

## Процессы кипения и конденсации многокомпонентных рабочих тел в микротеплообменниках

А. С. Должиков, В. И. Могорычный

*Многокомпонентные рабочие тела (МРТ) нашли широкое применение в холодильной и криогенной технике. Одним из основных элементов данных систем является рекуперативный теплообменник, в котором осуществляется регенерация холода. Однако процессы кипения и конденсации смесей остаются недостаточно изученными. В данной работе рассматриваются различные соотношения, позволяющие описывать данные процессы, а также производится сравнение результатов, полученных с использованием этих соотношений, с существующими экспериментальными данными.*

*Ключевые слова:* низкие температуры, кипение, конденсация, теплообмен, смеси, многокомпонентные рабочие тела, двухфазный поток, дроссельные системы.

### Введение

В криогенной и холодильной технике широкое применение получили системы, работающие на основе дроссельного цикла, благодаря надежности, простоте устройства и эксплуатации, а также его невысокой стоимости как устройства. Одним из перспективных путей повышения эффективности данных циклов является применение многокомпонентных рабочих тел (МРТ), которые составляют путем смешения традиционно применяемых или новых синтезированных однокомпонентных веществ. В отечественных и зарубежных исследованиях показано, что при работе низкотемпературных систем на смесях во многих случаях улучшаются энергетические и массогабаритные характеристики, увеличивается ресурс и повышается надежность работы, сокращается пусковой период [1–3].

Одними из основных элементов дроссельного цикла (в частности, цикла Линде) являются теплообменники. В одном из них (рекуперативный теплообменник) обратный поток охлаждает прямой (осуществляется регенерация холода), в результате чего в каналах, соответственно, происходит непрерывное кипение и конденсация МРТ. Другой

теплообменник является испарителем, к которому подводится нагрузка от охлаждаемого объекта. Таким образом, в потоках теплообменников непрерывно осуществляется фазовый переход, т. е. рабочее тело находится в двухфазном состоянии. Перепад температур (изменение температуры потока между входом и выходом теплообменника) может составлять более 100 К, что, в свою очередь, сказывается на сильном изменении теплофизических свойств потока рабочего тела. Также очень сильно меняется доля жидкой и паровой фаз в потоке, и это сказывается на наблюдаемых режимах течения потока в каналах теплообменника. Таким образом, использование МРТ накладывает определенные требования на допустимые скорости потоков в каналах. При недостаточной скорости потока может произойти расслоение смеси, паровая фаза окажется наверху, а жидкая внизу, что приведет к нарушению фазового равновесия и, как следствие, к ухудшению работы теплообменников [4–7].

В настоящее время в открытых литературных источниках отсутствует информация об универсальной методике расчета процессов кипения и конденсации при работе на смесевых хладагентах, даже для относительно простых и наиболее часто применяемых теплообменников типа «труба в трубе». Учитывая сказанное, целью данной работы является детальное изучение применимости различных соотношений для описания процессов кипения и конденсации МРТ и сравнение результатов, полученных с использованием данных соотношений, с существующими экспериментальными данными.

Для удобства изложения и восприятия далее в табл. 1 приводится сводка условных обозначений, используемых в статье.

Должиков Антон Сергеевич, аспирант.

Могорычный Владимир Иванович, старший научный сотрудник.

Национальный Исследовательский Университет «Московский Энергетический Институт».

Россия, 111250, Москва, ул. Красноказарменная, д. 13, корп. М, 4 этаж.

Тел. 8 (495) 362-79-33.

E-mail: DolzhikovAS@mpei.ru, mogorychny@mail.ru

Статья поступила в редакцию 27 января 2017 г.

