

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА НА ВЕРТИКАЛЬНОМ МНОГОРЯДНОМ КОРИДОРНОМ ПУЧКЕ СЛАБОНАКЛОНЕННЫХ ЗМЕЕВИКОВЫХ ТРУБ

**Г.И. Тарасов, А.Н. Синицын, В.А. Бабин, М.А. Большухин,  
С.Г. Антипин, А.В. Белин, А.Г. Васяткин**  
*ОАО «ОКБМ Африкантов», г. Н. Новгород*



Представлены результаты экспериментальных исследований и обобщения опытных данных по интенсивности теплоотдачи при полной конденсации нисходящего потока насыщенного водяного пара на наружной поверхности вертикального многорядного коридорного пучка слабонаклоненных змеевиковых труб при давлении конденсирующегося пара 0,2–2,0 МПа.

**Ключевые слова:** конденсация, пар, модельный теплообменник.  
**Key words:** condensation, steam, model heat exchanger.

Процессы конденсации пара широко используются в теплообменных аппаратах промышленных и атомных энергетических установок. Имеющиеся исследования конденсации пара на наружной поверхности теплообменных труб, в основном, посвящены изучению конденсации пара на одиночных горизонтальных трубах и относительно малорядных прямотрубных пучках горизонтальных труб.

При конструктивном исполнении теплопередающей трубчатки теплообменных аппаратов в виде многорядного вертикального коридорного пучка змеевиковых труб теплотехнической информации по конденсации нисходящего потока насыщенного пара в межтрубном пространстве (МТП) такого пучка в настоящее время в известной нам литературе и нормативных документах не имеется. Известные данные по прямотрубным пучкам горизонтальных труб не могут, естественно, отражать влияния на теплоотдачу конденсирующегося пара всех факторов, характерных для реальных условий конденсации на пучках слабонаклоненных змеевиковых труб. В связи с этим экспериментальное исследование и обобщение опытных данных по интенсивности теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности змеевиковой трубчатки кожухотрубных теплообменников является необходимым этапом изучения теплоотводящей способности такой трубчатки.

---

© Г.И. Тарасов, А.Н. Синицын, В.А. Бабин, М.А. Большухин, С.Г. Антипин, А.В. Белин, А.Г. Васяткин, 2010

На теплофизическом стенде ОКБМ выполнены экспериментальные исследования теплоотдачи при конденсации пара в модельном коридорном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб в условиях полной конденсации в нем насыщенного пара при изменении его давления в диапазоне 0,2–2 МПа.

Герметичный пароконденсационный контур теплофизического стенда содержал генератор пара (ГП), модель кожухотрубного теплообменника (ТО), а также паровой и конденсатный тракты естественной циркуляции, сообщающие ГП и ТО. Насыщенный пар, поступавший в ТО, генерировался электронагревателями, погруженными под уровень подкипающей воды, находящейся в ГП. В стенде имелся автономный контур системы охлаждения ТО. На рисунке 1 представлена исследовавшаяся модель кожухотрубного ТО со змеевиковой трубчаткой. Насыщенный пар из ГП по паропроводящей трубе поступал сверху в МТП змеевиковой трубчатки модельного теплообменника (МТО), конденсировался в нем и в виде конденсата в режиме естественной циркуляции по конденсатоотводящей трубе, имитирующей нижнюю часть ТО, возвращался под уровень воды, находящейся в ГП. Охлаждающая вода с температурой 60–80°C насосом принудительно подавалась сверху в МТО и опускалась по окруженным обечайкой трубам в ее нижнюю часть, из которой поступала во внутритрубное пространство (ВТП) змеевиковой трубчатки, поднималась, нагреваясь, по змеевикам вверх и поступала на всас насоса системы охлаждения МТО.

