

ВЕРИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ КИПЕНИЯ НАСЫЩЕННОГО АММИАКА НА НОВЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ПРИ ВЫСОКИХ ПАРАМЕТРАХ

Кудинов А.В., Мариничев Д.В. (АО «НИКИЭТ», Москва, Россия)

Введение

Аммиак с аномально низкой вязкостью и хорошими теплофизическими свойствами является перспективным теплоносителем для компактных теплообменников. К таким свойствам относятся теплоемкость и теплота парообразования. В этой работе проведена верификация модели кипения аммиака в кольцевом канале на результатах экспериментального исследования нагрева наружной цилиндрической стенки конденсирующимся водяным паром. Большинство экспериментальных работ по кипению аммиака выполнено при параметрах, характерных для теплообменников в составе контуров холодильных тепловых машин. В частности, наиболее известны эксперименты Shah [1]. К сожалению, эти работы осуществлены при температурах не более 25 °С.

В некоторых холодильных контурах с аммиаком происходит сброс тепла в окружающую среду посредством естественной конвекции. В таких контурах для уменьшения поверхности теплообмена требуется поддержание достаточно высокого температурного напора: теплоноситель – окружающая среда. С другой стороны, для холодильного контура с аммиаком оптимально обеспечивать приемлемый температурный напор с основным контуром, что накладывает ограничение сверху по температуре. В НИКИЭТ для данных условий на стенде «Аммиак» проведены исследования теплообмена кипящего насыщенного аммиака при относительно высоких температурах до 85 °С.

1. Экспериментальная установка

Аммиачный контур стенда «Аммиак» представлял собой термосифон с испарителем и конденсатором, так что контур работал на параметрах близких к насыщению. Рабочим участком являлась испарительная часть контура, изготовленная в виде одинаковых трубок Фильда. Всего несколько десятков трубок Фильда объединялись на входе и выходе полостями свободного объема. Во внутренний канал трубки Фильда сверху вниз подавался насыщенный конденсат аммиака, снизу происходил разворот конденсата, затем в кольцевом канале на наружной стенке осуществлялся его нагрев и подкипание – из кольцевого канала вверх выходил насыщенный влажный или сухой перегретый пар.

Трубка Фильда располагалась в цилиндрической полости соосно, при этом образовывался кольцевой канал. В этот канал сверху вниз подавался греющий теплоноситель – перегретый водяной пар. Водяной пар в кольцевом канале охлаждался до состояния переохлажденного конденсата, что позволяло по тепловому балансу термодинамических параметров на входе и выходе канала определять передаваемую тепловую мощность.

Рабочий участок устанавливался вертикально или под углом 20° от первоначального положения. Геометрические размеры кольцевого канала нагрева аммиака составляли $D_1 = 0,006$ м и $D_2 = 0,011$ м, кольцевого канала охлаждения водяного пара – $D_3 = 0,016$ м и $D_4 = 0,018$ м. Передача тепла осуществлялась через теплопроводную стенку с геометрическими размерами $2\delta = D_3 - D_2$ и $L = 0,385$ м. Схема рабочего участка приведена на рис. 1.