© Должиков А. С., Могорычный В. И., 2017

Таблица 1

## Условные обозначения

<i>AAD</i>	среднее абсолютное отклонение	<i>X</i>	Параметр Мартинелли
<i>Bo</i>	число кипения, безразмерное	<i>Греческие символы</i>	
<i>B<sub>o</sub></i>	эмпирический коэффициент масштабирования в уравнении Тома (Thome) и Шакира (Shakir)	$\Delta T$	перегрев стенки, К
<i>Cr</i>	удельная теплоемкость, Дж/кг К	$\Delta T_g$	температурный глайд, К
<i>C<sub>ig</sub></i>	корректирующий коэффициент в ур–и (15), безразмерный	$\Delta T_s$	перегрев стенки для индивидуальных компонентов, К
<i>Cr<sub>w</sub></i>	кажущаяся удельная теплоемкость, Дж/кг К	$\beta$	коэффициент переноса жидкости, м/с
<i>D</i>	диаметр, м	$\lambda$	теплопроводность, Вт/м К
<i>E<sub>o</sub></i>	параметр усиления вынужденной конвекции	$\mu$	динамическая вязкость, Па с
<i>F<sub>c</sub></i>	корректирующий коэффициент смеси, безразмерный	$\rho$	плотность, кг/м <sup>3</sup>
<i>f</i>	коэффициент трения, безразмерный	$\sigma$	поверхностное натяжение, Н/м
<i>G</i>	массовый поток, кг/м <sup>2</sup> с	$\chi$	мольная доля компонента
<i>g</i>	ускорение свободного падения, м/с <sup>2</sup>		
<i>h</i>	коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> К	<i>Индексы</i>	
<i>h<sub>iv</sub></i>	удельная теплота парообразования, Дж/кг	<i>c</i>	конвективный
<i>i</i>	удельная энтальпия, Дж/кг	<i>dew</i>	точка росы
<i>M</i>	молекулярная масса, кг/кмоль	<i>exp</i>	экспериментальный
<i>n</i>	компоненты	<i>g</i>	газ
<i>P</i>	давление, кПа	<i>i</i>	<i>i</i> -й компонент
<i>p<sub>r</sub></i>	приведенное давление, безразмерное	<i>id</i>	идеальный
<i>Pr</i>	число Прандтля, безразмерное	<i>l</i>	жидкость
<i>q</i>	удельный тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup>	<i>lo</i>	только жидкость
<i>Re</i>	число Рейнольдса, безразмерное	<i>m</i>	смесь
<i>S</i>	параметр подавления вынужденной конвекции	<i>npb</i>	пузырьковое кипение
<i>T</i>	температура, К	<i>tp</i>	двухфазный
<i>T<sub>b</sub></i>	температура точки кипения, К	<i>tt</i>	турбулентный-турбулентный
<i>T<sub>d</sub></i>	температура точки росы, К	<i>v</i>	паровой
<i>x</i>	паросодержание	<i>vt</i>	ламинарный-турбулентный

### Соотношения для определения коэффициента теплоотдачи при кипении смеси

Существует не так уж много работ, посвященных исследованию процессов кипения и конденсации МРТ в области низких температур (<140 К). Известно две работы, в которых производились исследования смесей, состоящих из трех и более компонентов [8, 9], а также ряд работ на бинарных смесях. Большинство методик, разработанных для смесей, основано на соотношениях, используемых для чистых веществ, с включением в них поправок, учитывающих многокомпонентность рабочего тела. Однако данные, полученные с помощью этих соотношений, носят частный характер и применимы для конкретной смеси и параметров потока.

Гунгор (Gungor) и Винтертон (Winterton) усовершенствовали соотношение для чистого вещества, имеющее схожий вид с соотношением Чена (Chen). Корреляция Чена основана на предположении, что существуют две основных составляющих механизма теплопередачи, а именно, пузырьковое кипение и конвекция. Для оценки составляющей пузырькового кипения используется соотношение Форстера (Forster) и Зубера (Zuber). Конвективный

компонент определяется из уравнения Дитуса-Боэлтера (Dittus–Boelter) совместно с параметром усиления конвекции. Выражение для определения коэффициента теплоотдачи двухфазного потока однокомпонентного рабочего тела имеет вид:

$$h_{tp} = E_0 h_l + S h_{npb} \quad (1)$$

где  $h_l$  – коэффициент теплоотдачи при течении жидкой фазы, если бы она занимала все сечение канала;  $h_{npb}$  – коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении;  $E_0$  – параметр усиления вынужденной конвекции;  $S$  – параметр подавления вынужденной конвекции.

$$h_l = 0,023 \frac{\lambda_l}{D} \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \quad (2)$$

$$E_0 = 1 + 24000 \text{Bo}^{1,16} + 1,37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad (3)$$

$$S = \left( 1 + 1,15 \times 10^{-6} E_0^2 \text{Re}_l^{1,17} \right)^{-1} \quad (4)$$

Гунгор и Винтертон для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении использовали

соотношение Купера (Cooper), имеющее следующий вид:

$$h_{npb} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,55} q^{0,67}. \quad (5)$$

Позже Гунгор и Винтертон привели свое соотношение к виду:

$$h_{tp} = E_{new} h_{lo} \quad (6)$$

где  $h_{lo}$  – коэффициент теплоотдачи для среды, имеющей физические свойства жидкости, а новый двухфазный конвективный множитель определяется как:

$$E_{new} = 1 + 3000 Bo^{0,86} + 1,12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41}. \quad (7)$$

Гранрид (Granryd) разработал соотношение для конвективного кипения неазеотропных смесей, основанное на теоретическом подходе для теплопередачи в кипящем двухфазном потоке с кольцевым режимом течения. Оно основано на предположении, что сопротивление в газовой фазе описывается так же, как и в методе Сильвера (Silver) и Белл-Гхэли (Bell-Ghaly). Гранрид проверил полученные соотношения на экспериментальных данных для смесей, таких как R22-R114 и R12-R152. Местный коэффициент теплоотдачи ( $h_m$ ) согласно Гранриду может быть оценен из соотношений:

$$\frac{h_m}{h_{lo}} = f(X_{tt}) \quad (8)$$

$$\frac{h_m}{h_{lo}} = \frac{F_p}{(1+A)} = F_m \quad (9)$$

где  $h_{lo}$  – коэффициент теплоотдачи для среды, имеющей физические свойства жидкости, который находится из соотношения для чистых жидкостей (конвекционное уравнение Дитуса-Боэлтера) с подстановкой свойств смеси:

$$h_{lo} = 0,023 \left( \frac{\lambda_l}{D} \right) \left[ (1-x) \frac{GD}{\mu} \right]^{0,8} Pr_l^{0,4}. \quad (10)$$

