсутствуют. В связи с этим актуальна разработка ТВС с альтернативными схемами теплосъема и методик расчета, на основе которых возможно их обоснование.

Цель работы и задачи исследования – разработка методики расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми ТВЭЛАМИ.

Конкретными задачами работы являлись:

- разработка методики расчета кризиса теплоотдачи на выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого ТВЭЛА;
- разработка методики расчета расхода жидкости в пристенной пленке в области дисперсно-кольцевого режима течения на выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого ТВЭЛА;
- разработка методики расчета кризиса теплоотдачи на основе пленочной модели (выпуклая теплоотдающая поверхность).

Научная новизна:

1. Впервые разработана методика расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами (модель эквивалентного кольцевого канала).

2. Разработана методика расчета критических тепловых потоков (КТП) на выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого твэла. Методика позволяет определить КТП и границы переходных зон для выпуклых теплоотдающих поверхностей кольцевых каналов в широком диапазоне геометрических и режимных параметров. Зависимости справедливы при $P = 3.0 \div 14.0$ МПа, $\rho W = 500 \div 5000$ кг/м²с, $d_{вп}/d_{вн} = 0.15 \div 0.8$, $d_r = 2 \div 10$ мм, $-0.4 < x < 0.95$.

3. Впервые разработана методика расчета расхода жидкости в пристенной пленке в области дисперсно-кольцевого режима течения и кризиса теплоотдачи на выпуклой поверхности кольцевого канала.

4. Получена зависимость для определения расхода жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси.

Достоверность и обоснованность результатов подтверждается совпадением известных экспериментальных данных по КТП и расходам жидкости в пристенных пленках с расчетом по предложенным методикам.

Автор выносит на защиту:

- методику расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами (модель эквивалентного кольцевого канала).

- методику расчета критических тепловых потоков на выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого твэла.

- методику расчета расхода жидкости в пристенной пленке в области дисперсно-кольцевого режима течения и кризиса теплоотдачи на выпуклой поверхности кольцевого канала.

Практическая значимость работы.

1. Методики, представленные в работе, позволяют выполнить обоснование температурных режимов и кризиса теплоотдачи в диапазоне режимных и геометрических параметров, характерных для ТВС с трубчатыми твэлами.

2. Методики позволяют повысить точность определения запасов до кризиса теплоотдачи на выпуклых теплоотдающих поверхностях твэл, используемых в современных реакторных установках.

3. Методики расчета расходов жидкости в пристенной пленке на выпуклой теплоотдающей поверхности могут быть использованы для расчета температурных режимов и кризиса теплоотдачи твэлов современных ЯЭУ (РБМК, ВВЭР). Зависимости позволяют определить расход жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси воды и хладона-12 на вогнутой поверхности. Диапазон применимости: $P = 0.5 \div 15.0$ МПа, $\rho W = 250 \div 4000$ кг/м²с, $d = 8 \div 16$ мм.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы изложены на юбилейной конференции «Проблемы термоядерной энергетики и плазменные технологии». Кафедра общей физики и ядерного синтеза. 17–18 сентября 2009 г. Москва. 2009, на VIII школе – семинаре молодых ученых и специалистов имени академика РАН В.Е. Алемасова. Казань, Россия, 16–18 октября 2012 г.

Публикации по работе. Основное содержание диссертации опубликовано в четырех печатных работах, в том числе две статьи в рецензируемых журналах, включенных в список ВАК.

Личный вклад автора: выполнены обработка, анализ и обобщение известных экспериментальных данных, на основе которых получен ряд обобщающих зависимостей. Разработан алгоритм и написана программа FUTEI (Fuel Tube with External and Internal Cooling) для определения теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами (модель эквивалентного кольцевого канала).

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста, заключения и списка использованных источников, насчитывающего 113 наименований. Объем диссертации составляет 123 страниц машинописного текста, включая 46 рисунков и 7 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении выполнен обзор известных схем теплосъема в тепловыделяющих сборках (ТВС) современных ядерных энергетических установок (ЯЭУ). Показано, что резервы повышения мощности существующих водоохлаждаемых реакторных установок (РУ) практически исчерпаны. Повышение энергонапряженности и безопасности РУ в целом возможно обеспечить путем использования альтернативных схем теплосъема. В качестве альтернативной рассмотрена схема теплосъема, согласно которой теплосъем в ТВС осуществляется как с наружной поверхности твэл (стержневые твэлы – традиционное исполнение), так и с внутренней теплоотдающей поверхности – трубчатые твэлы (Блинков В.Н. и др., 2010).

На рис. 1 показан твэл с односторонним (твэл реакторных установок со стержневыми твэлами) и двухсторонним теплосъемом (твэл в реакторной установке с трубчатыми твэлами).

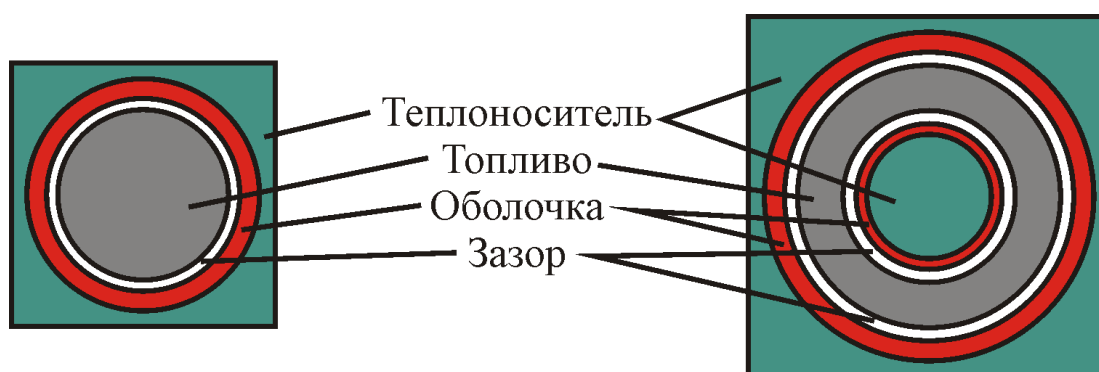


Рис.1. Тепловыделяющий элемент с односторонним и двухсторонним теплосъемом (Блинков В.Н. и др., 2010)

На основе ТВС с трубчатыми твэлами возможно создание экономичных и безопасных АЭС. Для обоснования характеристик реакторных установок (РУ) с трубчатыми твэлами необходима методика расчета теплогидравлических характеристик.

Во введении сформулирована цель диссертационной работы.

В первой главе представлена модель эквивалентного кольцевого канала, на основе которой разработана методика расчета ТГХ РУ с трубчатыми твэлами. В этом случае вогнутая теплоотдающая поверхность трубчатого твэла моделируется вогнутой

теплоотдающей поверхностью внутреннего элемента (рис. 2). Выпуклая теплоотдающая поверхность моделируется выпуклой теплоотдающей поверхностью внутреннего элемента кольцевого канала. Кольцевой зазор вместе с вогнутой поверхностью наружной трубы (обогреваемой или необогреваемой) моделируют часть межत्वельного пространства ТВС (рис. 2).