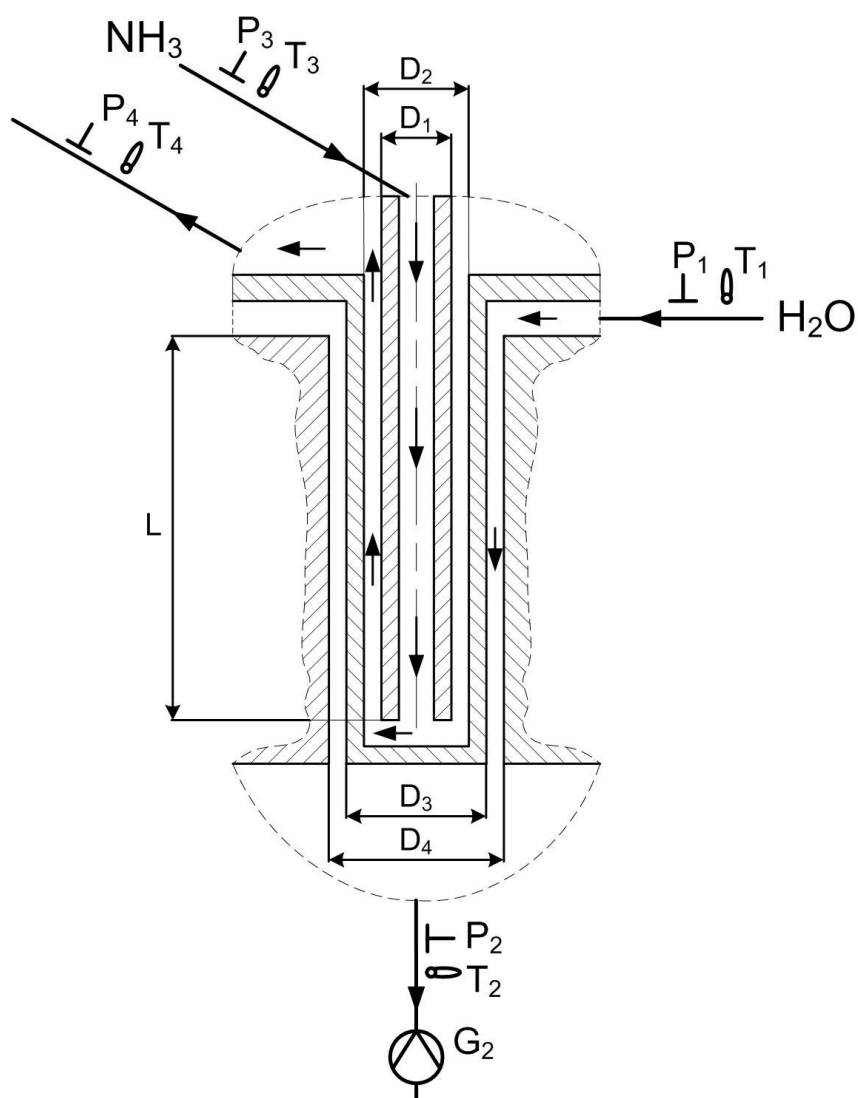


Рис. 1. Схема рабочего участка

В экспериментах проводились измерения следующих параметров:

- давления аммиака (P_3 , P_4) и водяного пара (P_1 , P_2) на входе и выходе из рабочего участка;
- температуры аммиака (T_3 , T_4) и водяного пара (T_1 , T_2) на входе и выходе из рабочего участка;
- расхода водяного конденсата (G_2).

Измерение температуры перегрева в термосифонах, работающих на насыщенных параметрах, представляет собой нетривиальную задачу. Даже при небольших перегревах теплоносителя в потоке может сохраняться капельная влага, которая, оседая на чехле чувствительного элемента зонда температуры, скапливается. Такая влага находится частично при температуре насыщения. В зависимости от площади, занимаемой этой влагой на поверхности кожуха зонда вносится негативная поправка на измеряемую температуру среды. С перегревом среды количество влаги пропорционально уменьшается. В целях снижения неопределенности в значениях измеренной температуры проведено разделение экспериментальных точек на две группы – по степени перегрева аммиака $\Delta T_{\text{пер}}$:

- $2 \leq \Delta T_{\text{пер}} < 5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- $\Delta T_{\text{пер}} \geq 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Результаты экспериментальных исследований представлены в табл. 1. В этой таблице используются следующие обозначения: α – угол наклона от первоначального положения рабочего участка, ρw_2 – массовая скорость водяного конденсата, Q – тепловая мощность одного канала рабочего участка, рассчитанная по энтальпии водяного пара.

Таблица 1

Экспериментальные данные

Режим	α , град	$(\rho w)_2$, кг/(м ² с)	P_1 , МПа	T_1 , °C	T_2 , °C	P_4 , МПа	T_3 , °C	T_4 , °C	Q , кВт
$2 \leq \Delta T_{\text{пер}} < 5$ °C									
1	0	28,6	4,23	267,6	104,9	3,36	66,4	73,5	3,53
2	0	17,1	4,19	274,9	54,3	2,05	42,2	53,0	2,39
3	0	29,6	3,55	285,5	129,7	4,03	65,3	83,0	3,75
4	0	16,8	4,02	293	68,9	3,22	50,6	72,6	2,36
5	20	16,9	3,36	282,6	96,4	3,42	69,4	73,7	2,28
$\Delta T_{\text{пер}} \geq 5$ °C									
6	0	31,0	3,55	279,6	153,8	3,39	69,9	78,6	3,75
7	0	28,4	3,46	297,5	141,7	4,71	78,7	90,7	3,59
8	0	28,9	3,61	282,3	128,6	4,43	78,1	88,8	3,66
9	0	23,9	3,32	309,5	143,6	4,62	78,1	95,3	3,06
10	0	26,6	3,64	292,3	142,2	5,09	84,5	95,1	3,32
11	20	12,6	3,65	288,6	109,2	2,66	28,8	65,6	1,68
12	20	29,4	3,14	305,0	210,2	5,38	78,2	109,2	3,29
13	20	25,3	3,33	285,5	126,8	5,11	75,1	96,6	3,23

Полученная в эксперименте статическая тепловая характеристика однозначно определяет интегральную теплопередачу при кипении аммиака для условий эксперимента: низкой массовой скорости и высокого давления насыщения. В этой характеристике расход аммиака может быть рассчитан из теплового баланса по энтальпии входа и выхода испарительного участка.

