

УДК 536.24.01

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ НЕДОГРЕТОМ КИПЕНИИ В ТРУБАХ (ОБЗОР)

П. Г. Гакал, д-р техн. наук

p.gakal@khai.edu

ORCID: 0000-0003-3043-2448

Г. А. Горбенко, д-р техн. наук

gennadiy.gorbenko@ctph.com.ua

Р. Ю. Турна

rustem.turna@ctph.com.ua

Э. Р. Решитов

edem.reshitov@ctph.com.ua

Национальный

аэрокосмический университет

им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»,

61070, Украина, г. Харьков,

ул. Чкалова, 17

В статье представлен обзор корреляций и моделей для определения интенсивности теплообмена при недогретом кипении в трубах. Корреляции, как правило, основаны на безразмерных числах подобия, в то время как в моделях недогретого кипения используют принцип суперпозиции составляющих теплообмена при вынужденной конвекции и развитом пузырьковом кипении. Разными авторами предложены различные подходы к реализации принципа суперпозиции. В статье проведен анализ достоинств и недостатков корреляций и моделей. Преимущества и недостатки определялись как путем анализа физических закономерностей недогретого кипения, так и сравнением результатов, полученных авторами статьи с помощью различных моделей недогретого кипения, с экспериментальными результатами при исследовании недогретого кипения аммиака в цилиндрической обогреваемой трубе. Диаметр трубы $d=6,9$ мм, длина $L=150$ мм, недогрев на входе равнялся ~ 5 К, температура насыщения находилась в диапазоне 61–65 °С, массовый расход составлял 7,5 г/с, плотность теплового потока лежала в диапазоне 5–18 Вт/см². В результате обзора и сравнения с экспериментальными данными определено, что существующие корреляции и модели описывают недогретое кипение аммиака с недостаточной точностью, особенно при совместном влиянии вынужденной конвекции и пузырькового кипения. Поэтому необходимо или уточнить существующие корреляции и модели, или разрабатывать новые модели для более точного описания теплообмена при недогретом кипении аммиака в обогреваемых трубах в указанном выше диапазоне параметров.

Ключевые слова: недогретое кипение, пузырьковое кипение, вынужденная конвекция, модели недогретого кипения, принцип суперпозиции, аммиак.

Введение

Использование теплообмена при развитом пузырьковом кипении позволяет получить высокие коэффициенты теплоотдачи и, соответственно, минимизировать размеры, массу теплопередающего оборудования. Часто на вход в теплопередающее устройство поступает недогретая жидкость, поэтому на практике необходимо определять интенсивность теплоотдачи в переходной области между теплоотдачей при движении однофазной жидкости и теплоотдачей при развитом кипении. В этой области температура обогреваемой поверхности может превышать температуру насыщения, что приведет к кипению на поверхности, при том, что сама жидкость в ядре потока будет иметь температуру ниже температуры насыщения. Теплообмен при кипении в недогретой до состояния насыщения жидкости изучен еще не полностью, хотя коэффициент теплоотдачи при кипении недогретой жидкости может существенно возрасти (при некоторых условиях – до 20 раз) по сравнению с теплообменом в однофазной жидкости.

Цель работы и постановка задачи исследования

Ставится задача выполнить обзор известных корреляций и моделей, которые используются при определении теплоотдачи при недогретом кипении, определить их достоинства и недостатки, сравнить с экспериментальными данными, полученными авторами. На основании обзора определить пути уточнения существующих или разработки новых моделей теплоотдачи при недогретом кипении при течении в обогреваемых каналах.

Корреляции и модели теплообмена при недогретом кипении

Корреляции и модели для теплообмена при недогретом кипении условно можно разбить на две группы: 1-я – корреляции, основанные на простых безразмерных соотношениях; 2-я – модели, в которых составляющие теплообмена при конвекции и кипении рассчитываются отдельно, а затем складываются по определенным методикам.