Здесь  $Pr_l$  – число Прандтля для жидкости, причем  $Pr_l = \frac{\mu_l C_{pl}}{\lambda_l}$ ,  $G$  – массовый поток, кг/(м<sup>2</sup> с). Параметр  $F_p$  для кипящего потока чистого хладагента определяется из соотношения:

$$F_p = 2,37 \left( 0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85}. \quad (11)$$

Параметр Мартинелли  $X$  используется для оценки влияния двухфазности потока на конвекцию. Для ламинарного режима течения жидкой фазы и турбулентного режима течения паровой фазы параметр Мартинелли  $X_{vt}$  имеет вид:

$$X_{vt} = \left( \frac{f_l Re_v^{0,25}}{0,079} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (12)$$

$$Re_v = \frac{GxD}{\mu_v}. \quad (13)$$

Для ламинарного режима течения ( $Re_l < 2000$ ) коэффициент трения  $f_l$  определяется как  $f_l = \frac{16}{Re_l}$ ,

$$\text{где } Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}.$$

Для турбулентного режима течения жидкой фазы и турбулентного режима течения паровой фазы параметр Мартинелли  $X_{tt}$  имеет вид:

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}, \quad (14)$$

$$A = \left( \frac{F_p}{C_{lg}} \right) x^2 \left[ \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \right]^{0,8} \times \left( \frac{Pr_l}{Pr_v} \right)^{0,4} \left( \frac{\lambda_l}{\lambda_v} \right) \left( \frac{C_{pv}}{C_{pw}} \right), \quad (15)$$

где  $C_{lg}$  – коэффициент усиления, который учитывает взаимодействие между газом и жидкостью. Гранрид для случая испарения хладагентов советует принимать  $C_{lg} = 2$ .  $C_{pw}$  – кажущаяся удельная теплоемкость для неазеотропной смеси в двухфазной области с паросодержанием  $x$  определяется как  $C_{pw} = \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_p$ , где  $i$  – энтальпия.

Метод Сильвера и Белл-Гхэли разработан, в первую очередь, для случая конденсации многокомпонентных смесей, но может быть применен и для конвективного кипения смесей. При вынужденном конвективном кипении смесей существует разница концентраций между поверхностью раздела «пар–жидкость» и основным потоком пара, которая аналогична наблюдаемой при конденсации смесей. Повышенная концентрация паров у границы раздела фаз приводит к возникновению сопротивления, препятствующего испарению жидкости в паровое пространство. Коэффициент

теплопередачи при кипении/конденсации неазеотропной смеси хладагентов определяется из уравнения:

$$\frac{1}{h_m} = \frac{1}{h_c} + \frac{Z_g}{h_g}, \quad (16)$$

где  $h_c$  – коэффициент теплоотдачи для смеси, рассчитанный по соотношениям для чистых веществ с подстановкой свойств смеси. Коэффициент теплоотдачи со стороны паровой фазы рассчитывается по соотношению Дитуса-Боэлтера:

$$h_g = 0,023 \left( \frac{\lambda_g}{D} \right) \text{Re}_g^{0,8} \text{Pr}_g^{0,4}. \quad (17)$$

Параметр  $Z_g$  в уравнении (16) является отношением темпа охлаждения паров к общей скорости охлаждения, которое может быть записано в следующем виде:

$$Z_g = x C p_v \frac{dT_{dew}}{di}, \quad (18)$$

где  $\frac{dT_{dew}}{di}$  – наклон кривой температуры точки росы по отношению к энтальпии смеси.

## Описание эксперимента

Неллис (Nellis) в своей работе [8] дает описание экспериментального стенда и методики, используемых для измерения коэффициента теплоотдачи при кипении азот-углеводородной смеси в горизонтальном канале. В качестве экспериментального участка он использовал цилиндр высотой 27 мм со сквозным отверстием диаметром 0,835 мм для прохождения потока рабочего тела. Эксперименты проводились с различными составами, температурами, массовыми расходами и давлениями. Состав смесей и параметры потока приведены в табл. 2. Смесей для опытов А и В содержат четыре компонента: азот, метан, этан и пропан. В то время как во всех остальных опытах С, D, E и F использовались смеси из пяти компонентов с добавлением изобутана к вышеупомянутым четырем. Из табл. 2 видно, что молярная доля азота в смесях, используемых для опытов С и D, меньше чем во всех остальных. Рабочее давление в опытах А, В и С выше, чем в D, E и F. На основании информации об эксперименте был рассчитан коэффициент теплоотдачи с использованием вышеописанных соотношений и произведено сравнение расчетных значений с экспериментальными данными.