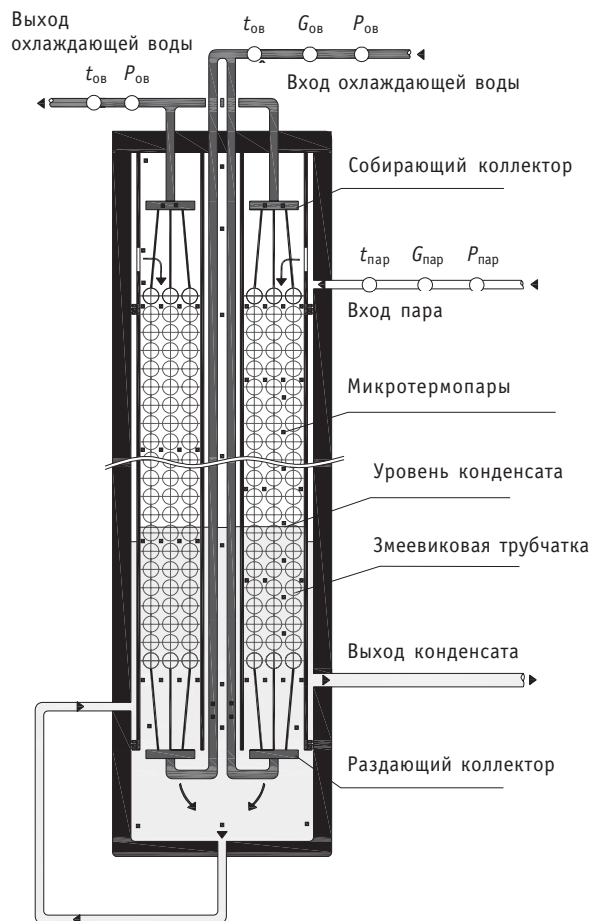


Рис. 1. Модельный теплообменник, оснащенный средствами измерения режимных параметров:  $t$ ,  $P$ ,  $G$  – датчики температуры, давления и расхода соответственно; ■ – микротермопары в МТП МТО

При выполнении экспериментальных исследований измерялись массовые расходы генерируемого пара и охлаждающей воды, поступающие в МТО, а также уровень конденсата в МТП змеевиковой трубчатки. Давление пара, составлявшее 0,2–2,0 МПа, измерялось в ГП и поверялось по измеряемой температуре насыщенного пара, поступающего в МТП змеевиковой трубчатки МТО. Давление охлаждающей воды измерялось на входе в МТО и поддерживалось близким к 3 МПа для обеспечения однофазного состояния воды в змеевиковой трубчатке. Температура пара на входе в МТО измерялась стандартизированной термпарой, а температуры пара и конденсата по высоте и радиусу МТП змеевиковой трубчатки измерялись 56-ю микротермопарами с индивидуальной градуировкой. Температура охлаждающей воды на входе и выходе МТО измерялась стандартизованными термпарами, а температура воды на входе и выходе ВТП змеевиковой трубчатки измерялась четырьмя термпарами с индивидуальной градуировкой. Погрешности средств измерения определяющих режимных параметров составляли: массовых расходов рабочих сред, поступающих в МТО, 2%; температуры рабочих сред в МТП и ВТП МТО  $\pm 1^\circ\text{C}$ ; давление поступающего пара в МТО  $\pm 3,5$  кПа. Размещение средств измерений (расходомеров ( $G$ ), датчиков давления ( $P$ ) и микротермопар ( $t$ ), расположенных внутри и вне МТО) приведено на рис. 1.

В качестве модели верхней части кожухового ТО использовался двухсекционный теплообменник, теплопередающая трубчатка которого была выполнена из восьми теплообменных трубок, образующих три вертикальных ряда по ширине и 30 рядов по высоте коридорного пучка змеевиковых трубок. Теплообменные змеевиковые трубки с вертикальной осью навивки, изготовленные из стали 08Х18Н10Т, имели наружный диаметр 0,022 м и внутренний 0,015 м. Вертикальный и горизонтальный шаги в коридорном пучке змеевиковых труб с вертикальной осью навивки составляли 0,024 м и 0,026 м соответственно. Средний диаметр навивки змеевиковых теплообменных трубок в первом ряду коридорного пучка составлял 0,284 м, во втором ряду 0,336 м, в третьем ряду 0,388 м. Средний угол наклона к горизонту винтовой оси змеевиковых трубок в исследовавшемся теплообменном пучке составлял  $3,5^\circ$ .

При совместном функционировании генератора пара и системы охлаждения МТО создавались стационарные режимы с различным уровнем конденсата в МТП МТО. При выполнении экспериментальных исследований число рядов змеевиковых трубок, обтекаемых нисходящим потоком насыщенного пара, варьировался от 10-ти до 30-ти путем поддержания соответствующего положения уровня конденсата в МТП змеевиковой трубчатки МТО. Поддержание контролируемого уровня конденсата в МТП змеевиковой трубчатке обеспечивало полную конденсацию нисходящего потока пара, поступающего в МТО. При проведении экспериментов в условиях полной конденсации пара мощность теплоотвода в конденсационной зоне змеевиковой трубчатки при изменении в ней уровня конденсата и давления поступающего пара составляла 60–180 кВт.