Условия работы тепловыделяющего элемента (ТВЭЛ) в реакторе зависят от интенсивности процесса генерации тепла в слое топлива и условий отвода тепла. В зависимости от условий на входе, режимных параметров и длины теплопередающего канала возможен различный характер температурного режима теплоотдающих поверхностей. Перемещаясь по каналу, теплоноситель подогревается и последовательно проходит ряд промежуточных состояний с более или менее выраженными границами между ними. Для расчета температурных режимов тепловыделяющих поверхностей трубчатого ТВЭЛ необходимо уметь определять коэффициенты теплоотдачи в конвективной области, области развитого кипения, кризиса теплоотдачи и закризисной области. Расчет температурных полей должен выполняться в условиях как равномерного, так и неравномерного тепловыделения на вогнутой и выпуклой теплоотдающих поверхностях. При этом расчет должен быть выполнен в том числе и для случаев, когда $q_{вп}/q_{вн} = \infty \div 0$, т. е. при наличии необогреваемых участков на поверхности ТВЭЛ (рис. 3). В этом случае расчет теплообмена и кризиса теплоотдачи должен быть выполнен с учетом наличия

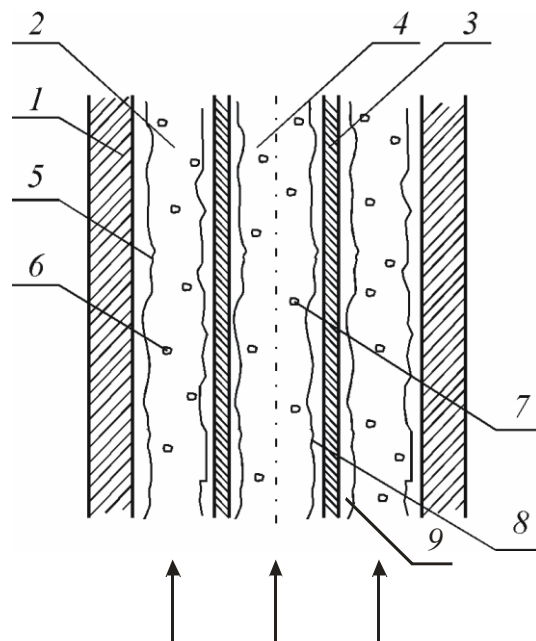


Рис. 2. Одноствержневая модель тепловыделяющей сборки с трубчатыми ТВЭЛами – эквивалентный кольцевой канал:

1 – наружная стенка кольцевого канала; 2 – паровое ядро в межत्वельном пространстве (кольцевая щель); 3 – трубчатый ТВЭЛ; 4 – паровое ядро во внутритвельном пространстве (внутренняя полость трубчатого ТВЭЛ); 5 – пристенная пленка на вогнутой поверхности наружной необогреваемой стенки кольцевого канала; 6 – капли в паровом ядре межत्वельного пространства (кольцевая щель); 7 – капли в паровом ядре внутритвельного пространства (внутренняя полость трубчатого ТВЭЛ); 8 – пристенная пленка на вогнутой поверхности трубчатого ТВЭЛ; 9 – пристенная пленка на выпуклой поверхности трубчатого ТВЭЛ

тепловых обратных связей и гидравлических обратных связей между внутренними и наружными полостями ТВЭЛ (в случае выполнения ТВЭЛ по схеме (рис.3)).

Таким образом, методика расчета ТГХ РУ с трубчатыми ТВЭЛами (модель эквивалентного кольцевого канала) должна включать в себя расчет температурных режимов в области конвективного теплообмена и области поверхностного и развитого кипения. Кроме того, необходим расчет критических тепловых потоков (КТП) на

выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях трубчатого ТВЭЛ. Для расчета расходов теплоносителя в межТВЭльном и внутритвэльном пространстве РУ с трубчатыми ТВЭлами необходима методика расчета потерь давления в межТВЭльном (кольцевая щель) и внутритвэльном пространстве (труба).

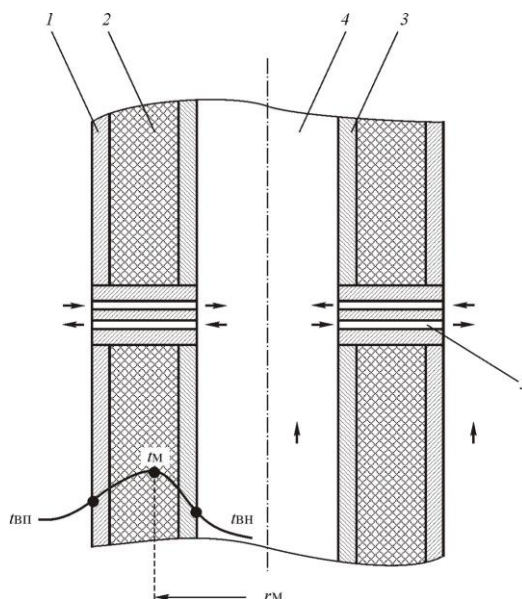


Рис. 3. Трубчатый тепловыделяющий элемент с двухсторонним теплосъемом:

1 – наружная оболочка твэл; 2 – топливо; 3 – внутренняя оболочка твэл; 4 – внутритвэльное пространство, ВП; 5 – необогреваемая вставка с отверстиями – отверстия обеспечивают гидравлическую обратную связь; $t_{вп}$ – температура выпуклой поверхности твэл; $t_{вн}$ – температура вогнутой поверхности твэл; $t_{м}$ – максимальная температура твэл; $r_{м}$ – расстояние (радиус) от центра твэл до поверхности твэл с максимальной температурой.

В первой главе выполнен обзор методик, на основе которых возможен расчет ТГХ и кризиса теплоотдачи на выпуклых вогнутых теплоотдающих поверхностях применительно к твэлу с двухсторонним теплосъемом. Выполнен анализ известных методик для расчета температур теплоотдающих поверхностей в области конвективного теплообмена, поверхностного и развитого кипения. Обзор известных методик расчета температурных режимов и кризиса теплоотдачи на вогнутых и выпуклых теплоотдающих поверхностях твэл показал следующее:

- для вогнутой теплоотдающей поверхности в области конвективного теплообмена и объемного кипения известные методики расчета позволяют определить температуры теплоотдающих поверхностей (Михеев М.А. и др., 1973, Исаченко В.П. и др. 1975, Рассохин Н.Г. и др., 1970). Для определения критических тепловых потоков на вогнутой теплоотдающей поверхности возможно использование методики, разработанной Болтенко Э.А. Методика с удовлетворительной точностью описывает экспериментальные данные во всем диапазоне существования двухфазного потока. Методика применима при равномерном тепловыделении по длине. Для использования методики при наличии обратных тепловых связей (неравномерное тепловыделение по длине) необходимо дополнительное использование методик определения кризиса теплоотдачи при неравномерном тепловыделении по длине. В качестве методики определения кризиса теплоотдачи в каналах с неравномерным тепловыделением может быть использован метод эквивалентной длины (Кириллов П.Л. и др., 1981). Метод может быть использован как для вогнутой, так и выпуклой теплоотдающих поверхностей. В качестве базовых используются соответствующие зависимости для расчета критических тепловых потоков на выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях при равномерном тепловыделении по длине;

- известные зависимости не позволяют с удовлетворительной точностью определить КТП на выпуклой теплоотдающей поверхности при малых размерах кольцевой щели, что характерно для ТВС с трубчатыми твэлами;

- в области дисперсно-кольцевого режима течения возникновение кризиса теплоотдачи обусловлено полным истощением пристенной пленки. Расчет кризиса теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима наиболее точно может быть выполнен на основе пленочных моделей. В настоящее время отсутствуют теоретические модели, позволяющие с хорошей точностью рассчитать условия возникновения кризиса теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима при различных граничных условиях на теплоотдающих поверхностях. На основе проведенного анализа известных методик кризиса теплоотдачи в завершении первой главы сформулированы задачи исследования.

Во второй главе представлена методика расчета кризиса теплоотдачи на выпуклой теплоотдающей поверхности – кольцевые каналы. В расчетных работах зарубежных исследователей (Zhao J. и др., 2004, Feng D. и др., 2003) показано, что в ТВС с трубчатыми твэлами имеет место высокая чувствительность запасов до кризиса от теплогидравлических параметров. Высокая чувствительность связана с тем, что в ТВС с трубчатыми твэлами межтвэльные зазоры ниже, чем в РУ со стержневыми твэлами. В связи с этим при разработке методики расчета КТП на выпуклых теплоотдающих поверхностях трубчатого твэла учитывалось, что она должна удовлетворять этим требованиям, т.е. позволять определять КТП, в том числе и при малых зазорах между твэлами, $\Delta = 1 \div 2$ мм.