2. Тепловая модель

Модель теплообмена рабочего участка состоит из трех основных компонентов: кипения насыщенного аммиака, конденсации водяного пара и теплопроводности омываемой этими теплоносителями цилиндрической стенки. Так как подаваемый в рабочий участок конденсат аммиака находился в насыщенном состоянии, теплообмен на омываемой аммиаком стенке трубки Фильда принимался пренебрежимо малым. Такой подход позволяет уточнять, верифицировать или оценивать погрешность каждой из компонент независимо, что представляется удобным. Ниже представлен основной подход к построению модели, более подробное описание довольно громоздко и заслуживает отдельного рассмотрения.

Теплоноситель принимается двухфазной смесью пара с жидкостью, где параметры пара определяются в приближении реального газа. Термодинамические параметры среды рассчитываются как функция от давления и энтальпии. Двухфазный поток несжимаем. В качестве модели потока используется одножидкостная модель с дрейфом фаз, основанная на уравнениях сохранения массы, импульса и внутренней энергии, записанной через энтальпию.

$$(1 - \varphi)\rho'w' + \varphi\rho''w'' = \langle \rho w \rangle_{\text{вх}}, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dl} [(1 - \varphi)\rho'w'^2 + \varphi\rho''w''^2] = -\frac{dP}{dl} - \Delta P_{\text{нп}} - \rho g \frac{dz}{dl}, \quad (2)$$

$$\frac{d}{dl} [(1 - \varphi)\rho'w'h' + \varphi\rho''w''h''] = Q_l, \quad (3)$$

где ρ – плотность фазы,

w – скорость фазы,

φ – истинное объемное паросодержание,

h – удельная энтальпия,

l – координата вдоль канала,

z – координата по высоте,

g – ускорение силы тяжести,

Q – локальный тепловой поток от участка стенки,

' – фаза жидкости,

'' – фаза пара,

вх – параметры на входе,

нп – необратимые потери.

Скорость скольжения $w_c = w'' - w'$ рассчитывается по эмпирическим корреляциям.

Передача тепла через стенку описывается обыкновенным одномерным уравнением теплопроводности в цилиндрических координатах. Перетечки тепла вдоль стенки теплопроводностью не учитываются:

$$Q_l = \frac{\pi(T_b - T_a)}{\frac{1}{\alpha_b D_3} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_3}{D_2} + \frac{1}{\alpha_a D_2}}, \quad (4)$$

где T – температура,

λ – коэффициент теплопроводности,

α – коэффициент теплоотдачи,

в – теплоноситель водяной пар,

а – теплоноситель аммиак.

Система уравнений (1) – (3), уравнения состояния теплоносителей и замыкающие соотношения связывают переменные: ρ' , ρ'' , w' , w'' , φ , h' , h'' , P и T .

Значительную неопределенность в модель теплообмена могут вносить замыкающие соотношения для коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации. Используемые в расчетах полуэмпирические зависимости представлены методикой Чена для кипения и формулой Чуна–Кима [2] для конденсации.

Коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака:

$$\alpha = 0,00122 \frac{\lambda'^{0,79} c_p'^{0,45} \rho'^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu^{0,29} h_{\text{жп}}^{0,24} \rho^{0,24}} (T_{\text{ст}} - T_s)^{0,24} (p_{\text{стс}} - p)^{0,75} S + \alpha_{\text{ж}} F, \quad (4)$$

$$S = \begin{cases} S_1 \text{ при } \varphi \leq 0,7 \\ \min[S_1(\varphi = 0,7), S_1] \frac{\varphi - 0,7}{0,29999} \text{ при } 0,7 < \varphi < 0,99999, \\ 0 \text{ при } \varphi \geq 0,99999 \end{cases} \quad (5)$$

$$S_1 = \begin{cases} \left(1 + 0,12 \overline{Re}_m^{1,14}\right)^{-1} \text{ при } \overline{Re}_m \leq 32,4564 \\ \left(1 + 0,42 \overline{Re}_m^{0,78}\right)^{-1} \text{ при } 32,4564 < \overline{Re}_m < 70, \\ 0,0797 \text{ при } \overline{Re}_m \geq 70 \end{cases} \quad (6)$$