Теплофизическая сущность экспериментального определения коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пара могла бы заключаться в непосредственном определении отношения плотности теплового потока  $q$  к разности температур  $t_s - t_w$  между теплоподводящей конденсирующейся средой и поверхностью конденсации:

$$\alpha_k = q / (t_s - t_w), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \quad (1)$$

Однако реализовать такой методологический подход при проведении экспериментов не представлялось возможным из-за отсутствия в МТО термоэлектрических датчиков (микротермопар) для измерения температуры наружной теплообмен-

ной поверхности змеевиковых труб, контактирующей с конденсирующимся паром, находящимся в межтрубном пространстве МТО. В разработанном алгоритме обработки теплотехнической информации интенсивность конденсации пара определялась косвенным (опосредованным) путем исходя из измеряемых значений интегральных характеристик МТО (массовых расходов, давлений, уровня конденсата и температур теплообменивающихся сред) с последующим вычислением на их основе значений теплотехнических характеристик конденсационной зоны в МТП МТО: поверхности конденсации, отводимой от нее мощности, среднелогарифмического температурного напора, коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи охлаждающей воды.

В конечном счете, в соответствии с методологией теплотехнических расчетов, значения средних коэффициентов теплоотдачи конденсирующегося пара в МТП змеевиковой трубчатки МТО определялись из общеизвестного выражения, использующегося для вычисления коэффициента теплопередачи через цилиндрическую стенку трубы, в следующем виде:

$$\alpha_{\text{МТП}} = \frac{1}{\frac{1}{K} \left[ \frac{d_{\text{н}} \cdot \ln(d_{\text{н}}/d_{\text{вн}})}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} + \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}} \cdot \alpha_2} \right]}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (2)$$

где  $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}}$ , м – наружный и внутренний диаметры теплообменных трубок;  $\lambda_{\text{ст}}$ , Вт/(м·°C) – коэффициент теплопроводности стенки теплообменных трубок, определявшийся при средней температуре стенки;  $K$ ,  $\alpha_2$ , Вт/(м²·°C) – вычислявшиеся на основе опытных данных коэффициент теплопередачи змеевиковой трубчатки и средний коэффициент теплоотдачи охлаждающей воды внутри змеевиков над уровнем конденсата в МТП МТО.

При выполнении теплотехнических исследований режим течения охлаждающей воды внутри теплообменных трубок змеевикового пучка поддерживался турбулентным. Средний коэффициент теплоотдачи охлаждающей воды  $\alpha_2$  вычислялся при определяющих режимных параметрах с учетом радиуса кривизны и вертикального шага навивки змеевиковых трубок с использованием критериальных соотношений для криволинейных каналов, представленных в [1].

Результаты экспериментов по определению интенсивности конденсации пара в МТП пучка змеевиковых труб в критериальном виде представлены на рис. 2. Сплошная, штриховая и штрихпунктирная кривые, представленные на этом рисунке, являются графическими зависимостями, осредняющими опытные данные при давлении конденсирующегося пара 0,2, 0,5 и 2,0 МПа соответственно.

Вычисление чисел Нуссельта  $\overline{\text{Nu}} = \alpha_{\text{МТП}} \cdot d_{\text{н}}/\lambda_s$ , характеризующих в критериальной форме интенсивность конденсации пара, осуществлялось на основе опытно определенных средних коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{\text{МТП}}$ , наружного диаметра теплообменных трубок  $d_{\text{н}}$  и коэффициента теплопроводности пленки конденсата  $\lambda_s$ , принимавшегося при температуре насыщения  $t_s$ . Поскольку число Нуссельта  $\overline{\text{Nu}}$  при  $d_{\text{н}} = \text{const}$  и  $\lambda_s \approx \text{idem}$  (при  $P = 0,2\text{--}2,0$  МПа) прямо пропорционально среднему коэффициенту теплоотдачи  $\alpha_{\text{МТП}}$ , то нижеприведенный анализ особенностей конденсации пара в МТП МТО выполнялся на основе общепринятого расчетного теплотехнического параметра – среднего коэффициента теплоотдачи.

Из данных, представленных на рис. 2, видно, что величина среднего коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пара в МТП змеевиковой трубчатки МТО существенно снижается с ростом числа рядов змеевиковых труб, а следовательно, с увеличением высоты зоны конденсации над уровнем раздела фаз в коридорном