Методика расчета критических тепловых потоков (КТП) на выпуклой теплоотдающей поверхности, базируется на положениях, которые положены в основу методики расчета КТП на вогнутой теплоотдающей поверхности, разработанной Э.А. Болтенко (ТЭ, 2009, № 3), известных данных по КТП и закономерностях массообменных процессов. На рис.4 представлена качественная зависимость критического теплового потока от массового паросодержания для вогнутой теплоотдающей поверхности.

Анализ экспериментальных данных по кризису теплоотдачи в кольцевых каналах показал, что, характер зависимости $q_{кр} = f(x)$ для выпуклой теплоотдающей поверхности (кольцевые каналы) такой же как и для вогнутой теплоотдающей поверхности (труба) (рис.4), что указывает на идентичность тепломассообменных процессов и механизма кризиса теплообмена. Количественное же отличие связано с наличием дополнительных необогреваемых (обогреваемых) поверхностей, которые непосредственно либо через характеристики ядра потока влияют на структуру двухфазного пристенного слоя на рассматриваемой теплоотдающей поверхности и, соответственно, на возникновение и развитие кризиса теплоотдачи. При построении зависимостей для определения КТП рассматриваются следующие области: 1 – пузырьковый режим течения, кризис обусловлен перестройкой пристенного слоя, 3 – область дисперсно-кольцевого режима, преобладающим процессом массообмена является унос жидкости из пленки за счет взаимодействия парового ядра с пленкой, а также пузырькового уноса – кризис обусловлен полным истощением пристенной пленки, 5 – дисперсный режим – область преобладающего орошения. В этой области кризис связан с истощением микропленки, текущей на обогреваемой поверхности. Между зоной развитого пузырькового кипения (область 1, рис. 4) и областью дисперсно-кольцевого режима течения (зоны 3 ÷ 5) имеется зона перехода 2 (снарядный режим течения). В этой области отмечается большой разброс значений КТП, зависимость КТП от массовой скорости меняет знак. В зоне 2 описание данных сводится к линейной интерполяции КТП на границах между областями.

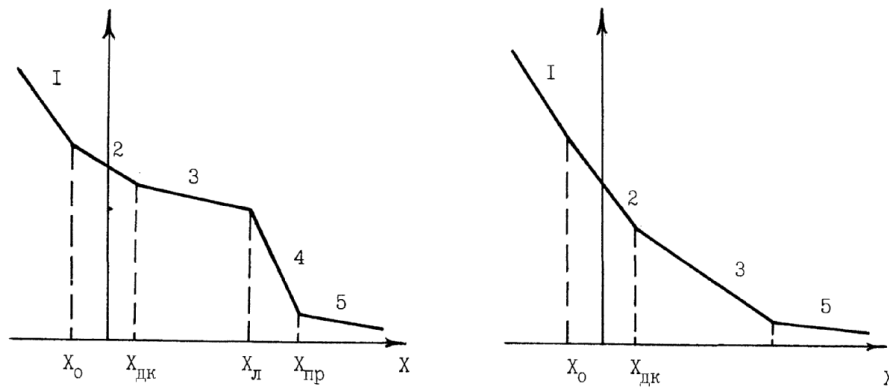


Рис. 4. Качественная зависимость критического теплового потока $q_{кр}$ от массового паросодержания, X: а) $P < 14$ МПа б) $P \geq 14$ МПа

Область 4 (рис. 4), является областью перехода между зонами преобладающего уноса жидкости из пленки (область 3) и областью преобладающего орошения (область 5). В этой области происходит затухание процессов уноса и усиление процессов выпадения капель из ядра потока на пленку. При некотором сочетании режимных параметров и плотности теплового потока, интенсивность результирующего массообмена равна нулю. В зависимости от режимных параметров ширина зоны перехода различна. В этой области данные по кризису характеризуются наибольшим разбросом и трудно надеяться на восстановление какой-то структуры при их обработке, поэтому здесь описание данных сводится к линейной интерполяции между границами.

Анализ данных по кризису теплоотдачи в кольцевых каналах показал, что введение поправочных функций вида $q_{крвл}/q_{крвн} = f(d_T)$ для пузырькового, дисперсно-кольцевого и дисперсного режимов позволяет описать данные на основе зависимостей для вогнутой теплоотдающей поверхности (труба).

Обработка экспериментальных данных из банка ФЭИ дает следующие поправочные функции.

Выпуклая теплоотдающая поверхность

Поправочные функции имеют следующий вид:

Пузырьковый режим:

$$F1 = 1.1 \cdot FX \cdot f(d_T) \cdot (1.710 \cdot 10^{-8} \rho W^2 - 1.8310 \cdot 10^{-5} \rho W + 1) \cdot FL \cdot FP;$$

$$f(d_T) = -3.7 \cdot 10^4 \cdot d_T^3 + 2.63 \cdot 10^3 \cdot d_T^2 - 58.47 d_T + 1.353. \quad (1)$$

Дисперсно-кольцевой режим:

$$F2 = f(d_T) \cdot (-5.33 \cdot 10^{-8} \rho W^2 + 2.410 \cdot 10^{-4} \cdot \rho W + 0.873) \cdot FP1.$$

Дисперсный режим:

$$F3 = f(d_T) \cdot (4.37 \cdot 10^{-8} \cdot \rho W^2 - 2.223 \cdot 10^{-4} \cdot \rho W + 1.1927);$$

$$f(d_T) = (1.1583 \cdot 10^5 \cdot d_T^3 - 5.8345 \cdot 10^3 \cdot d_T^2 + 52.181 \cdot d_T + 2.5442). \quad (2)$$

В зависимости от давления поправочная функция имеет следующий вид:

$$FP = 1; \quad FP1 = 1 \quad \text{при } P < 6.86 \text{ Мпа};$$

$$FP = (P/6.86)^{0.27}; \quad FP1 = (P/6.86)^{0.4} \quad \text{при } P > 6.86 \text{ Мпа}. \quad (3)$$

Для определения границ переходной зоны от дисперсно-кольцевого режима к дисперсному (правая и левая границы) используется следующая поправочная функция:

$$FG = (-1175.66 \cdot d_T^2 + 40.87 \cdot d_T + 0.286) \cdot (\rho W / 500)^{0.2} \quad (4)$$

т.е. левая и правая границы равны:

$$x_{лвл} = x_{лвн} \cdot FG, \quad x_{првл} = x_{првн} \cdot FG,$$

где $x_{лвл}$ и $x_{првл}$ – зависимости для определения левой и правой границы переходной зоны на вогнутой теплоотдающей поверхности (трубы).

$$x_o = (1.5 \cdot \rho'' / (\rho' + \rho''))^{-0.1} \quad (5)$$

$$x_{\partial k} = A \{ \rho' / (\rho W^2 \cdot d) \}^{0.25} \cdot (\rho'' / \rho')^{0.33}, \quad (6)$$

где $A = 2.7$

$$\begin{aligned} q_{кр} &= A_2 \cdot q_o \cdot (We''/1000)^{n_4} \cdot (\rho'/\rho'')^{n_5}; \\ q_{кр} &= A_3 \cdot q_1 \{ \rho'' / (\rho' - \rho'') \}^{n_6} (Re_{см}/1000)^{n_7} x^{n_8}. \end{aligned} \quad (7)$$

где $q_1 = r \cdot \rho W$

$$Re_{см} = \frac{W_{см} \cdot d}{\nu_{см}};$$

$$W_{см} = \frac{\rho W}{\rho_{см}}; \quad \rho_{см} = \frac{\rho' \cdot \rho''}{(\rho' - \rho'') \cdot x + \rho''}; \quad \nu_{см} = \frac{\nu' \cdot \rho' \cdot (1 - x) + \nu'' \cdot \rho' \cdot x}{(\rho' - \rho'') \cdot x + \rho'}.$$