$$\overline{Re}_m = 10^{-4} \frac{\rho' |w'| (1-\varphi) d}{\mu'} F^{1,25}, \quad (7)$$

$$F = \begin{cases} 1 \text{ при } XX_{tt}^{-1} \leq 0,1002 \\ 2,35(XX_{tt}^{-1} + 0,213)^{0,736} \text{ при } 0,1 < XX_{tt}^{-1} < 100, \\ 69,7827 \text{ при } XX_{tt}^{-1} \geq 100 \end{cases} \quad (8)$$

$$X_{tt}^{-1} = \left(\frac{\varphi \rho_{\Pi} w_{\Pi}}{(1-\varphi) \rho_{ж} w_{ж}} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu''}{\mu'} \right)^{0,1}, \quad (9)$$

где S – функция подавления кипения,
 F – функция интенсификации конвективного теплообмена,
 d – эквивалентный диаметр,
 X_{tt}^{-1} – обратный параметр Локкарта–Мартинелли,
 c_p – изобарная теплоемкость,
 σ – коэффициент поверхностного натяжения,
 μ – динамический коэффициент вязкости,
 $h_{жп}$ – теплота парообразования,
 $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи однофазной конвекции к жидкой фазе при ее приведенной скорости,
 $ст$ – стенка,
 s – состояние насыщения,
 $сгс$ – состояние насыщения от температуры стенки.

Уравнение локального коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара принималось единой зависимостью для всех толщин пленки конденсата по форме Чуна и Кима с коэффициентами авторов. Коэффициенты авторов получены методом минимизации квадратичной ошибки от исходных уравнений свободно стекающей пленки: Нусельта для невозмущенного режима, Кутателадзе для волнового режима и

Лабунцова для турбулентного режима [2]. Диапазон применимости коэффициентов авторов $Re_L < 50000$, $Pr = 0.8 - 5$.

$$\frac{h_z}{\lambda'} \left(\frac{\mu'^2}{\rho'(\rho' - \rho'')g} \right)^{1/3} = 0,98 Re_L^{-1/3} + 9,40 \times 10^{-4} Re_L^{0,5} Pr^{0,8} + 7 \times 10^{-2} \quad (10)$$

$$Re_L = \max \left(1, \frac{\rho'|w'|(1 - \varphi)d}{\mu'} \right) \quad (11)$$

где h_z – локальный коэффициент теплоотдачи,

Pr – критерий Прандтля.

По достижении $Fi < 0.7$ теплоотдача определялась как конвективный теплообмен пленки конденсата с поправкой на интенсификацию по Чену (8).

На участках однофазного течения теплоносителя коэффициенты теплоотдачи для жидкости и пара принимались в соответствии с ламинарными или турбулентным режимами течения по общепринятым аналитическим или полуэмпирическим зависимостям для стабилизированного потока. Неопределенность, вносимая этими зависимостями, незначительная, так как однофазный характер течения теплоносителя занимает небольшую часть канала на входе или выходе.

Предложенная модель предварительно верифицировалась на отдельных явлениях:

- экспериментах по кипению недогретого до насыщения аммиака при вынужденном течении в цилиндрическом канале с высоким давлением [3],
- экспериментах по конденсации водяного пара при нисходящем течении в цилиндрическом вертикальном канале с высоким давлением [4], [5] с выборкой экспериментальных точек по критическому числу We пленки без влияния потока пара. Число We определялась по зависимости предложенной Гогониным [6].

3. Численные расчеты

Численные расчеты проведены на теплогидравлической схеме в составе двух каналов, включающей подъемный участок нагрева конденсата аммиака и опускной участок охлаждения водяного пара. Передача тепла осуществлялась через теплопроводную стенку. Расчетная схема показана на рис. 2.

В расчетах находились передаваемая мощность Q , температура конденсата воды $T_{\text{вых.гт}}$ и температура перегретого аммиака $T_{\text{вых.ам}}$. Отклонения расчетных значений от экспериментальных являлись критерием качества расчета конкретной математической модели. Численные расчеты выполнены в теплогидравлическом коде ROSA-M разработки НИКИЭТ. Нодализация трактов теплоносителей составляла по 20 элементов каждый.

Сопоставление расчетных значений передаваемой мощности с экспериментальными данными приведено на рис. 3 и 4. На этих рисунках особыми маркерами ($\square$, $\circ$) выделены расчетные точки, рассчитанными в зависимости от степени перегрева паров аммиака относительно температуры насыщения ($2 \leq \Delta T_{\text{пер}} < 5$ °C, $\Delta T_{\text{пер}} \geq 5$ °C).