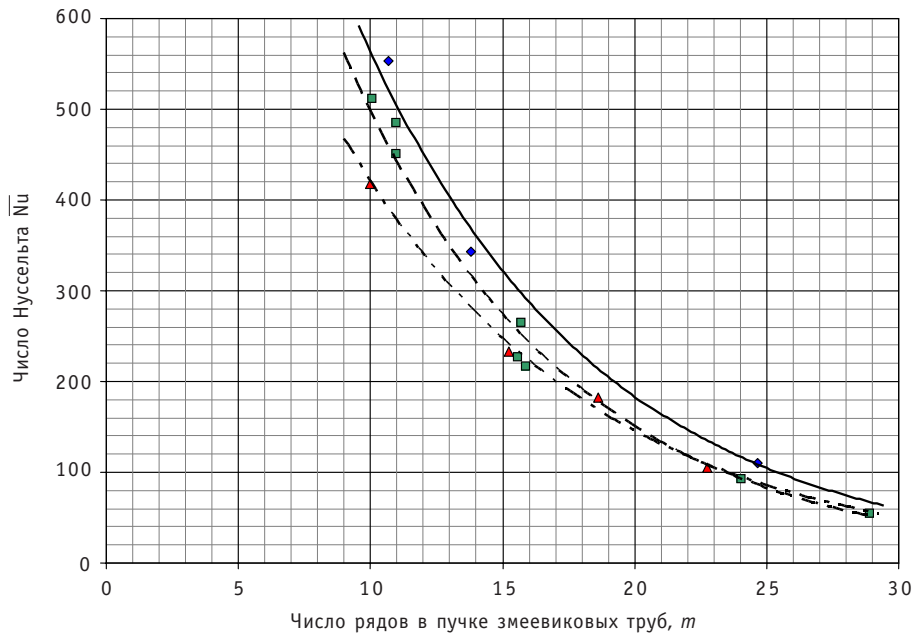


Рис. 2. Зависимость числа Нуссельта  $\overline{Nu}$  при конденсации пара на наружной поверхности коридорного пучка слабонаклоненных змеевиковых труб МТО от числа рядов в пучке при полной конденсации в нем нисходящего потока пара при давлении 0,2 (♦), 0,5 (■), 2,0 (▲) МПа

пучке при полной конденсации в нем нисходящего потока насыщенного пара. Такое существенное снижение величины коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пара в МТП МТО обусловлено тем, что в многорядных пучках конденсат с трубок, расположенных в верхних рядах, стекает на нижерасположенные трубки. Поэтому толщина пленки образующегося конденсата на наружной поверхности трубок второго и находящихся ниже рядов по ходу нисходящего потока значительно возрастает, что приводит к существенному снижению порядного, а следовательно, и среднего по высоте трубчатки коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пара.

При прочих равных условиях, согласно опытным данным, имелось некоторое различие значений коэффициентов теплоотдачи при варьировании давления от 0,2 до 2,0 МПа, достигающее ~20%. С понижением давления пара в МТО наблюдалось некоторое повышение средних коэффициентов теплоотдачи конденсирующегося пара в МТП змеевиковой трубчатке МТО. Это могло определяться совокупным воздействием следующих режимных факторов.

При пленочной конденсации пара коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{МТП}}$  пропорционален  $r^{0,25}$ , где  $r$  – теплота фазового перехода [2]. При давлении пара 0,2 МПа теплота фазового перехода  $r$  на ~16% выше, чем при давлении пара 2 МПа, что влияло на увеличение интенсивности теплоотвода при конденсации пара низкого давления. Кроме того, основные особенности процесса конденсации пара в многорядном змеевиковом пучке обусловлены не только последовательным нарастанием расхода и толщины пленки стекающего конденсата с трубы на трубу, но и динамическим воздействием нисходящего потока пара на образующуюся пленку конденсата. Динамическое воздействие определяется величиной скорости движения поступающего потока пара в кольцевых зазорах между витками трубного пучка и снижением ее по высоте пучка из-за порядной конденсации в нем пара. При больших скоростях пара стекающие капли конденсата могут частично уноситься па-

ром в межтрубные зазоры, что обуславливает неполное поступление их на ниже лежащие трубы и уменьшает интенсивность «обволакивания» этих труб конденсатом. В экспериментах скорости потока пара в межтрубном пространстве первого ряда змеевикового пучка при давлении пара 0,2, 0,5, 2,0 МПа составляли соответственно 2,3–2,6, 1,4–1,7, 0,73–0,83 м/с. Имевшееся различие в скоростях потока пара, по-видимому, обуславливало некоторое дополнительное повышение коэффициентов теплоотдачи при снижении давления конденсирующегося пара в исследовавшемся многорядном пучке змеевиковых труб.

При числе рядов в исследовавшемся пучке змеевиковых труб над уровнем конденсата в МТП, равном 30-ти, относительная площадь теплообменной поверхности верхних коллекторов трубчатки МТО по сравнению с поверхностью конденсации в МТП МТО составляла 2,3%. При числе рядов, равном 10-ти, это значение повышалась до 6,8%. Поэтому при числе рядов в пучке змеевиковых труб меньше 10-ти экспериментальных исследований интенсивности конденсации пара не проводилось из-за возможного влияния теплообменной поверхности верхних коллекторов трубчатки МТО на достоверность результатов экспериментальных исследований в относительно малорядном пучке змеевиковых труб.