Границы области перехода описаны следующими зависимостями:

при $1.0 < P < 6.0$ МПа:

$$x_{л} = 1.05 \cdot \left(\frac{\rho W^2 \cdot d}{\mu' \cdot \sigma \cdot 1000} \right)^{-0.204} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{-0.214}; \quad (8)$$

$$X_{np} = 1.18 \cdot \left(\frac{\rho W^2 \cdot d}{\rho' \cdot \sigma \cdot 1000} \right)^{-0.238} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{-0.204};$$

при $6.0 < P < 20.0$ МПа

$$X_{л} = 0.5 \cdot \left(\frac{\rho W^2 \cdot d}{\rho' \cdot \sigma \cdot 1000} \right)^{-0.28} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{-0.0119}; \quad (9)$$

$$x_{np} = 0.57 \cdot \left(\frac{\rho W^2 \cdot d}{\rho' \cdot \sigma \cdot 1000} \right)^{-0.3} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{-0.0367}.$$

Поскольку зависимости для определения КТП на вогнутых теплоотдающих поверхностях (трубы) получены на основе данных в условиях стабилизированного течения, т.е. на трубах длиной больше 0.5 м, для определения КТП в кольцевых каналах введена поправка на длину

$$KL = 1 + \exp(-z/l_p), \quad (10)$$

где z – длина до места возникновения кризиса, для равномерно-обогреваемых каналов $z = l_0$; l_p – длина релаксации.

Для определения l_p в области пузырькового режима использовалась зависимость вида:

$$l_p = 0.2/\sqrt{P}. \quad (11)$$

В области дисперсно-кольцевого режима для определения длины релаксации использовалась следующая зависимость:

$$l_p = (0.2 \cdot (1 + 2 \cdot \rho W \cdot x^3)^{0.12})/\sqrt{P}. \quad (12)$$

Анализ данных по КТП для кольцевых каналах с малым размером щели $d_r = 2 \cdot 10^{-3}$ м показал, что в области пузырькового режима наблюдается снижение значений КТП по сравнению с ожидаемыми (определенные с учетом поправочных зависимостей). Снижение КТП связано с взаимовлиянием поверхностей при достижении некоторого “предельного” размера щели.

Для учета взаимовлияния поверхностей при малых размерах щели вводится поправочная функция:

$$F_x = -(x-0.2)^2 + 0.9. \quad (13)$$

На рис. 5 в качестве примера показано сравнение расчетных (по предложенным зависимостям) и экспериментальных данных по КТП для выпуклой теплоотдающей поверхности.

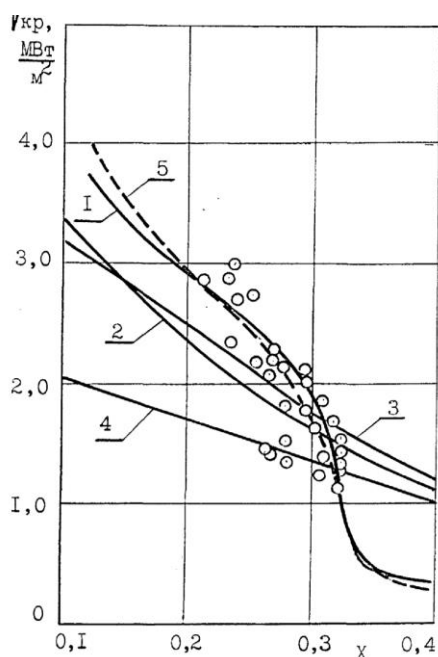


Рис. 5. Зависимость критического теплового потока от паросодержания.

Кольцевой канал с внутренним тепловыделением (Левитан Л.Л. и др., 1977) $P = 6,86$ МПа, $\rho W = 1100$ кг/(м²с), $d_r = 9$ мм, $l = 1,83-2,44$ м. 1 – расчет (автор); 2 – по методике Л.Л. Левитана и др. (1977); 3 – по методике Е.Д. Домашева и др. (1991); 4 – по методике О.А. Судницына (1991); 5 – расчет КТП на основе решения уравнения баланса жидкости в пленке (автор)

Точность расчета КТП по предложенным зависимостям не хуже $15 \div 20\%$, за исключением переходной зоны между дисперсно – кольцевым и дисперсным режимом, где точность расчета КТП может достигать 25% . В этой зоне наблюдается большой разброс данных, кризис характеризуется не плотностью теплового потока, а паросодержанием, при котором начинается переходная зона ($x_{л}$, $x_{пр}$). Предложенные зависимости позволяют определить КТП и границы переходных зон для выпуклых теплоотдающих поверхностей кольцевых каналов в следующем диапазоне геометрических и режимных параметров: $P = 3.0 \div 14.0$ Мпа; $\rho W = 500 \div 5000$ кг/м²с; $d_{вл}/d_{вн} = 0.15 \div 0.8$; $d_r = 2 \div 10$ мм; $-0.4 < x < 0.95$.

В третьей главе представлена методика расчета кризиса теплоотдачи для выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого твэла, пленочная модель. В качестве основы взята методика расчета кризиса теплоотдачи для вогнутой теплоотдающей поверхности пленочная модель Э.А. Болтенко (ТЭ, 2009, № 3).

Выполненный анализ данных по кризису теплоотдачи и массообменным процессам на выпуклых теплоотдающих поверхностях позволяет предположить, что развитие кризиса теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима течения связано с теми же массообменными процессами, что и на вогнутых теплоотдающих поверхностях (трубы). В частности, кризис теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима течения обусловлен истощением пленки жидкости в пристенной пленке на выпуклой теплоотдающей поверхности. Последнее положение подтверждено непосредственными измерениями расхода жидкости в пристенной пленке, текущей по выпуклой теплоотдающей поверхности обогреваемого стержня (Saito T. И др., 1978).

Характер зависимости $q_{кр} = f(x)$ для выпуклой теплоотдающей поверхности (кольцевые каналы) такой же как и для вогнутой теплоотдающей поверхности (труба) (рис. 6).

Основываясь на этих фактах, предположим, что в кольцевых каналах в области дисперсно-кольцевого режима течения справедливы следующие положения:

1. Существует некоторая область значений плотностей тепловых потоков, соответствующих $x_{кр} = \text{const}$, при которых результирующий массообмен между ядром потока и пристенной пленкой, текущей по обогреваемой поверхности, практически равен нулю.

2. В начале формирования дисперсно-кольцевого режима течения распределение жидкости между ядром потока и пристенной пленкой не зависит от плотности теплового потока.

3. Жидкость, текущая по необогреваемой поверхности на вогнутой поверхности и в ядре потока кольцевого канала, равноценны (с точки зрения массообмена с обогреваемой выпуклой поверхностью) такому же расходу жидкости в ядре потока.

4. Кривизна теплоотдающей поверхности слабо влияет на процессы массообмена.

Рассмотрим выпуклую теплоотдающую поверхность твэла и прилегающее к поверхности пространство, рис. 2. По аналогии с вогнутой теплоотдающей поверхностью запишем уравнение баланса жидкости в пристенной пленке, текущей по выпуклой обогреваемой поверхности:

$$\frac{dG_{нл}^{ен}}{dz} = (m_{оп}^{ен} - m_{м}^{ен} - m_{к}^{ен} - \frac{q^{ен}}{r}) \cdot \pi \cdot d^{ен*}; \quad (14)$$

$$\frac{dG_{нл}^{ен}}{dz} = (m_{оп}^{ен} - m_{м}^{ен}) \cdot \pi \cdot d^{ен'}, \quad (15)$$

где $G_{пл}$ – расход жидкости в пристенной пленке; $m_{оп}$ – поток массы, обусловленный выпадением капель из ядра потока; $m_{м}$ – механическим взаимодействием парового ядра с пристенной пленкой; $m_{к}$ – уносом жидкости из пленки в результате кипения пленки; $вп$ – выпуклая поверхность кольцевого канала; $вн$ – вогнутая поверхность кольцевого канала; d – диаметр.