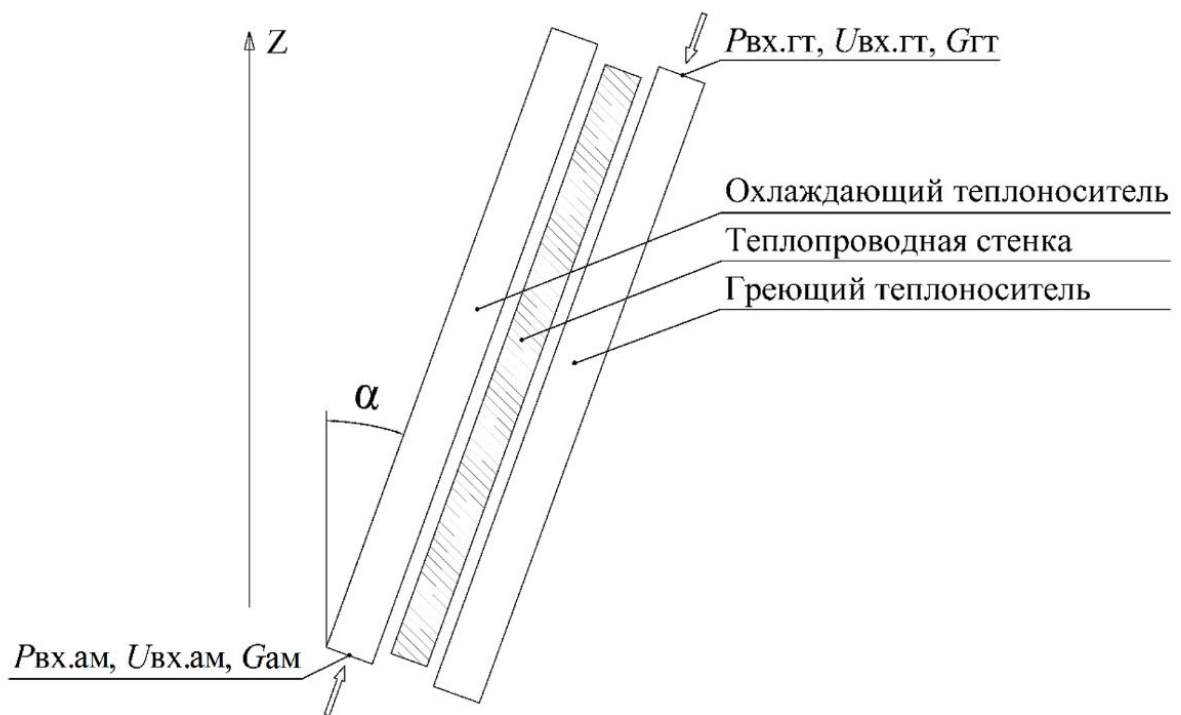


Рис. 2. Расчетная схема

В качестве граничных условий задавались следующие параметры:

$P_{вх.гт}$ – давление водяного пара на входе;

$P_{вх.ам}$ – давление конденсата аммиака на входе;

$U_{вх.гт}$ – удельная внутренняя энергия водяного пара на входе;

$U_{вх.ам}$ – удельная внутренняя конденсата аммиака на входе;

$G_{гт}$ – расход греющего теплоносителя;

$G_{ам}$ – расход аммиака, определяемый по соотношению:

$$G_{ам} = \frac{G_{гт}(H_{вх.гт} - H_{вых.гт})}{H_{вх.ам} - H_{вых.ам}},$$

где $H_{вых.гт}$ – удельная энтальпия недогретого конденсата аммиака на входе,

$H_{вых.ам}$ – удельная энтальпия перегретого пара аммиака на выходе.