Обобщение результатов экспериментального исследования осуществлялось путем сопоставления экспериментальных значений средних коэффициентов теплоотдачи конденсирующегося пара на наружной поверхности пучка змеевиковых труб МТО и расчетных значений средних коэффициентов теплоотдачи неподвижного пара, конденсирующегося на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы.

Значения средних коэффициентов теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы вычислялись при определяющих режимных параметрах, соответствующих условиям испытаний змеевиковой трубчатки МТО, по рекомендуемому соотношению, представленному в [2]:

$$\alpha_{r,тр} = 0,728 \frac{A_s}{\sqrt[4]{d_H \cdot \Delta t}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \quad (3)$$

где

$$A_s = \sqrt[4]{\frac{\lambda_s^3 \cdot r \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}{v_s}}, \text{ Вт}/(\text{м}^{1,75} \cdot ^\circ\text{С}^{0,75}). \quad (4)$$

Теплофизические свойства воды и водяного пара на линии насыщения  $\lambda_s$ ,  $r$ ,  $\rho'$ ,  $\rho''$ ,  $v_s$ , входящие в расчетный теплофизический комплекс  $A_s$ , определялись при давлении пара в МТП змеевиковой трубчатки, реализовавшемся при экспериментальных исследованиях.

Температурный перепад между конденсирующимся паром и поверхностью конденсации в формуле (3) определялся как разность температур между температурой насыщения пара в МТП и средней температурой наружной поверхности по периметру змеевиковых труб, находящихся над уровнем конденсата в МТП. Расчетная величина разности этих температур вычислялась на основе экспериментально определенных на участке конденсации значений среднелогарифмического температурного напора  $\Delta t_{\ln}$ , коэффициента теплопередачи  $k$  и коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пара  $\alpha_{МТП}$  в МТП змеевиковой трубчатки МТО согласно выражению

$$\Delta t = t_s - t_w = \Delta t_{\ln} \frac{k}{\alpha_{МТП}}, ^\circ\text{С}. \quad (5)$$



Зависимости отношения средних коэффициентов теплоотдачи конденсирующегося пара  $\alpha_{\text{МТП}}/\alpha_{\text{г.тр}}$  от числа рядов змеевиковых труб в коридорном пучке при полной конденсации в нем нисходящего потока пара при варьировании его давления в диапазоне 0,2–2,0 МПа представлены на рис. 3. Обозначив безразмерное нормирующее соотношение  $\alpha_{\text{МТП}}/\alpha_{\text{г.тр}}$  величиной  $\varepsilon$ , можно на основе опытных данных, представленных на рис. 3, получить эмпирическое выражение для вычисления изменения значений этой величины:

$$\varepsilon = \alpha_{\text{МТП}} / \alpha_{\text{г.тр}} = c \cdot e^{(-0,1042 \cdot m)}, \quad (6)$$

где  $m = 10\text{--}30$  – число рядов змеевиковых труб в коридорном пучке по ходу нисходящего потока пара над уровнем конденсата в МТП змеевиковой трубчатки МТО;  $c = 2,3$  – опытный эмпирический коэффициент, доопределяющий различие условий конденсации пара в исследовавшемся коридорном пучке змеевиковых труб и на одиночной горизонтальной трубе.

На рисунке 3 сплошной кривой отображена расчетная зависимость (6). Максимальное отклонение экспериментальных значений величины  $\varepsilon$ , представленных на рис. 3, от расчетных значений этой величины, вычисленных по соотношению (6), при варьировании давления конденсирующегося пара в диапазоне 0,2–2,0 МПа и изменении числа рядов в конденсационном коридорном пучке змеевиковых труб от 10-ти до 30-ти, не превышает 16%.

На основании вышеизложенного расчетная формула, обобщающая результаты экспериментального исследования и позволяющая вычислять изменение значений средних коэффициентов теплоотдачи нисходящего потока полностью конденсирующегося пара в коридорном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб при давлении пара 0,2–2,0 МПа и числе рядов в пучке 10–30, имеет следующий вид:

$$\alpha_{\text{МТП}} = \varepsilon \cdot \alpha_{\text{г.тр}} = c \cdot e^{(-0,1042 \cdot m)} \cdot \alpha_{\text{г.тр}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{г.тр}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C) – средний коэффициент теплоотдачи неподвижного пара, конденсирующегося на наружной поверхности одиночной трубы, вычисляемый со-