К корреляциям 1-й группы можно отнести корреляцию Moles&Shaw [1]

© П. Г. Гакал, Г. А. Горбенко, Р. Ю. Турна, Э. Р. Решитов, 2019

$$\frac{h_{TP}}{h_L} = 78.5 \left(\text{Bo} \cdot \text{Ja}^{-0.746} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.045} \text{Pr}_L^{0.69} \right)^{0.67},$$

где h_{TP} – коэффициент теплоотдачи при недогретом кипении, Вт/(м²·К); h_L – коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции, Вт/(м²·К); $\text{Bo} = \frac{q}{G_f r_{fg}}$ – число кипения; $\text{Ja} = \frac{c_{pL} \Delta T_{sub}}{r_{fg}}$ – число Якоба; ρ_L – плотность жидкой фазы, кг/м³; ρ_v – плотность паровой фазы, кг/м³; Pr_L – число Прандтля жидкой фазы;

Плотность теплового потока определяется по температурному напору ($T_w - T_{sat}$) и, соответственно, будет $q = h_{TP} (T_w - T_{sat})$. Здесь T_w – температура стенки; К; T_{sat} – температура насыщения, К.

Существуют и другие корреляции для расчета коэффициента теплоотдачи при недогретом кипении, которые имеют сходную структуру. Так, в работе [2] предложена корреляция в следующем виде:

$$\frac{h_{TP}}{h_L} = \exp(14.542) \text{Bo}^{0.729} \cdot \text{Ja}^{-0.354} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{1.811} \text{Pr}_L^{7.032}.$$

Основными недостатками корреляций 1-й группы является то, что они не могут использоваться во всей области недогретого кипения, т. к. число Якоба при уменьшении недогрева $\text{Ja} \rightarrow 0$. Как результат $\frac{h_{TP}}{h_L} \rightarrow \infty$. Кроме того, правая часть корреляций не стремится к единице в точке перехода от теплообмена при вынужденной конвекции к теплоотдаче при недогретом кипении.

К расчетным алгоритмам 2-й группы условно можно отнести модель, описанную в работе [3].

Для учета влияния на интенсивность теплоотдачи вынужденного движения автор рассматривает три зоны, границы которых определяются отношением коэффициентов теплоотдачи при развитии пузырькового кипения и вынужденной конвекции жидкости $A = \frac{h_q}{h_L}$, где h_q – коэффициент теплоотдачи при развитии пузырькового кипения, Вт/(м²·К).

Зона#1, $\frac{h_q}{h_L} < 0.5$, $h_{TP} = h_L$ – кипение не влияет на теплообмен. Интенсивность теплопередачи полностью определяется конвекцией жидкости.

Зона#2, $\frac{h_q}{h_L} > 2$, $h_{TP} = h_q$ – интенсивность теплоотдачи полностью определяется кипением в большом объеме; вынужденная конвекция не влияет на теплообмен.

Зона#3, $0.5 \leq \frac{h_q}{h_L} \leq 2$ – область кипения с взаимным влиянием конвективного теплообмена и теплообмена при развитии кипения; выражение для коэффициента теплоотдачи описывается интерполяционной формулой

$$h_{TP} = h_L \frac{4h_L + h_q}{5h_L - h_q}.$$

Несмотря на то, что данный алгоритм предложен для расчета интенсивности теплообмена при кипении насыщенной жидкости, он также может быть использован и для анализа интенсивности теплопередачи при кипении с недогревом. Плотность теплового потока при недогретом кипении предложено определять по формуле $q = h_{TP} (T_w - T_{sat})$.