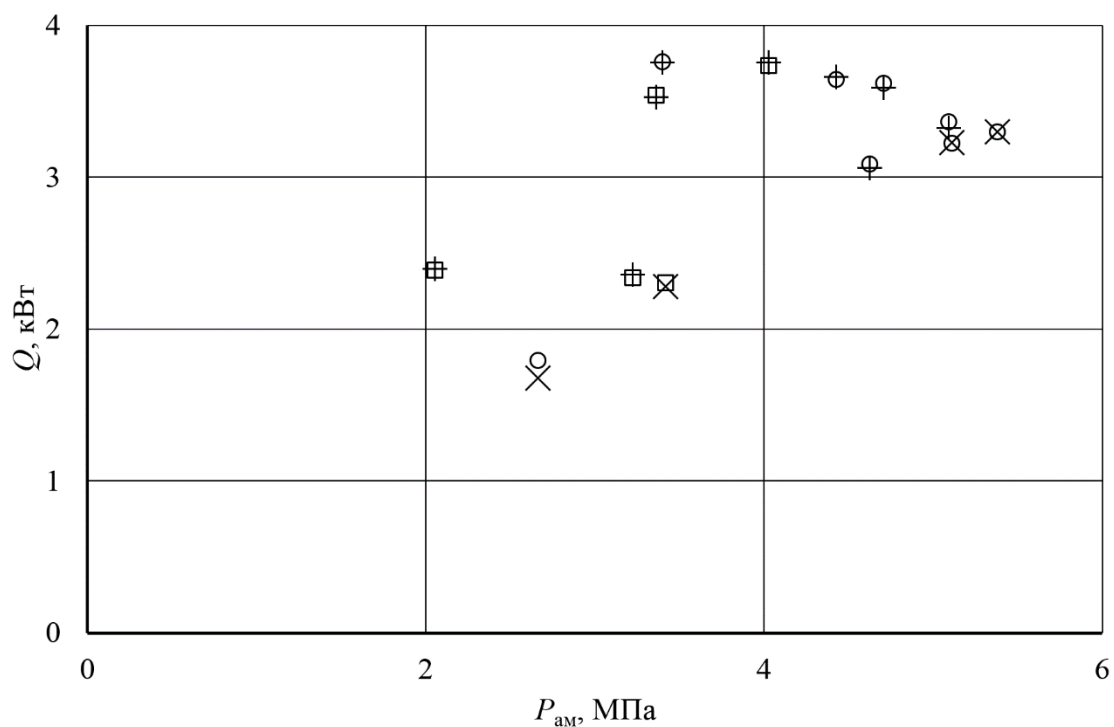


Рис. 3. Зависимость передаваемой мощности от давления аммиака:

+ – эксперимент ($\alpha = 0^\circ$); x – эксперимент ($\alpha = 20^\circ$);

□ – расчет ($2 \leq \Delta T_{пер} < 5^\circ C$); ○ – расчет ($\Delta T_{пер} \geq 5^\circ C$)

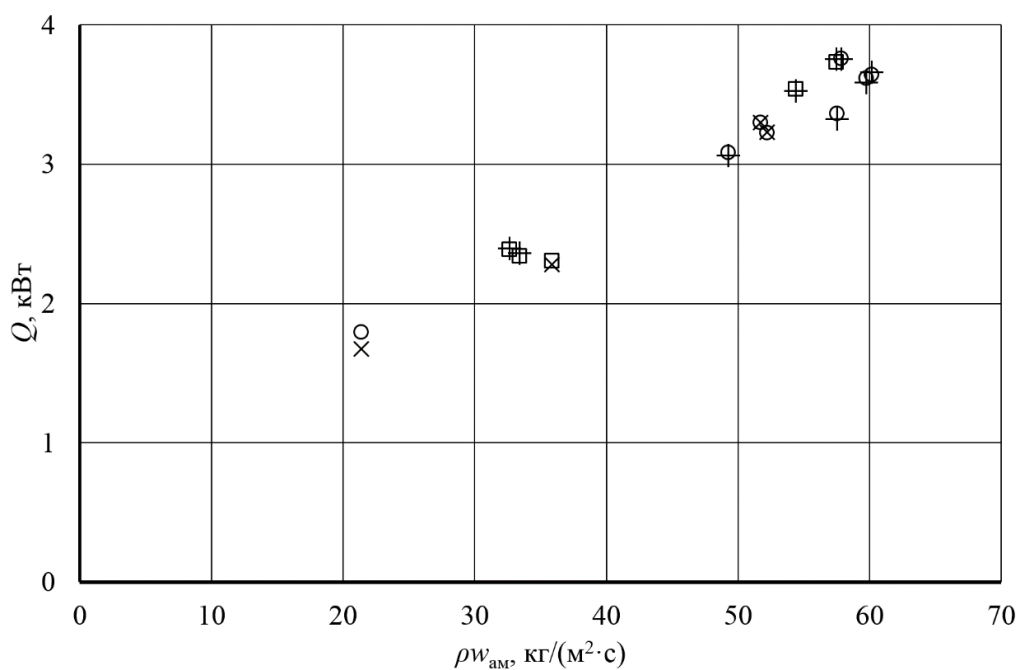


Рис. 4. Зависимость передаваемой мощности от массовой скорости аммиака:

+ – эксперимент ($\alpha = 0^\circ$); x – эксперимент ($\alpha = 20^\circ$);

□ – расчет ($2 \leq \Delta T_{пер} < 5^\circ C$); ○ – расчет ($\Delta T_{пер} \geq 5^\circ C$)

На рисунке 5 показано сопоставление расчетных и экспериментальных значений передаваемой относительной мощности $Q/Q_{\max}$, $Q_{\max}$ – максимальное значение передаваемой мощности (режим 2, см. таблицу 1). Отклонение расчетных значений от экспериментальных составило менее 2,5 % для более чем 90 % точек.