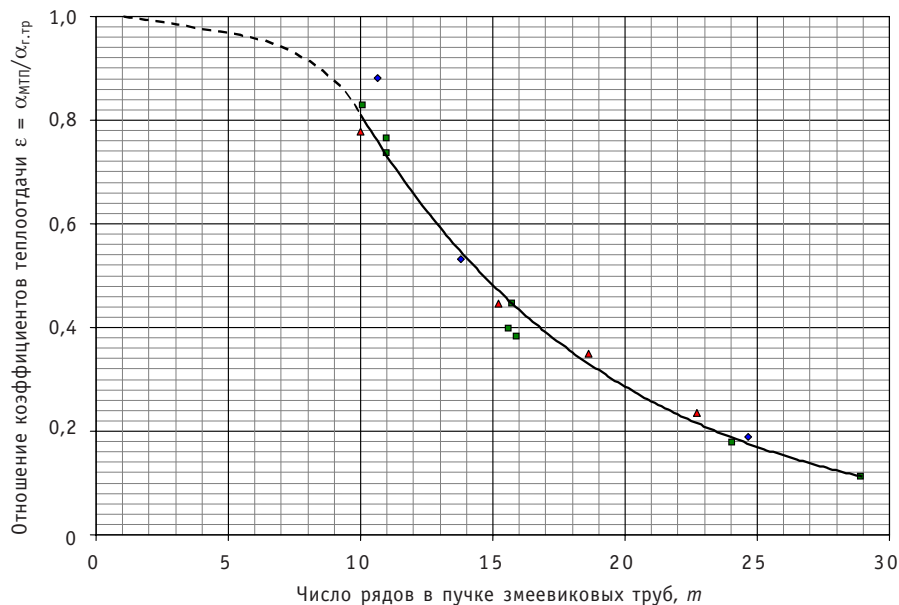


Рис. 3. Зависимость отношения средних коэффициентов теплоотдачи конденсирующегося пара  $\alpha_{\text{МТП}}/\alpha_{\text{г.тр}}$  от числа рядов в коридорном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб при изменении давления пара в диапазоне 0,2 (♦), 0,5 (■), 2,0 (▲) МПа

гласно вышеприведенным соотношениям (3), (4).

При числе рядов в коридорном пучке змеевиковых труб меньше 10-ти при выполнении теплотехнических расчетов с запасом значения величины  $\varepsilon$  можно принимать согласно штриховой кривой, приведенной на рис. 3, либо оценивать по заведомо консервативному расчетному соотношению вида

$$\varepsilon = 1,02 - 0,02 \cdot m. \quad (8)$$

Сопоставить полученные результаты экспериментальных и расчетных исследований с другими аналогичными исследованиями в настоящее время не представляется возможным из-за отсутствия таких данных в известной нам литературе. В связи с этим для подтверждения представительности полученных результатов экспериментальных исследований целесообразно сопоставить их с результатами исследований конденсации пара на многорядных пучках горизонтальных труб, поскольку характер течения нисходящего потока пара в них наиболее близок к характеру течения в исследовавшемся многорядном пучке змеевиковых труб, имевших относительно небольшой угол наклона к горизонту, равный  $3,5^\circ$ . Это сопоставление наиболее целесообразно выполнить путем сравнения относительных средних коэффициентов теплоотдачи в пучке горизонтальных и змеевиковых труб, определяемых величиной безразмерного параметра  $\varepsilon$ .

В работе [3] имеется фрагментарная ссылка, информирующая о том, что, согласно данным С.С. Кутателадзе, при конденсации пара на прямотрубном горизонтальном пучке из 12-ти рядов труб, считая сверху, значение величины  $\varepsilon$  составляло 0,45–0,53. При этом необходимо отметить, что в этой ссылке не приводятся сведения по типу пучка, его геометрическим характеристикам (диаметру труб, вертикальному и горизонтальному шагам) и давлению конденсирующегося пара в этом трубном пучке.

В работе [4] на основе теоретических исследований и опытов в ЦКТИ с горизонтальными пучками латунных труб наружным диаметром 19 мм была рекомендована графическая зависимость величины  $\varepsilon$  от изменения числа рядов в пучке в диапазоне 1–24. Согласно этой зависимости, при аналогичном числе рядов в пучке горизонтальных труб, равном 12-ти, значение величины  $\varepsilon$  составляет 0,43.

В работе [5] для относительно малорядных пучков горизонтальных труб приведено приближенное уравнение для вычисления значения величины  $\varepsilon$  в условиях частичной и полной конденсации пара в горизонтальном пучке труб следующего вида:

$$\varepsilon = \frac{1-a}{m^b} \cdot \frac{\Delta}{1-(1-\Delta)^{1-a}}, \quad (9)$$

где  $m$  – число рядов горизонтальных труб в пучке по направлению движения нисходящего потока пара;  $\Delta = G_K/G_0$  – степень конденсации пара, определяемая отношением количества сконденсировавшегося на всех трубках пучка пара к количеству поступающего в пучок пара;  $a$ ,  $b$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от условий конденсации пара в пучке горизонтальных труб.