Другие методы определения интенсивности теплоотдачи при кипении недогретой жидкости основаны на суперпозиции составляющих теплопередачи. Такой подход был предложен для определения коэффициента теплоотдачи при развитии пузырькового кипения в работе [4] и затем модифицирован для случая недогретого кипения. Один из таких методов проанализирован в работе [5], в которой рассматривается теплообмен при кипении, в том числе и в недогретой жидкости, в трубах и кольцевых каналах. Достоинство метода в том, что зоны различных механизмов теплопередачи пред-

варительно специально не выделяются. Коэффициент теплоотдачи определяется методом суперпозиции двух составляющих теплообмена: конвективная составляющая и составляющая от кипения. Коэффициент теплоотдачи при недогретом кипении в этом случае будет [6]

$$h_{TP}^2 = (Fh_L)^2 + (Sh_q)^2.$$

Таким образом, коэффициент теплоотдачи определяется соотношением между различными механизмами теплообмена. Например, конвективная составляющая будет превалировать над составляющей кипения, если Fh_L будет намного большей, чем Sh_q , и наоборот.

Авторы работы указывают, что в случае недогретого кипения температурные напоры для конвективной составляющей и составляющей от кипения разные. Поэтому уравнение для плотности теплового потока представляется в виде

$$q_{pb} = \sqrt{(Fh_L \Delta T_b)^2 + (Sh_q \Delta T_s)^2}, \tag{1}$$

где q_{pb} – плотность теплового потока при недогретом кипении, Вт/м²; $\Delta T_b = T_w - T_L$ – разность температур стенки и недогретой жидкости, К; $\Delta T_s = T_w - T_{sat}$ – разность между температурой стенки и температурой насыщения, К.

Так как коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении зависит от плотности теплового потока, то авторы представляют уравнение (1) как $q_{pb} = \sqrt{(Fh_L \Delta T_b)^2 + (SA_p q_{pb}^{2/3} \Delta T_s)^2}$. Затем уравнение записывается в виде кубического уравнения $q_*^3 - Cq_*^2 - 1 = 0$ относительно безразмерного параметра $q_*^3 = \left(\frac{q_{pb}}{q_L}\right)^2$. Здесь $q_L = Fh_L \Delta T_b$ и $C = \left(\frac{A_p S \Delta T_s}{Fh_L \Delta T_b}\right)^2 q_L^{4/3}$.

Таким образом, если известна геометрия канала, массовый расход, температура стенки T_w , температура T_L и температура насыщения T_{sat} , то, решая кубическое уравнение, находим q_* и затем определяем коэффициент теплоотдачи при недогретом кипении $h_{TP} = Fh_L q_*^{3/2}$.

Если же задана плотность теплового потока q_{pb} , то, разрешив уравнение (1) относительно температурного напора между стенкой и объемом жидкости $\Delta T_b = T_w - T_L$, получим

$$\Delta T_b = \frac{T_{sat} - T_b}{1 + A_{bp}^2} \left[1 + \sqrt{1 + (1 + A_{bp}^2)(A_{qp}^2 - 1)} \right],$$

где $A_{bp} = \frac{Fh_L}{Sh_q}$ и $A_{qp} = \frac{q_{pb}}{Sh_q(T_{sat} - T_L)}$.

Окончательно коэффициент теплоотдачи при недогретом кипении будет

$$h_{TP} = \frac{q_{TP}}{\Delta T_b}.$$

В работе [7] также используется метод суперпозиции, но в упрощенной форме. Сущность метода иллюстрирует рис. 1.