Обозначив результирующую составляющую массообмена между ядром потока и пристенной пленкой, текущей по выпуклой обогреваемой поверхности

$$J^{ен} = m_{оп}^{ен} - m_{м}^{ен} - m_{к}^{ен}, \quad (16)$$

запишем уравнение (14) в виде

$$\frac{1}{\pi \cdot d^{ен}} \cdot \frac{dG_{нл}^{ен}}{dz} = J^{ен} - \frac{q^{ен}}{r}. \quad (17)$$

Проинтегрировав его от начала возникновения дисперсно-кольцевого режима течения до рассматриваемого сечения, получим

$$G_{нл}^{ен} = G_{нл\delta к}^{ен} - \int_{z\delta к}^z \pi \cdot d^{ен} \cdot \frac{q}{r} \cdot dz + \int_{z\delta к}^z \pi \cdot d^{ен} \cdot J^{%о*} \cdot dz. \quad (18)$$

Для решения этого уравнения необходимо знать поток $J_{вп}$, границу возникновения дисперсно-кольцевого режима $z_{\delta к}$ и расход жидкости в пленке на выпуклой поверхности в этом сечении $G_{пл}$.

Используя предположение об отсутствии массообмена между ядром потока и выпуклой обогреваемой поверхностью при кризисе теплоотдачи, происходящем при $x_{кр} = x_{гр}$, и условие $G_{пл}|_{x = x_{кр}} = 0$, определим расход жидкости, текущей в пленке в начале формирования дисперсно-кольцевого режима течения. Из уравнения баланса при указанных условиях имеем

$$G_{нл\delta к}^{ен} = G \cdot (x_{зр}^{ен} - x_{\delta к}). \quad (19)$$

Подставив (19) в уравнение (18) и приведя последнее к безразмерному виду, получим

$$\psi^{en} = X_{zp}^{en} - X_{\partial k} - \int_x^x dx^{en} - \int_x^x \frac{dE^{en}}{dx} \cdot dx^{en}, \quad (20)$$

где $X_{гр}$ – граничное паросодержание, дк – дисперсно-кольцевой, пл – пленка, dE/dX – интенсивность результирующего массообмена между ядром и пристенной пленкой, X – паросодержание.

Полученное уравнение позволяет определить расход жидкости в пристенной пленке на выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевого канала при равномерном тепловыделении в твэле. Для вогнутой теплоотдающей поверхности показано (Болтенко Э.А ТЭ, 2009, № 3), что интенсивность суммарного массообмена однозначно связана с режимными параметрами и плотностью критического теплового потока $dE / dx = f(P, \rho W, x, q)$. Предположим, что это справедливо и для выпуклой поверхности. В таком случае производную dE/dx , характеризующую интенсивность процессов массообмена на выпуклой поверхности в линейном приближении запишем в следующем виде:

$$\frac{dE}{dx} = \frac{(1 - x_{кр} - E_{\partial k})}{x_{кр} - x_{\partial k}}. \quad (21)$$

Для определения расхода жидкости в пленке, как следует из уравнения (20), необходимы данные по граничным условиям $E_{\partial k}$, $x_{\partial k}$ и по суммарной интенсивности массообмена, dE/dx . Интенсивность суммарного массообмена $dE / dx = f(P, \rho W, x, q)$ определяется на основе данных по кризису теплоотдачи на выпуклой теплоотдающей поверхности (кольцевые каналы). В первом приближении dE/dx для выпуклой поверхности может быть определена по зависимостям полученным для вогнутой поверхности (кривизна поверхности не учитывается).

При проведении расчетов в качестве определяющего геометрического размера используется гидравлический диаметр кольцевого канала. Граница начала дисперсно-кольцевого режима определяется по зависимостям, рассмотренным в работе Э.А. Болтенко (ТЭ, 2009, № 3). Зависимость граничного паросодержания $x_{грпл}$ от режимных параметров для удобства выполнения расчетов аппроксимирована по данным В.Е. Дорошука и др. (ТЭ, 1977, № 6) в виде:

$$X_{zp}^{en} = 1 - E_{\partial k} \cdot \left(\frac{d^{en}}{8} \right)^{0.15} \cdot \left(\frac{1.55}{W} + 0.63 \right), \quad (22)$$

где $E_{\partial k}$ – доля жидкости в ядре потока в начале формирования дисперсно-кольцевого режима течения для вогнутой теплоотдающей поверхности (труба).

Сравнение расчетных значений доли жидкости в пристенной пленке на выпуклой теплоотдающей поверхности с экспериментальными данными, полученными в работе Т. Saito и др. (1978), показано на рис. 6. Опыты проведены при давлении $P = 6.86$ МПа, массовая скорость 1195 кг/м²с. Диаметр выпуклой теплоотдающей поверхности $d_{вп} = 17$ мм, диаметр вогнутой поверхности 26 мм. Тепловой поток на выпуклой теплоотдающей поверхности $0,85$ МВт/м². Как видно из рис. 6 экспериментальные и расчетные значения доли жидкости в пленке достаточно близки.

С учетом того, что процессы массообмена между ядром потока и выпуклой поверхностью аналогичны процессам массообмена между ядром потока и вогнутой поверхностью, воспользуемся зависимостью для определения дополнительной составляющей орошения, обусловленной переходом на более низкий тепловой поток, полученной для вогнутой поверхности (Болтенко Э.А., ТЭ, 2009, № 3).

$$\Delta J = 0.124 \cdot (C - C') \cdot \left(\frac{\sigma}{\sqrt{\mu' \mu'' V''}} \right)^{1.5} \cdot (\rho' / \rho'')^{0.2}. \quad (23)$$

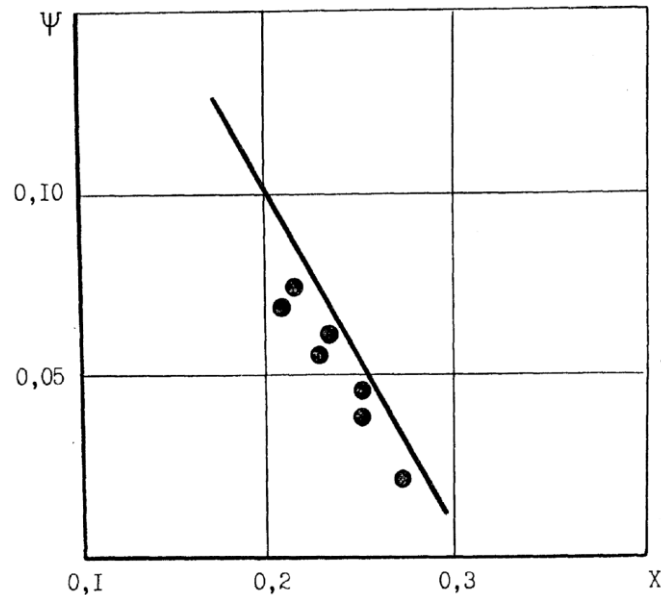


Рис. 6. Зависимость доли жидкости в пленке, текущей по обогреваемому стержню кольцевого канала, от паросодержания (Saito T. и др., 1978):
 $P = 6,86$ МПа, $\rho W = 1195$ кг/(м²с), $d_{вп} = 17$ мм, $L = 3,5$ м, $d_r = 9$ мм, $q_{вп} = 0,85$ МВт/м², $q_{вн} = 0$ – расчет на основе решения уравнения баланса жидкости в пленке (автор)

Здесь C и C' - безразмерные концентрации жидкости в ядре потока при паросодержаниях $x = x$ и $x = x'$, полученные соответственно при условии, что толщина пристенной пленки равна нулю, а скольжение капель относительно пара отсутствует: V'' – скорость пара.

$$C = (1-x) \rho'' / (\rho'' (1-x) + \rho' x). \quad (24)$$

Уравнение для определения расхода жидкости в пристенной пленке на выпуклой поверхности твэла запишем аналогично уравнению для определения пленки на вогнутой поверхности [6]:

$$\psi^{en} = x_{zp}^{en} - x_{dk} - \int_{x_{dk}}^x dx^{en} - \int_{x_{dk}}^x \left(\frac{dE^{en}}{dx} - \frac{\Delta J r}{1000q} \right) dx^{en}, \quad (25)$$

где x_{zp}^{en} – граничное паросодержание на выпуклой теплоотдающей поверхности, dk – дисперсно-кольцевой; $\frac{dE^{en}}{dx}$ – интенсивность результирующего массообмена между ядром потока и пристенной пленкой на выпуклой поверхности; x – паросодержание.