Согласно опытам ВТИ, результаты которых представлены в [5], при исследовании 11-рядного по ширине шахматного пучка с числом рядов горизонтальных труб в нем по вертикали 5–6 осредненные значения эмпирических коэффициентов составили:  $a = 0,16$ ;  $b = 0,07$ . При данных значениях этих коэффициентов в условиях полной конденсации пара при  $\Delta = 1$  в многорядном шахматном пучке горизонтальных труб с числом рядов в пучке по ходу потока, равном 12-ти, вычисленное по уравнению (9) значение величины  $\varepsilon$  составляет 0,706. Последнее существенно, в 1,33–1,64 раза, превышает значения величины  $\varepsilon$ , полученные в работах



[3], [4], составляющие 0,43–0,53. Это свидетельствует, по-видимому, о неравномерности экстраполяции на многорядные пучки горизонтальных труб результатов исследования конденсации пара, полученных на малорядных пучках. Следовательно, значения величины  $\epsilon$ , оцениваемые на основе использования уравнения (9), вероятно, неприемлемо экстраполировать и распространять на шахматные пучки горизонтальных труб с числом рядов в них по вертикали больше шести.

При таком же числе рядов в коридорном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб, равном 12-ти, согласно опытной информации, представленной на рис. 3, значение величины  $\epsilon$  составляет 0,658. Такое повышенное, примерно на 37%, значение величины  $\epsilon$  по сравнению с многорядными пучками горизонтальных труб при данном числе рядов, по-видимому, обусловлено наличием кривизны и незначительного наклона к горизонту образующих наружной поверхности змеевиковых труб, способствующих более эффективному стоку и утонению пленки конденсата на наружной поверхности змеевиковых труб.

При значительном увеличении числа рядов в пучке горизонтальных и змеевиковых труб, например до 22-х, значение величины  $\epsilon$  в пучке горизонтальных труб, согласно [4], снижается до 0,34, в пучке слабонаклоненных змеевиковых труб, согласно опытной информации, представленной на рис. 3, снижается до 0,23. Реализующееся отличие значений величины  $\epsilon$  с ростом числа рядов труб в горизонтальном и змеевиковом пучках определяется не только различием геометрических характеристик этих пучков, но и относительно малым расстоянием между исследовавшимися змеевиковыми трубами в свету, не превышающем 2 мм. Согласно данным работы [5], при небольшом вертикальном зазоре между трубами на нижних рядах труб в многорядном пучке конденсат, по мере накопления на них в значительном количестве, перетекает с трубы на трубу без отрыва от поверхности. Это приводит к устойчивости и более эффективному утолщению пленки конденсата и, следовательно, к более существенному снижению среднего коэффициента теплоотдачи в плотном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб. В настоящее время нет данных для исчерпывающей оценки влияния геометрических параметров трубного пучка на процесс конденсации пара в пучках горизонтальных и змеевиковых труб.

Приемлемая корреляция значений величины  $\epsilon$  в многорядном пучке горизонтальных и слабонаклоненных змеевиковых труб, а также единообразный характер изменения значений величины  $\epsilon$  в исследовавшемся коридорном пучке слабонаклоненных змеевиковых труб при варьировании в нем числа рядов от 10-ти до 30-ти и давления пара в диапазоне 0,2–2,0 МПа свидетельствует о достаточной степени достоверности представленных результатов экспериментального и расчетного исследований интенсивности конденсации пара в змеевиковой трубчатке кожухотрубного теплообменника.

## ВЫВОДЫ

Выявлены и рассмотрены доминирующие факторы, определяющие особенности и закономерности конденсации нисходящего потока насыщенного водяного пара в межтрубном пространстве вертикального многорядного коридорного пучка слабонаклоненных змеевиковых труб, имитировавшего плотную упаковку теплообменной змеевиковой трубчатки кожухотрубного теплообменника. На основе результатов экспериментальных исследований получены и представлены опытные данные для определения изменения средних коэффициентов теплоотдачи нисходящего полностью конденсирующегося потока пара в межтрубном пространстве коридорного пучка змеевиковых труб при изменении в нем числа рядов от 10-ти

до 30-ти и давления поступающего пара в пучок от 0,2 до 2,0 МПа. Рассмотрены и сопоставлены особенности изменения интенсивности конденсации нисходящего потока пара в пучке горизонтальных и слабонаклоненных змеевиковых труб при варьировании числа рядов в пучке по ходу потока. Результаты исследования могут использоваться для анализа теплоотводящей способности змеевиковых теплообменников пароконденсационных систем энергетических установок.