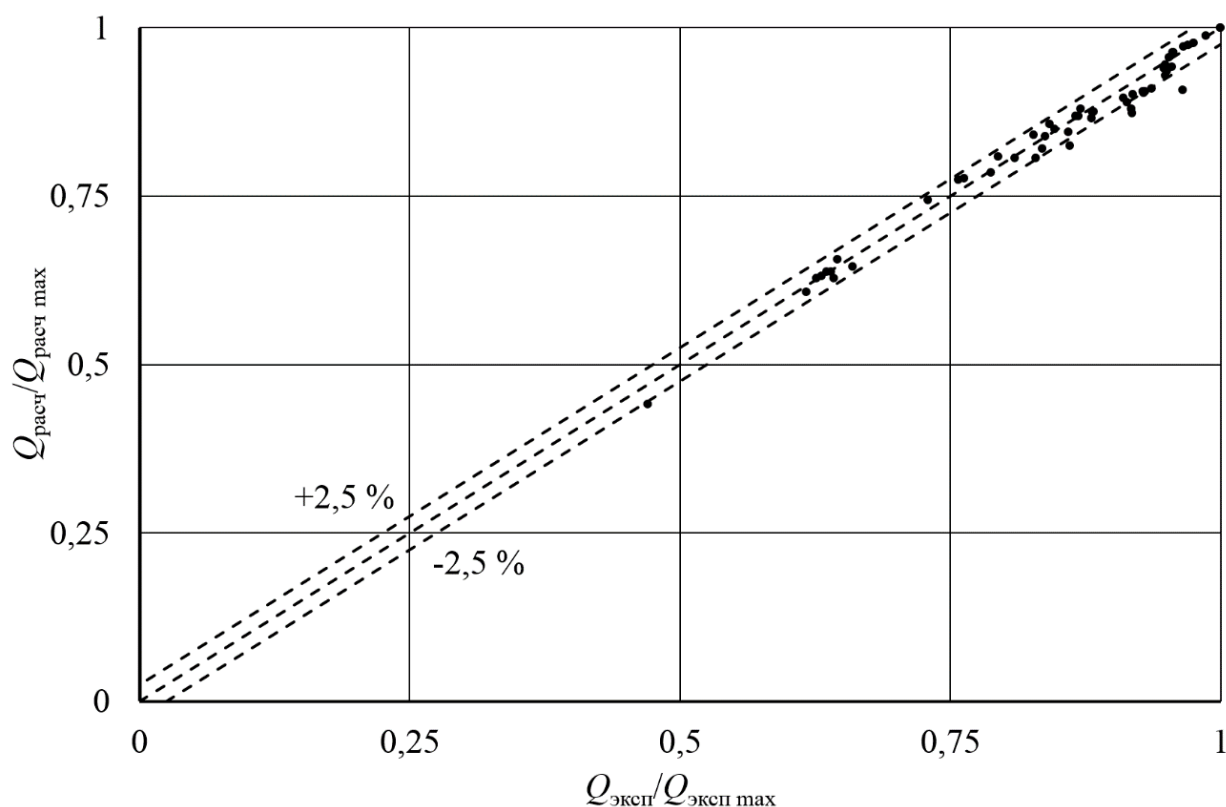


Рис. 5. Сопоставление расчетных значений передаваемой мощности и экспериментальных данных

Результаты расчетов для каждого из режимов приведены в табл. 2. В этой таблице используются следующие обозначения:

- α – угол наклона каналов;
- $\rho w_{\text{гт}}$ – массовая скорость греющего теплоносителя;
- $\rho w_{\text{ам}}$ – массовая скорость аммиака;
- $P_{\text{вх.гт}}$ – давление греющего теплоносителя на входе;
- $T_{\text{вх.гт}}$ – температура греющей среды на входе;
- $T_{\text{вых.гт}}$ – температура греющей среды на выходе;
- $P_{\text{ам}}$ – давление аммиака;
- $T_{\text{вх.ам}}$ – температура конденсата аммиака;
- $T_{\text{вых.ам}}$ – температура паров аммиака;
- Q – теплота, отдаваемая аммиаку греющим теплоносителем;
- q – интегральная по длине канала плотность теплового потока, приведенная к среднему диаметру теплопроводной стенки.