Известно, что условием возникновения кризиса теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима на выпуклой теплоотдающей поверхности является полное истощение пристенной пленки. Следовательно, уравнение баланса жидкости в пленке с учетом зависимости дл определения дополнительного орошения (25) может быть использовано для определения условий наступления кризиса теплоотдачи на выпуклой теплоотдающей поверхности

Решив уравнение (25) при условии $\psi = 0$, получим условие наступления кризиса при заданных режимных параметрах и плотности теплового потока на теплоотдающей стенке.

На рис. 5, 7 приведены примеры расчета КТП в области дисперсно-кольцевого режима на выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевых каналов. Расчет выполнен на основе решения уравнения баланса жидкости в пристенной пленке (26). Как видно, во всей области дисперсно-кольцевого режима расчетные и экспериментальные значения КТП вполне удовлетворительно совпадают.

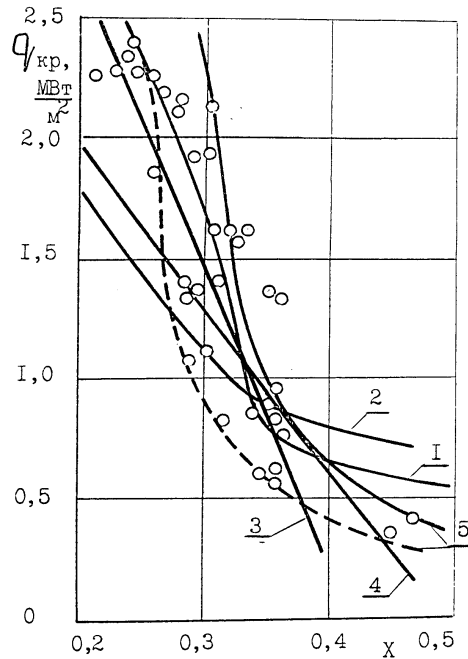


Рис. 7. Зависимость критического теплового потока от массового паросодержания. Кольцевой канал с внутренним тепловыделением (Левитан Л.Л. и др., 1977): $P = 6,86$ МПа, $\rho W = 2150$ кг/(м²с), $d_r = 4$ мм, $l = 0,73$ м; 1 – расчет (автор); 2 – по методике Л.Л. Левитана и др. (1977); 3 – по методике Е.Д. Домашева (1991); 4 – по методике О.А. Судницына (1991); 5 – расчет КТП на основе решения уравнения баланса жидкости в пленке (автор).

Для решения уравнения (25) при наличии на теплоотдающей поверхности необогреваемых участков необходимы зависимости для определения расхода жидкости в пристенной пленке для гидродинамически равновесного распределения фаз. Гидродинамически равновесные распределения фаз являются предельными потенциально достижимыми состояниями, к которым стремится дисперсно-кольцевой поток при известных режимных параметрах. Для разработки зависимости для расчета равновесных относительных расходов жидкости в пленке $\Psi = G_{пл}/G$ на вогнутой поверхности (трубы) использованы данные Б.И. Нигматулина и др.

В результате обработки данных получена зависимость для определения расхода жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси воды и хладона на вогнутой поверхности (трубы).

В результате обработки данных получены следующие зависимости:

$$\psi = 0.26 \cdot (We/1000)^{-0.38} \cdot (\mu'/\mu'')^{-0.34} \cdot (\rho'/\rho'')^{0.26}$$

при $We < 1.1$

$$\psi = 0.27 \cdot (We/1000)^{-0.78} \cdot (\mu'/\mu'')^{-0.064} \cdot (\rho'/\rho'')^{0.063};$$

при $We > 1.1$, где $We = W'' \cdot d \cdot \rho'' / \sigma$.

(26)

Зависимость (26) позволяет определить расход жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси воды и хладона-12 на вогнутой поверхности трубы.

Диапазон применимости: $P = 0.5 \div 15.0$ МПа, $\rho W = 250 \div 4000$ кг/м² с, $d = 8 \div 16$ мм.

На рис. 8 приведено сравнение расчетных значений доли жидкости в пленке и экспериментальных значений, полученных в работе В.И. Милашенко и др., 1985г. Вода, $P = 9,8$ МПа, $d = 13,4$ мм, $\rho W = 1500$ кг/м²с.

Расходы жидкости в пленке измерены для гидродинамически равновесной пароводяной смеси. Там же приведены расчетные значения ψ , полученные по зависимостям из этой же работы.

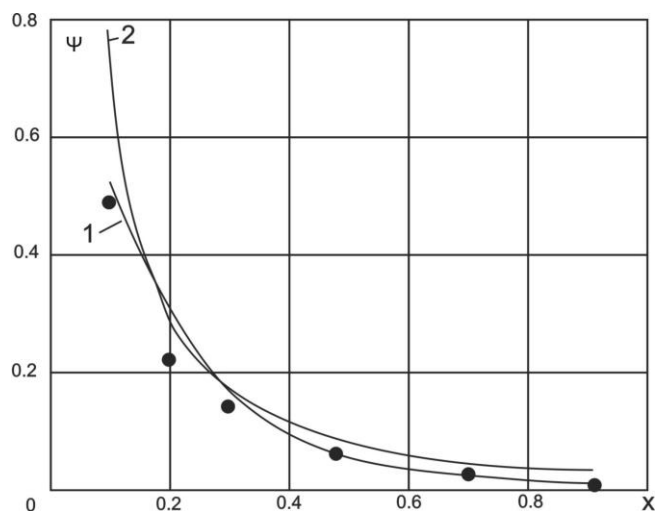


Рис. 8. Экспериментальные данные по распределению жидкости в пристенной пленке при гидродинамически равновесном состоянии.

Данные В.И. Милашенко до 1985 г. Вода, $P = 9,8$ МПа, $d = 13,4$ мм, $\rho W = 1500$ кг/м²с:
 1 – расчет по зависимости из работы Милашенко В.И.; 2 – расчет по зависимости (26)

В четвертой главе приведены результаты расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами. В основу методики положена одностержневая модель (эквивалентный кольцевой канал), в которой межтвэльное пространство моделируется кольцевым зазором, а внутритвэльное – внутритрубным пространством, рис. 2. Методика базируется на зависимостях и расчетных соотношениях представленных в главах 1, 2, 3.

В ТВС со стержневыми твэлами скоростной режим около стержней примерно одинаков, а условия теплоотвода близки. Для таких каналов перед определением температурных режимов определяют межканальное распределение теплоносителя. Для ТВС с трубчатыми твэлами необходимо решать задачу не только межтвэльного, но и внутритвэльного распределения теплоносителя. Температурный режим твэлов и распределение расходов в межтвэльном и внутритвэльном пространстве определяют совместно. Для определения расходов теплоносителя в межтвэльном (кольцевой зазор) и внутритвэльном пространстве (труба) необходимо уметь определять потери давления в кольцевом зазоре и трубе при различных режимах течения теплоносителя. При определении потерь давления использовались методики, описанные в работе Н.В. Тарасовой (1965). Проверка методики проведена на экспериментальных данных, полученных на кольцевых щелях с эквивалентным диаметром $d_r = 2 \div 4$ мм, $d_{вп}/d_{вн} = 0.7 \div 0.86$. Диапазон режимных параметров: $x_{вых} = -0.5 \div 0.5$, $P = 7.0 \div 12.0$ МПа, $\rho W = 500 \div 1000$ г/м²с. Наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных значений потерь давления.