Таблица 2

Состав рабочих тел и параметры потока

Опыт	Состав смеси N <sub>2</sub> /CH <sub>4</sub> /C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> /C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> /iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Массовый расход, (г/с)	Массовый поток, (кг/м <sup>2</sup> с)	Тепловой поток, (кВт/м <sup>2</sup> )	Давление, (кПа)
А	23,3/37,0/6,8/32,9/0	0,46	840,5	79,5	1365
В	20,4/38,3/5,4/35,8/0	0,44	803,9	79,4	1439
С	7,4/49,4/18,4/17,8/7,0	0,42	767,4	82,7	1424
Д	6,9/50,9/19,1/16,8/6,4	0,29	529,9	83,4	394
Е	26,0/38,7/5,4/26,1/3,8	0,30	547,8	82,9	470
F	24,1/40,1/5,7/26,3/4,0	0,14	255,8	82,9	434

## Обсуждение результатов

В данной работе представлены три различных подхода для определения коэффициента теплоотдачи. В первом подходе использовано соотношение Гунгора-Винтертона (уравнение 7) совместно с поправкой, предложенной Томом. Поправка учитывает влияние многокомпонентности рабочего тела. Ввиду этого соотношение Гунгора-Винтертона для чистого вещества используется для оценки идеального коэффициента теплоотдачи.

Во втором подходе для прогнозирования коэффициента теплоотдачи кипящего потока использован метод Сильвера-Белла-Гхэли. В данном

подходе конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи  $h_c$  рассчитана по соотношению для чистого вещества. Для этих целей соотношение Гунгора-Винтертона было модифицировано добавлением корректирующего коэффициента. Корректирующий коэффициент, учитывающий многокомпонентность рабочего тела, получен из соотношения Тома и Шакира.

$$E_{new} = 1 + 3000 (BoF_c)^{0,86} + 1,12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,85} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,7}. \quad (19)$$

В третьем подходе соотношение Гранрида модифицировано для определения коэффициента теплоотдачи при кипении азот-углеводородных смесей. Коэффициент усиления  $C_{lg}$  в соотношении Гранрида выбирается в зависимости от массового расхода смесового хладагента. В данной работе были опробованы различные значения коэффициента усиления, чтобы понять применимость данной формы соотношения Гранрида для азот-углеводородных смесей. Небольшие значения коэффициента усиления ( $C_{lg} < 2$ ) приводят к лучшему совпадению с экспериментальными данными, особенно для смесей, кипящих при более высоких массовых скоростях.

На рис. 1–6 показано сравнение расчетных значений коэффициента теплоотдачи, полученным по вышеописанным трем подходам, с экспериментальными данными в опытах А, В, С, D, E и F соответственно. Можно утверждать, что оценки, полученные с использованием модифицированных соотношений, имеют лучшее совпадение с экспериментальными результатами. Из данных рисунков видно, что значения коэффициента теплоотдачи, полученные с помощью метода Сильвера-Белла-Гхэли и модифицированного соотношения Гранрида, имеют лучшее совпадение с экспериментальными значениями по сравнению с полученными по соотношению Гунгора-Винтертона.

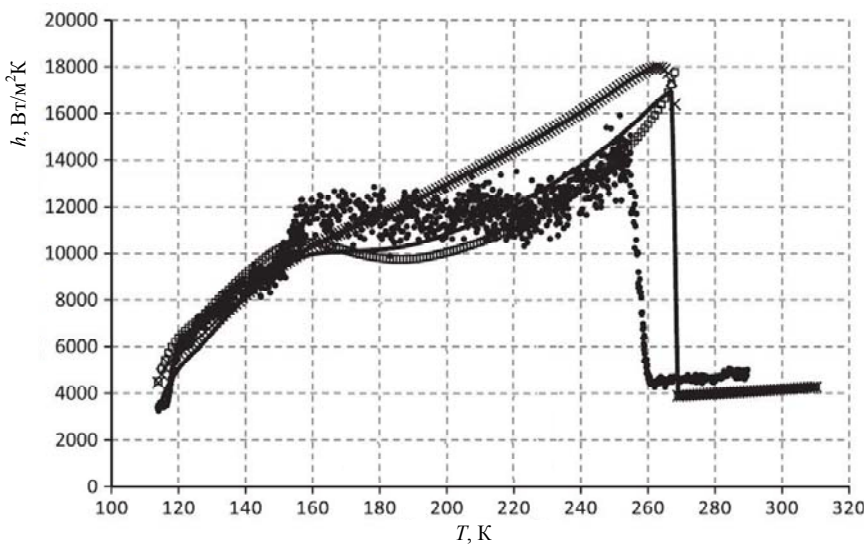


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт А.  
 • – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