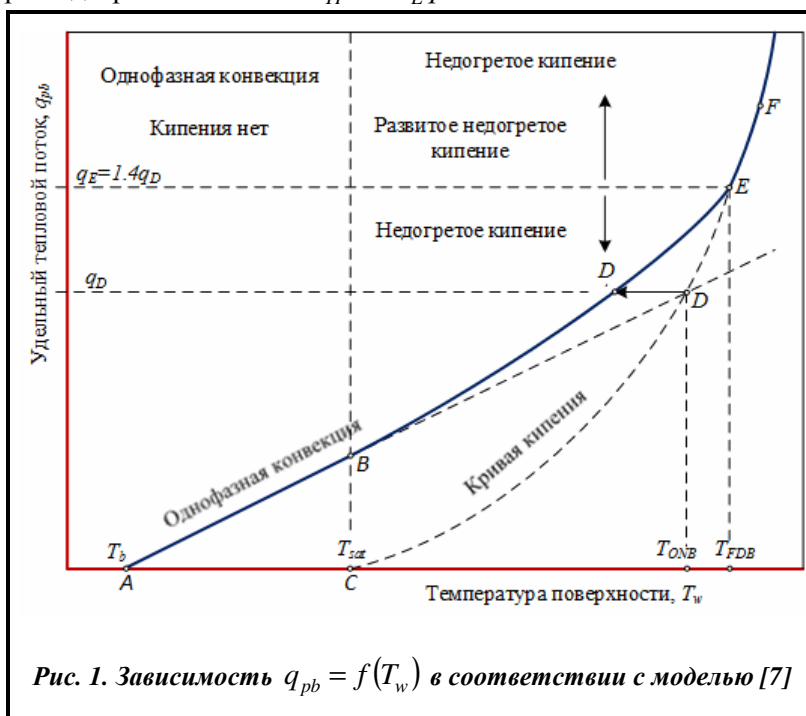


Рис. 1. Зависимость $q_{pb} = f(T_w)$ в соответствии с моделью [7]

При увеличении теплового потока температура стенки изменяется вдоль линии ABD , которая соответствует конвективному теплообмену. Тепловой поток в этом случае $q_{SPL} = h_L(T_{w,SPL} - T_L)$. При достижении температурой стенки точки начала кипения T_{ONB} (точка D на рис. 2), на стенке начинают формироваться паровые пузыри, коэффициент теплоотдачи возрастает и температура стенки скачкообразно уменьшается (точка D').

При дальнейшем увеличении теплового потока изменение температуры характеризуется кривой $D'EF$. Точка E соответствует началу полностью развитого пузырькового кипения.

Температурный напор в зависимости от плотности теплового потока в этом случае может быть представлен обобщенной зависимостью $T_{w,SCB} - T_{sat} = \Psi q_{SCB}^n$.

В соответствии с предложенной моделью точка начала недогретого кипения «Subcooled Boiling (SCB)» (точка D на рис. 1) определяется пересечением кривых ABD и CDE , то есть из условия

$T_{w,SPL} = T_{w,SCB}$ следует, что $T_L + \frac{q_{pb}}{h_L} = T_{sat} + \Psi q_{pb}^n$. В результате недогрев в точке начала кипения

$$(T_{sat} - T_L)_{ONB} = \Delta T_{ONB} = \frac{q_{pb}}{h_L} - \Psi q_{pb}^n. \quad (2)$$

Положение точки E , соответствующей полностью развитому пузырьковому кипению, определяется как $q_E = 1.4q_D$ [8]. Или, по аналогии с уравнением (2)

$$\Delta T_{FDB} = (T_{sat} - T_L)_{FDB} = \left(\frac{q_{pb}}{1.4h_L} \right) - \Psi \left(\frac{q_{pb}}{1.4h_L} \right)^n.$$

Рассчитанные значения недогрева жидкости до температуры насыщения $\Delta T_{sub} = (T_{sat} - T_L)$ используются для определения границ различных механизмов теплообмена. Для этого предложено использовать зависимость доли теплового потока при конвекции от общего теплового потока от недогрева (см. рис. 2).

На рис. 2 выделены следующие зоны (на графике недогрев возрастает справа налево):

– если недогрев больше, чем $\Delta T_{sub} > \Delta T_{ONB}$, теплоотдача характеризуется однофазной конвекцией, даже если $T_w > T_{sat}$.

– если недогрев $\Delta T_{FDB} \leq \Delta T_{sub} < \Delta T_{ONB}$, конвективный тепловой поток и тепловой поток при кипении определяются с учетом диаграммы на рис. 3 (пунктирная линия между точками ONB и FDB).

– если недогрев $\Delta T_{sub} \leq \Delta T_{FDB}$, то $q_{SPL} = 0.0$ и интенсивность теплопередачи определяется только кипением.