Таблица 2

Расчетные значения

Режим	α , град	$(\rho w)_{гг}$, кг/(м ² с)	$P_{вх.гг}$, МПа	$T_{вх.гг}$, °C	$T_{вых.гг}$, °C	$(\rho w)_{ам}$, кг/(м ² с)	$P_{вх.ам}$, МПа	$T_{вх.ам}$, °C	$T_{вых.ам}$, °C	Q , кВт	q , МВт/м ²
$2 \leq \Delta T_{пер} < 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$											
1	0	28,6	4,23	267,6	135,9	54,4	3,36	66,4	86,2	3,5 4	0,233
2	0	17,1	4,19	274,9	81,9	32,6	2,05	42,2	85,4	2,3 9	0,157
3	0	29,6	3,55	285,5	131,1	57,5	4,03	65,3	75,3	3,7 3	0,246
4	0	16,8	4,02	293,0	84,3	33,4	3,22	50,6	81,8	2,3 4	0,154
5	20	16,9	3,36	282,6	90,8	35,9	3,42	69,4	75,1	2,3 0	0,151
$\Delta T_{пер} \geq 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$											
6	0	31,0	3,55	279,6	154,5	57,6	3,39	69,9	78,8	3,7 6	0,248
7	0	28,4	3,46	297,5	139,7	59,7	4,71	78,7	92,1	3,6 2	0,238
8	0	28,9	3,61	282,3	133,8	60,1	4,43	78,1	88,1	3,6 4	0,240
9	0	23,9	3,32	309,5	141,9	49,3	4,62	78,1	96,9	3,0 9	0,204
10	0	26,6	3,64	292,3	138,8	57,5	5,09	84,5	96,9	3,3 6	0,221
11	20	12,6	3,65	288,6	68,1	21,4	2,66	28,8	88,8	1,7 9	0,118
12	20	29,4	3,14	305,0	210,8	51,7	5,38	78,2	109,2	3,2 9	0,217
13	20	25,3	3,33	285,5	132,3	52,2	5,11	75,1	95,4	3,2 2	0,212

Результаты численных расчетов параметров аммиака и водяного пара на выходе из рабочего участка имеют хорошее согласие с экспериментальными данными, что свидетельствует об адекватности предложенной тепловой модели.

Выводы

Представлены результаты экспериментального исследования теплопередачи к кипящему насыщенному аммиаку в вертикальном кольцевом канале при относительно высоком давлении.

Показана возможность использования аммиака как перспективного теплоносителя для снятия высоких тепловых нагрузок в затесненном канале при малых массовых скоростях, характерных для естественной циркуляции.

Предложена единая зависимость для локального коэффициента теплоотдачи свободно стекающей пленки конденсата вплоть до $Re_{пл} < 50000$.

Предложена математическая модель теплопередачи к кипящему аммиаку от конденсирующегося пара через теплопроводную стенку.

Предложенная математическая модель отверифицирована. Получено хорошее согласие расчетных и экспериментальных данных для исследованного диапазона параметров.

Список литературы

1. Справочник по теплообменникам. Том 1. Под редакцией Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат. 1987 г. 560 с.
2. Rohsenow W.M., Hartnet J.P., Cho Y.I. Handbook of Heat transfer. 3rd ed. Mcgraw-hill. 1998.
3. M.B. Noel. Experimental Investigation of the Forced-Convection and Nucleate-Boiling Heat-Transfer Characteristics of Liquid Ammonia. Jet Propulsion Laboratory. Technical Report №32–125. 1961.
4. З.Л. Миропольский. Теплоотдача при конденсации пара высокого давления внутри труб // Теплоэнергетика. 1962. №3. стр. 79–83.
5. Боришанский В.М., Волков Д.И., Иващенко Н.И., Воронцова Л.А., Илларионов Ю.Т., Кректунов О.П., Борков А.П., Макарова Г.А., Алексеева И.А. Теплоотдача при конденсации пара внутри вертикальных труб и змеевиков // Труды ЦКТИ. 1975. Выпуск 131. С. 122–126.
6. Гогонин И.И. Зависимость теплообмена от скорости при конденсации пара внутри вертикальных труб. Труды 4-й РНКТ. Том 5. 2018. С. 93–96.