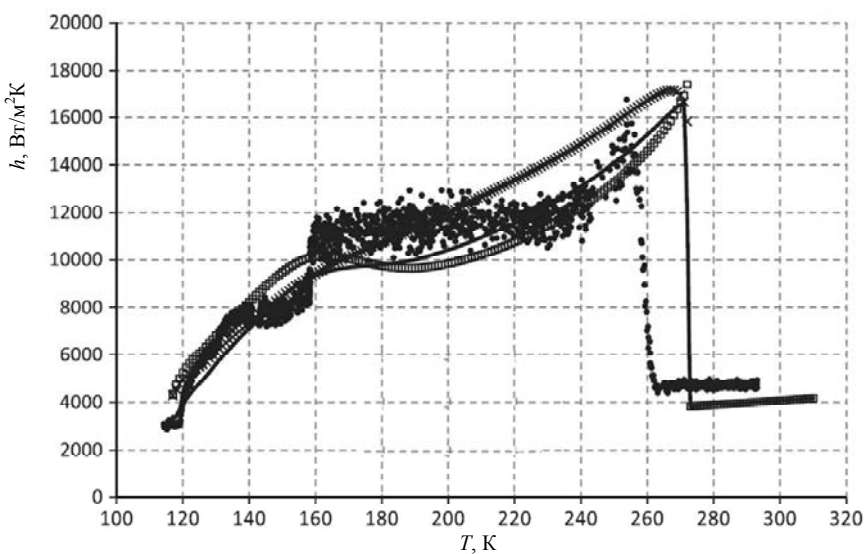


Рис. 2. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт В.  
 • – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

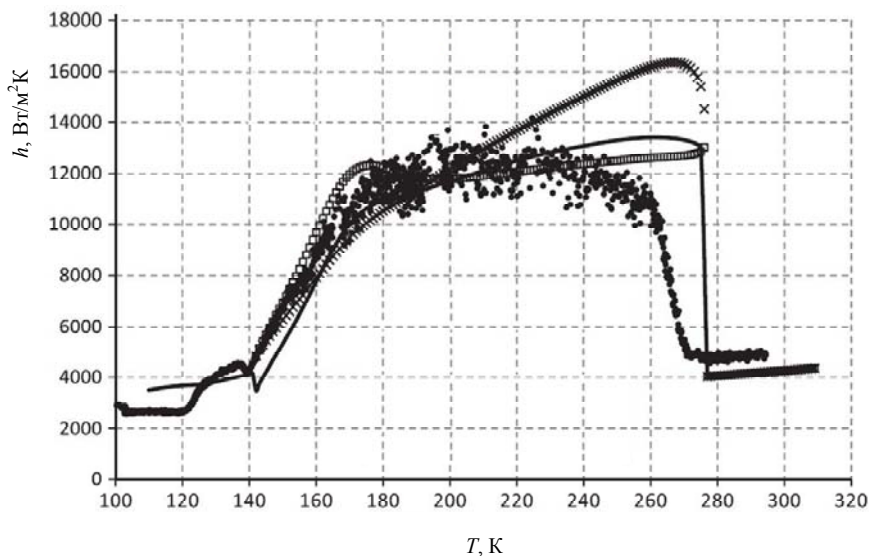


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт С.

● – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

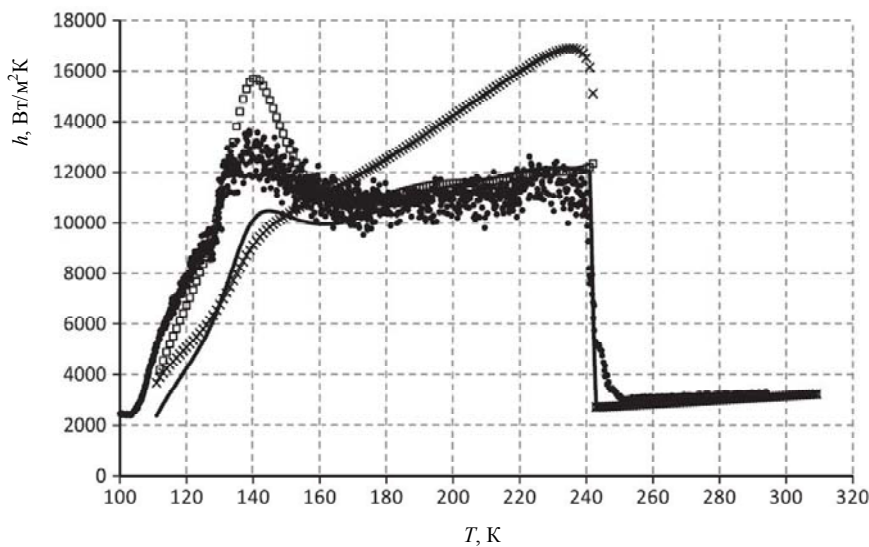


Рис. 4. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт D.

● – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

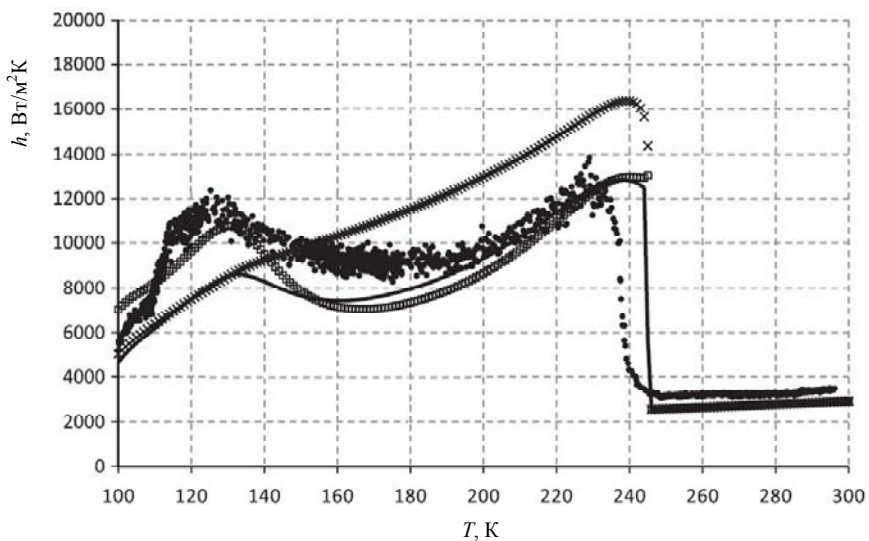


Рис. 5. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт E.

● – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

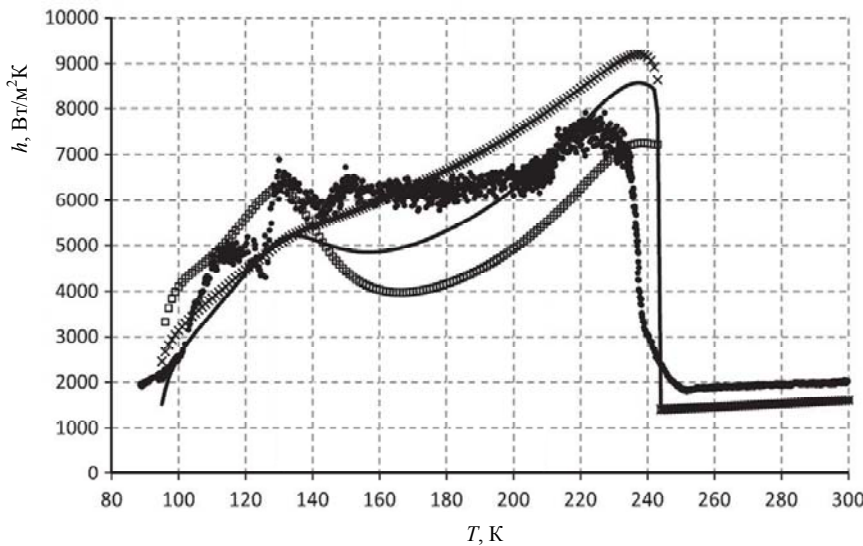


Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи  $h$  – опыт F.

● – Эксперимент [8], × – соотношение Гунгора и Винтертона, □ – метод Сильвера-Белла-Гхэли, — – соотношение Гранрида.

Помимо зависимости от параметров потока, таких как массовый расход и давление, на значения коэффициента теплоотдачи  $h$  оказывает сильное влияние состав смеси. В экспериментах А, В, Е и F можно увидеть, что значения коэффициента теплоотдачи имеют М-образную форму, в то время как она не наблюдается в опытах С и D. Это в основном объясняется процентным содержанием различных газов, входящих в состав смеси. Молярная доля среднекипящего компонента, такого как этан, в составе смесей в опытах А, В, Е и F меньше чем в опытах С и D, что видно из табл. 2. Тенденции в изменении коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по методу Сильвера-Белла-Гхэли и модифицированному соотношению Гранрида, подобны соответствующим значениям в опытах. С другой стороны, модифицированное соотношение Гунгора-Винтертона не повторяет форму зависимости коэффициента теплоотдачи от температуры, наблюдаемую в опытах. На рис. 1–6 видно, что модифицированное соотношение Гунгора-Винтертона показывает устойчивый рост коэффициента теплоотдачи с увеличением паросодержания.

Произведена оценка среднего абсолютного отклонения (AAD) для полученных значений с целью понимания применимости расчетных соотношений. Отклонение получено путем вычисления нормированной процентной разности между экспериментальными и расчетными значениями коэффициента теплоотдачи по формуле.

$$AAD = \frac{1}{N} \sum \left| \frac{h_{exp} - h_{predicted}}{h_{exp}} \right| \quad (20)$$

Сравнение отклонений для всех соотношений приведено в табл. 3. Погрешность коэффициента теплоотдачи, рассчитанного для опыта А с помощью метода Сильвера-Белла-Гхэли, составляет 24,37 %, что меньше, чем у модифицированного соотношения Гунгора-Винтертона. В табл. 3 также приведено сравнение отклонений для модифицированного соотношения Гранрида ( $C_{lg} = 1,4$ ) и первоначального ( $C_{lg} = 2$ ). Обнаружено, что меньшее значение постоянной в уравнении Гранрида ( $C_{lg} = 1,4$ ) дает более точный результат по сравнению с ( $C_{lg} = 2$ ) для всех опытов, за исключением F.