Распределение расходов теплоносителя по внутритвэльному и межтвэльному пространству для заданного суммарного расхода теплоносителя определялось при условии равенства перепада давления по длине кольцевой щели и трубы. При расчете температурных режимов теплоотдающих поверхностей и максимальной температуры твэла рассматривались пять областей с различными теплопроводностями и тепловыделением: внутреннюю оболочку, внутренний контактный слой, топливо, внешний контактный слой, внешнюю оболочку и расчетные области для теплоносителя на выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях твэла (рис. 9).

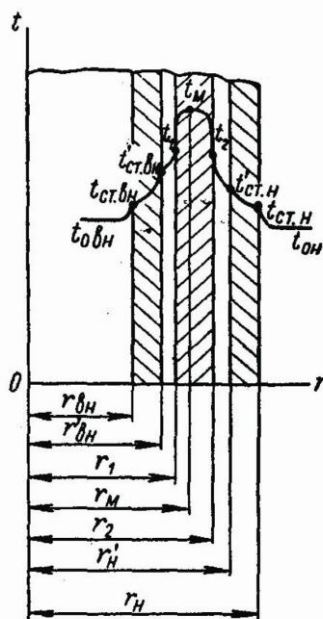


Рис. 9. Схема передачи тепла в тепловыделяющем элементе в трубчатом твэле (двухсторонний теплосъем)

Принимается, что теплоотдача на выпуклой и вогнутой поверхностях характеризуется соответственно температурами теплоносителя $t_{обвн}$ и $t_{он}$ и коэффициентами теплоотдачи $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{н}$. Изотерма с максимальной температурой t_m будет располагаться внутри слоя топлива на некотором радиусе r_m , причем эта изотермическая поверхность будет соосна с границами раздела слоев.

Методика расчета теплогидравлических характеристик РУ с трубчатыми твэлами (одноствержневая модель) реализована в программе FUTEI (Fuel Tube with External and Internal Cooling). В результате расчета определяются следующие величины: расход теплоносителя в кольцевой щели G_k и трубе $G_{тр}$, потери давления на канале, температуры вогнутой $t_{ст.вн}$ и выпуклой $t_{ст.вп}$ теплоотдающих поверхностей, максимальная температура твэла при номинальном режиме t_m . Блок-схема расчета теплогидравлических характеристик трубчатого твэла представлена на рис. 10.

Полученные в результате расчета расходы воды в кольцевой щели и трубе, а также профиль теплового потока на выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях служат исходными данными для расчета запасов до кризиса теплоотдачи на соответствующих теплоотдающих поверхностях.

Для расчета теплогидравлических характеристик РУ с трубчатыми твэлами и их сравнительного анализа с характеристиками стержневых твэлов, применяемых в настоящее время в водо-водяных РУ, использовались характеристики трубчатого твэла ТВС 12 x 12 (Блинков В.Н. и др., 2010).

Выполнен расчет максимальных температур стержневого и трубчатого твэла. Значения температур оболочки на внутренней поверхности для стержневого твэла средней нагрузки $t_{вн\ ср(z)}$ и для максимально нагруженного твэла $t_{вн\ max(z)}$ по высоте канала приведены в табл. 1.

Таблица 1

Z, м	-1,75	-1,5	-1,0	-0,5	0	0,5	1,0	1,5	1,75
$t_{вн\ ср(z)}$, °C	328	454	702	954	1040	967	758	496	361
$t_{вн\ max(z)}$, °C	363	521	1221	1690	1856	1730	1280	590	422

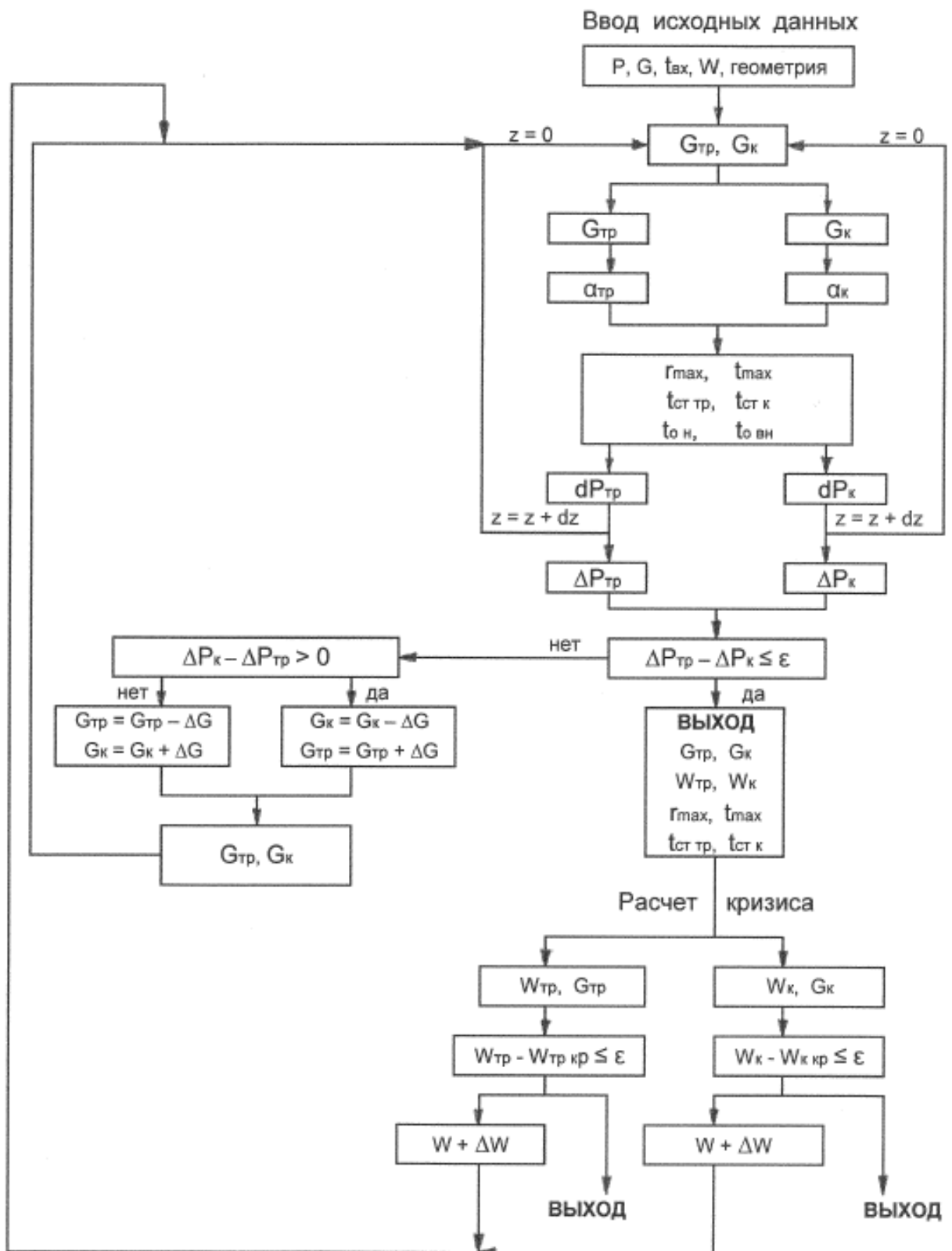


Рис.10. Блок-схема расчета теплогидравлических характеристик трубчатого твэла

Расчет максимальной температуры трубчатого твэла (одностержневая модель ТВС) проведен для номинальной мощности $W_{ном}$, для $W = 1,5 W_{ном}$ и $W = 2 W_{ном}$. Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

№	W, кВт	t_m , °C	U, м/с	ΔP , МПа
1	72	546	5,7	0,058
2	108	648	8,5	0,129
3	144	744	11,3	0,217

На рис. 11, заимствованном из работы В.Н. Блинков и др. (2010), показано распределение температуры по сечению стержневого и трубчатого твэлов для оптимизированной сборки 13*13 с трубчатыми твэлами при различных уровнях линейной мощности. Как видно из рисунка, температура топлива при повышенной в 1,5 раза мощности активной зоны не превышает 900 °C, при номинальной мощности – 750 °C. Таким образом, максимальная температура топлива значительно понижается (примерно на 1500 °C) при сопоставимой мощности.