Аналогичный метод (метод суперпозиции) предложен в [9], в соответствии с которым $q_{pb} = q_{SPL} + q_{SCB}$. Тепловой поток при однофазной конвекции находится как $q_{SPL} = h_L(T_w - T_L)$. Следовательно, тепловой поток при кипении $q_{SCB} = q_{pb} - q_{SPL}$. В статье коэффициент теплоотдачи или температурный напор определяются по величине q_{SCB} , с использованием одной из корреляций для теплообмена при пузырьковом кипении. Так, в рассматриваемой работе использовано соотношение

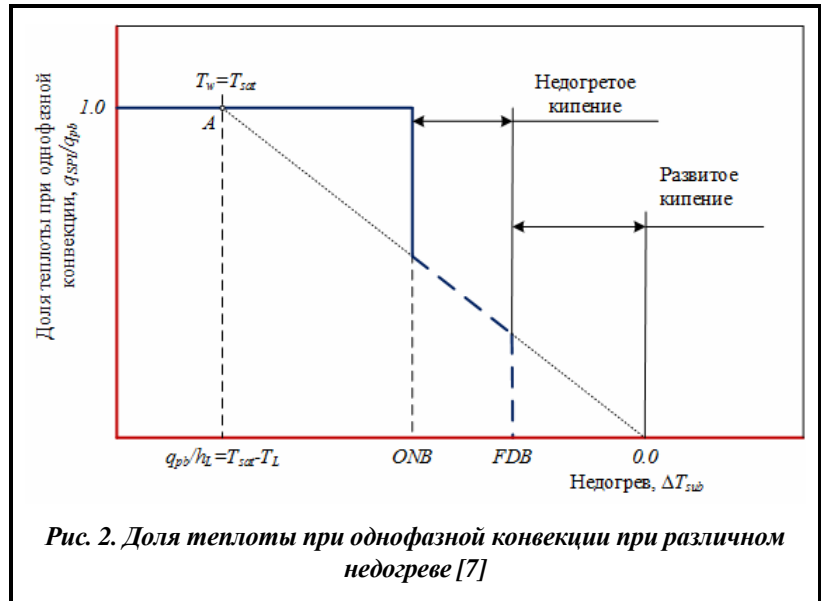


Рис. 2. Доля теплоты при однофазной конвекции при различном недогреве [7]

$$\frac{c_{pL}(T_w - T_{sat})}{r_{fg}} = C_{sf} \left[\frac{q_{SCB}}{\mu_L r_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)}} \right]^{0.33} \left(\frac{c_{pL} \mu_L}{k_L} \right)^{1.7}.$$

Выражение для расчета интенсивности теплообмена при кипении в общем случае можно представить в виде $q_{SCB} = \left(\frac{T_w - T_{sat}}{\Psi} \right)^n$. Из этого соотношения и соотношения $q_{SPL} = h_L(T_w - T_b)$ найдем температуру стенки T_w , решая трансцендентное уравнение $q_{pb} = h_L(T_w - T_b) + \left(\frac{T_w - T_{sat}}{\Psi} \right)^n$ относительно T_w . Задавая температурный напор, например $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$, определяем коэффициент теплоотдачи при недогретом кипении $h_{TP} = \frac{q_{SCB}}{\Delta T_{sat}}$.

Следующая модель является продолжением модели [9] и описана в работе [10]. Сущность метода иллюстрирует рис. 3. В соответствии с моделью тепловой поток при недогретом кипении

$$q_{pb} = q_{SPL} \left[1 + \left\{ \frac{q_{SCB}}{q_{SPL}} \left(1 - \frac{q_{C^*}}{q_{SCB}} \right) \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Тепловой поток q_{C^*} , соответствующий точке C^* , определяется исходя из уравнения кривой кипения $T_{w,ONB} - T_{sat} = \Psi q_{C^*}^n$ при температуре стенки, равной температуре начала кипения T_{ONB} . Для определения точки начала кипения в работе предложены следующие эмпирические соотношения:

$$\Delta T_{ONB} = (T_w - T_{sat})_{ONB} = \left(\frac{8\sigma T_{sat}}{r_{fg} k_L \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_L q_{ONB}^{\frac{1}{2}}.$$

Тепловой поток при этом $q_{ONB} = h_L [\Delta T_{ONB} + \Delta T_{sub}]$.