Таблица 3

Среднее абсолютное отклонение

Опыт	Среднее абсолютное отклонение (AAD) (%)			
	Модифицированный Гунгор-Винтертон	Сильвер-Белл-Гхэли	Гранрид ( $C_{lg} = 2$ )	Модифицированный Гранрид ( $C_{lg} = 1,4$ )
A	29,52	24,37	29,40	23,40
B	28,98	27,45	31,23	25,78
C	29,14	17,56	29,44	20,47
D	23,38	8,61	18,80	12,95
E	31,93	23,24	23,77	21,83
F	21,04	26,22	20,87	24,52

Из табл. 2 видно, что в опытах А–Е был значительно больший расход, чем в опыте F. Для этих опытов с большим расходом (А–Е) значение параметра  $C_{lg} = 1,4$  приводит к хорошему прогнозированию коэффициента теплоотдачи. Однако в опыте F со значительно меньшим расходом (почти на 50 % меньше чем в опыте E) использование параметра  $C_{lg} = 1,4$  приводит к увеличению отклонения расчётных значений коэффициента теплоотдачи от экспериментальных. Поэтому для опыта F (или, в общем, для смесей с маленьким расходом) значение  $C_{lg}$  может быть принято равным 2. Так как экспериментальные данные доступны только для шести опытов, в которых используются смеси различного состава с различными рабочими давлениями и массовыми расходами, то было бы некорректно делать окончательный вывод о применимости соотношений. Данный анализ является шагом по направлению к детальному пониманию применимости соотношений для многокомпонентных смесей. Необходимы более полные экспериментальные данные, полученные для одного и того же состава при различных условиях, чтобы понять влияние каждого параметра на коэффициент теплоотдачи.

Из табл. 3 видно, что метод Сильвера-Белла-Гхэли и модифицированное соотношение Гранрида позволяют определять коэффициент теплоотдачи более точно. Максимальное отклонение (AAD) для модифицированного соотношения Гранрида составляет 25,78 % для опыта В, в то время как оно дает минимальное отклонение 12,95 % для опыта D. Однако метод Сильвера-Белла-Гхэли позволяет определять коэффициент теплоотдачи с максимальным отклонением 27,45 % для опыта В и минимальным отклонением 8,6 % для опыта D. Погрешность модифицированного соотношения Гунгора-Винтертона больше, чем у вышеупомянутых соотношений, за исключением опыта F.

Значения температурных глайдов для различных смесей приведены в табл. 4. Минимальный температурный глайд 131,8 К у смеси в опыте D, в то время как максимальный 156 К у смеси в опыте В. Эффект многокомпонентности оказывает большее влияние на смеси с большим температурным глайдом. Именно поэтому отклонения расчётных значений коэффициента теплоотдачи больше у смесей с большим температурным глайдом и снижаются у смесей с меньшим глайдом.

Таблица 4

Температурные глайды смесей

Опыт	Температура точки кипения, $T_b$ (К)	Температура точки росы, $T_d$ (К)	Температурный глайд, $\Delta T_g$ (К)
A	113,57	268,37	154,80
B	116,46	272,47	156,01
C	141,89	276,41	134,52
D	110,51	242,32	131,81
E	94,51	245,20	150,69
F	94,02	243,88	149,86

Также стоит отметить, что расчеты, производимые по вышеописанным соотношениям, имеют большую точность для паросодержаний 0,1–0,75. Например, в случае опыта А отклонения для модифицированного соотношения Гунгора-Винтертона и модифицированного соотношения Гранрида в диапазоне паросодержаний 0,1–0,75 составляют 12,5 % и 8,44 % соответственно, в то время как для метода Сильвера-Белла-Гхэли и того меньше – 7,96 %. Температура насыщения, соответствующая паросодержанию 0,1, составляет 121 К, в то время как для паросодержания 0,75–255 К. Тем не менее, эти соотношения дают несколько завышенные значения по сравнению с экспериментальными данными в области паросо-

держаний больше 0,75. В целом, результаты метода Сильвера-Белла-Гхэли и модифицированного соотношения Гранрида находятся в хорошем соответствии с экспериментальными данными всех опытов А–F.

Таким образом, данные эмпирические методы с предложенными модификациями могут быть использованы для прогнозирования коэффициента теплоотдачи при кипении многокомпонентных смесей. Модифицированные формы эмпирических соотношений приведены в табл. 5. Знание коэффициента теплоотдачи  $h$  будет очень полезным при проектировании теплообменников для холодильных машин, работающих на смеси хладагента.



Таблица 5

## Модифицированные эмпирические соотношения для смесей

Автор(ы)	Соотношения
Модифицированный Гунгор-Винтертон	$h_m = E_{new} h_{lo}$ $E_{new} = 1 + 3000 (BoF_c)^{0,86} + 1,12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41}$ $\frac{h}{h_{id}} = \frac{1}{1+K}$ $K = \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{id}} \left[ 1 - \exp \left( \frac{-BoQ}{\beta \rho_l h_{lv}} \right) \right]$
Метод Сильвера-Белла-Гхэли	$\frac{1}{h_m} = \frac{1}{h_c} + \frac{Z_g}{h_g}$ $h_c = E_{new} h_{lo}$ $E_{new} = 1 + 3000 (BoF_c)^{0,86} + 1,12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,85} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,7}$
Модифицированный Гранрид	$\frac{h_m}{h_{lo}} = \frac{F_p}{(1+A)} = F_m$ $F_p = 2,37 \left( 0,29 + \frac{1}{X_{ll}} \right)^{0,85}$ $A = \left( \frac{F_p}{C_{lg}} \right) x^2 \left[ \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \right]^{0,8} \left( \frac{Pr_l}{Pr_v} \right)^{0,4} \left( \frac{\lambda_l}{\lambda_v} \right) \left( \frac{Cp_v}{Cp_w} \right)$ $C_{lg} = 1,4, \text{ если } G > 500 \text{ кг/м}^2\text{с}$ $C_{lg} = 2, \text{ если } G < 300 \text{ кг/м}^2\text{с}$