### **Литература**

1. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)/П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.
2. Михеев М.А. Основы теплопередачи/М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
3. Ермилов В.Г. Теплообменные аппараты и конденсационные установки/В.Г. Ермилов. – Ленинград: Судостроение, 1969. – 264 с.
4. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок/С.С. Берман. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1959. – 429 с.
5. Берман Л.Д. Теплоотдача при конденсации пара на пучке горизонтальных труб/Л.Д. Берман//Теплоэнергетика. – 1981. – №4 – С. 22-29.

Поступила в редакцию 3.08.2010

**УДК 621.039.51**

*Calculations of 3D-Flow by CFD-Code OpenFOAM\A.A. Kazantsev, V.R. Anisanyan; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 10 pages, 6 illustrations. – References, 21 titles.*

Calculations 3D modelling with use of methods of computation fluid dynamic are presented for flow in cylinder with closed top. With use of two popular models of turbulence the testing of code OpenFOAM is carried out on the basis of comparison with experimental data.

**УДК 621.039.53**

*Calculation by CFD-Method the Hydraulic Resistance for Rectangular Channel at Different Gap between Obstacles\A.A. Kazantsev, A.S. Kondratiev, Yu.D. Levchenko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 6 pages, 4 illustrations. – References, 4 titles.*

The problem of parallel operation the best estimation codes (TRAC, RELAP5) and codes of computational fluid dynamics (CFD codes) is actual in field of thermal physics of reactors. In the present paper there was used the software package OpenFOAM [1] as CFD code. For group of the “best estimation codes” as the basic calculation method at present, it is necessary to set the factors of hydraulic resistance obtained from experiment. Modern CFD codes are able to receive these factors of hydraulic resistance as result of “numerical experiments”. The given property is very important for reactor circuits in which on length of some tens hydraulic diameters local hydraulic resistance are located, with nonlinear interaction on each other. It results in a significant error of design calculations of pressure difference on the primary circuit.

The comparison between the experimental data and results of 3D calculations was performed in order to check the applicability of CFD method. Serial calculations were carried out for the rectangular channel for variants with different gaps between obstacles from minimal up to an interval exceeding length of hydrodynamic stabilization. Results of calculations are slightly differs from experimental data with acceptable accuracy for practice.

**УДК 621.039.534:536.24**

*Experimental Research of Heat Removing during Steam Condensation at Vertical Multi-Row Slightly Inclined In-line Tube Bank\G.I. Tarasov, A.N. Sinicin, V.A. Babin, M.A. Bolshukhin, S.G. Antipin, A.V. Belin, A.G. Vasyatkin; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 10 pages, 3 illustrations. – References, 5 titles.*

Here are presented results of experimental research and generalization of the experimental data on heat transfer rate under complete condensation of the descending flow of the prime water steam on the outer surface of vertical multi-row slightly inclined in-line tube bank under pressure of the condensing steam equal to 0,2-2,0 MPa.

**УДК 621.039.534:536.24**

*Experimental Research of Heat Removing during Steam Condensation at Vertical Multi-Row Slightly Inclined In-line Tube Bank\G.I. Tarasov, A.N. Sinicin, V.A. Babin, M.A. Bolshukhin, S.G. Antipin, A.V. Belin, A.G. Vasyatkin; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 7 pages, 3 illustrations. – References, 2 titles.*

Here are presented results of experimental research steam condensation conditions from steam-gas mix on the outer surface of vertical multi-row slightly inclined in-line tube bank in the absence and in the presence of relief non-condensable gas from tube space.

**УДК 621.039.534**

*An Experimental Research of Properties of the Boundary Surface «Heavy Liquid Metal Coolant – Constructional Material» with «Express Freezing» Method\A.V. Beznosov, T.A. Bokova, K.A. Makhov, A.I. Shumilkov, Yu.N. Drozdov, V.N. Puchkov, V.V. Makarov; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2010. – 11 pages, 10 illustrations. – References, 1 title.*

Results of experimental research of boundary surface of constructional materials in the medium of high-temperature (550°C) heavy liquid metal coolants (HLMC) of perspective nuclear power installations of LFR type. It is shown that asperity of stainless surface changes considerably as a result of active insoluble impurity moving towards the «steel – coolant» interface that takes place during long-term HLMC circulation. It is shown that long-term passivation of steels in air medium at high temperatures (550°C) does not seriously influence on asperity alteration of its surfaces.