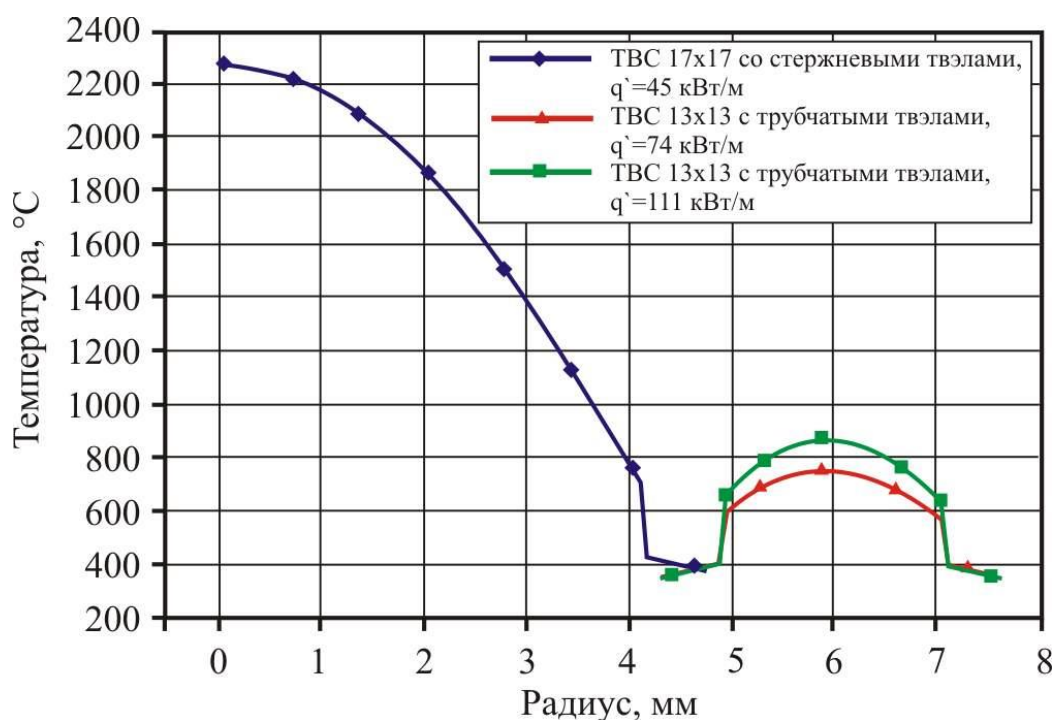


Рис.11. Распределение температуры по сечению стержневого и трубчатых твэлов (Блинков В.Н. и др., 2010)

На основе модели эквивалентного кольцевого канала по программе FUTEI выполнен расчет запасов до кризиса теплоотдачи для трубчатого твэла при номинальной (100%) и повышенной (150%) мощности. На основе расчета показано, что запасы до кризиса теплоотдачи для трубчатого твэла значительно (более чем в два раза) превышают таковые для стержневого твэла. Таким образом, РУ с трубчатыми твэлами имеют большие потенциальные возможности для повышения энергонапряженности и безопасности. Оценки показывают, что, например, мощность РУ ВВЭР может быть повышена до 2000 МВт (используется тот же корпус). При этом максимальная температура твэл на 1500–1000 °C ниже, чем в ТВС со стержневыми твэлами при номинальной мощности. Запасы до кризиса в сборке при увеличенной в два раза тепловой мощности также значительны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами (модель эквивалентного кольцевого канала). Методика расчета ТГХ ТВС с трубчатыми твэлами реализована в программе FUTEI (Fuel Tube with External and Internal Cooling).

Для реализации методики расчета теплогидравлических характеристик ТВС с трубчатыми твэлами разработаны:

1) методика расчета критических тепловых потоков на выпуклой теплоотдающей поверхности трубчатого твэла. Методика справедлива в следующем диапазоне геометрических и режимных параметров. $P = 3.0 \div 14.0$ МПа, $\rho W = 500 \div 5000$ кг/м²с, $d_{вп}/d_{вн} = 0.15 \div 0.8$, $d_r = 2 \div 10$ мм, $-0.4 < x < 0.95$;

2) методика расчета расхода жидкости в пристенной пленке в области дисперсно-кольцевого режима течения на выпуклой поверхности трубчатого твэла;

3) методика определения кризиса теплоотдачи на выпуклой поверхности твэла при равномерном и неравномерном тепловыделении в том числе и при наличии необогреваемых участков на теплоотдающей поверхности (пленочная модель).

2. Получены зависимости для определения расхода жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси. Зависимости получены на основе обработки известных экспериментальных данных (Б.И. Нигматулин, Э.А. Болтенко) по расходам жидкости в пристенной пленке при течении гидродинамически равновесной двухфазной смеси применительно к вогнутой поверхности. Зависимости позволяют определить расход жидкости в пристенной пленке в условиях гидродинамически равновесного течения двухфазной смеси воды и хладона-12 на вогнутой поверхности трубы. Диапазон применимости: $P = 0.5 \div 15.0$ МПа, $\rho W = 250 \div 4000$ кг/м²с, $d = 8 \div 16$ мм.

Список основных публикаций по теме диссертации

Научные статьи, опубликованные в рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК:

1. Шпаковский А.А. Кризис теплоотдачи и распределение жидкости между ядром потока и пристенными пленками в узких щелевых каналах / Э.А. Болтенко, А.А. Шпаковский // Теплоэнергетика. – 2010. – № 3. – С. 52-59.

2. Шпаковский А.А. Методика расчета кризиса теплоотдачи в области дисперсно-кольцевого режима на теплоотдающих поверхностях твэла с двухсторонним теплосъемом / Э.А. Болтенко, С.Э. Тарасевич, А.А. Шпаковский // Тепловые процессы в технике. – 2010. – Т. 2, № 6. – С. 256-261.

Работы, опубликованные в других изданиях:

3. Шпаковский А.А. Интенсификация теплосъема в теплопередающих устройствах на основе использования закрученного и транзитного потоков / Э.А. Болтенко, А.А. Шпаковский // Труды научно-технической конференции «Проблемы термоядерной энергетики и плазменные технологии» 17-18 сентября 2009 г., Москва. – М.: Издат. дом МЭИ, 2009. – С.129-132.

4. Шпаковский А.А. Повышение эффективности тепловыделяющих сборок реакторных установок на основе использования альтернативных схем теплосъема. / Э.А. Болтенко, С.Э. Тарасевич, А.А. Шпаковский // Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: труды VIII школы-семинара молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова. Казань, Россия, 16-18 октября 2012 г. С. 296-298.

Подписано к печати
Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Печать цифровая.
Усл. печ. л. . Тираж . Заказ .

Издательство Казанского государственного технического университета
(КНИТУ-КАИ)
Копи-центр КНИТУ-КАИ. 420111, Казань, К. Маркса, 10