## Заключение

Представленные в работе соотношения были оценены с точки зрения возможности прогнозирования коэффициента теплоотдачи при кипении неазеотропных многокомпонентных азот-углеводородных смесей. Расчетные значения коэффициента теплоотдачи сравниваются с доступными экспериментальными данными из литературы. Предложены модификации для существующих соотношений, чтобы сделать их применимыми для оценки коэффициента теплоотдачи. Из данного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Существующие соотношения для оценки коэффициента теплоотдачи чистых веществ неприменимы для неазеотропных азот-углеводородных смесей.

2. Модифицированное соотношение Гранрида и метод Сильвер-Белл-Гхэли могут быть использованы для прогнозирования коэффициента теплоотдачи при кипении смесевых хладагентов, используемых в холодильных циклах. Максимальное среднее абсолютное отклонение для метода Сильвера-Белла-Гхэли равняется 27,4 %, в то время как для модифицированного соотношения Гранрида оно составляет 25,8 %.

3. Было обнаружено, что среднее отклонение для предлагаемых соотношений возрастает с увеличением температурного глайда.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Луин А. И., Могорычный В. И., Коваленко В. Н. Применение многокомпонентных рабочих тел в низкотемпературной технике. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009.
2. Боярский М. Ю., Луин А. И., Могорычный В. И. Характеристики криогенных систем при работе на смесях. – М.: Изд-во МЭИ, 1990.
3. Боярский М. Ю. Основы расчета фазовых равновесий в многокомпонентных системах. – М.: Издательский дом МЭИ, 1984.
4. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
5. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – М.: Энергоатомиздат, 1981.
6. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008.
7. Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. – М.: Энергия, 1980.
8. Nellis G., Hughes C., Pfothenhauer J. // Cryogenics. 2005. Vol. 45. P. 546.
9. Baek S., Lee C., Jeong S. // Cryogenics. 2014. Vol. 64. P. 29.
10. Ardhapurkar P. M., Sridharan A., Atrey M. D. // Cryogenics. 2014. Vol. 59. P. 84.

## The processes of boiling and condensation of multicomponent working fluids in micro heat exchangers

A. S. Dolzhikov and V. I. Mogorychny

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»  
13 Krasnokazarmennaya str., Moscow, 111250, Russia  
E-mail: DolzhikovAS@mpei.ru, mogorychny@mail.ru

Received January 27, 2017

**Multicomponent working fluids (MWF) are widely used in refrigeration and cryogenic technology. One of the main elements of these systems is a recuperative heat exchanger in which the cold is regenerated. However, the processes of boiling and condensation of mixtures are poorly understood. This paper discusses the various correlations which allow describing these processes. In the paper, we compare the results to be obtained using these ratios with the existing experimental data.**

**Keywords:** low temperature, boiling, condensation, heat exchange, mixture, multicomponent working fluids, two-phase flow, throttle system.

### REFERENCES

1. A. I. Lunin, V. I. Mogorychny, and V. N. Kovalenko, *The use of multicomponent working fluids in the low-temperature technique* (Publishing House of MPEI, Moscow, 2009) [in Russian].
2. M. Yu. Boyarsky, A. I. Lunin, and V. I. Mogorychny, *Characteristics of cryogenic systems working on mixtures* (Publishing House of MPEI, Moscow, 1990) [in Russian].
3. M. Yu. Boyarsky, *The basis for calculation of phase equilibria in multicomponent systems* (Publishing House of MPEI, Moscow, 1984) [in Russian].
4. D. A. Labuntsov and V. V. Yagov, *Mechanics of two-phase systems* (Publishing House of MPEI, Moscow, 2007) [in Russian].
5. V. P. Isachenko, V.A. Osipova, and A. S. Sukomel, *Heat transfer* (Energoatomisdat, Moscow, 1981) [in Russian].
6. V. A. Kirillin, V. V. Sychev, and A. E. Sheyndlin, *Engineering thermodynamics* (Publishing House of MPEI, Moscow, 2008) [in Russian].
7. D. Butterworth and G.F. Hewitt, *Two-phase flow and heat transfer* (Oxford University Press, London, 1977; Energy, Moscow, 1980).
8. G. Nellis, C. Hughes, and J. Pfothner, *Cryogenics* **45**, 546 (2005).
9. S. Baek, C. Lee, and S. Jeong, *Cryogenics* **64**, 29 (2014).
10. P. M. Ardhapurkar, A. Sridharan, and M. D. Atrey, *Cryogenics* **59**, 84 (2014).