В работе [11] предложено кривую между точками C и E (см. рис. 3) аппроксимировать степенной зависимостью $q_{pb} = a + b(T_w - T_{sat})^m$. Константы a , b , m определяются как

$$b = \frac{q_E - q_C}{(\Delta T_{sat,E})^m - (\Delta T_{sat,C})^m},$$

$$a = q_C - b(\Delta T_{sat,C})^m, \quad m = n + pq_{pb},$$

$$p = \frac{1/0.3 - 1}{q_E - q_C} \quad \text{и} \quad n = 1 - pq_C.$$

Предложенная интерполяция обеспечивает гладкий переход от одного режима теплообмена к другому. Кроме того, наклон кривой изменяется при увеличении температуры стенки, что соответствует физической картине увеличения интенсивности теплообмена при росте количества центров парообразования.

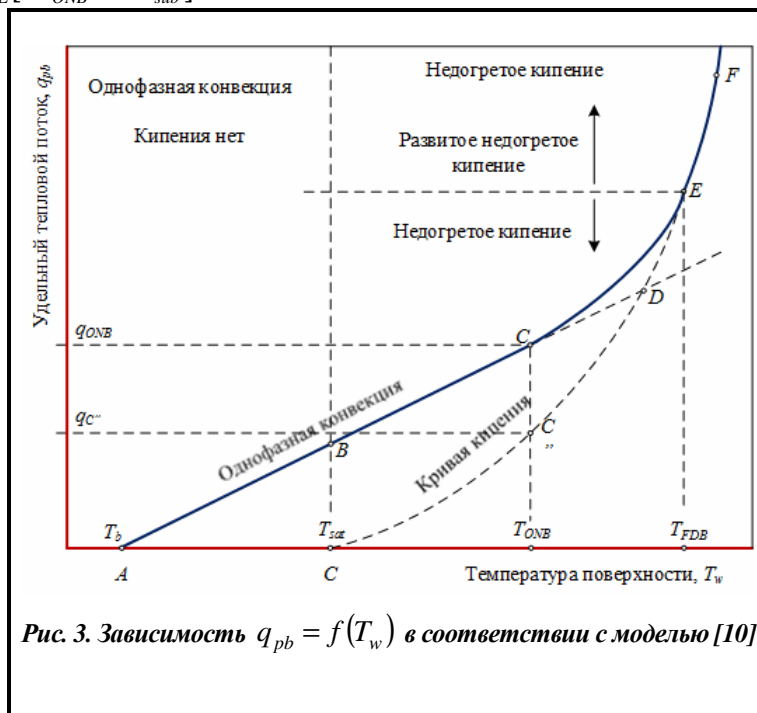


Рис. 3. Зависимость $q_{pb} = f(T_w)$ в соответствии с моделью [10]

Для расчета тепловых потоков в точках *C* и *E* автор предлагает свои собственные корреляции. Так, например, тепловой поток при развитии пузырьковом кипении (точка *E*) определяется по формуле $q_E = [1058(m \cdot r_{fg})^{-0.7} F_{fl} h_L \Delta T_{sat,E}]^{0.3}$.

Тепловой поток в точке начала кипения (точка *C*) находится по соотношениям [12, 13]

$$\Delta T_{sat,C} = \frac{4\sigma T_{sat}(v_v - v_L)h_L}{k_L r_{fg}} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{k_L r_{fg} \Delta T_{sub}}{2\sigma T_{sat}(v_v - v_L)h_L}} \right] \quad q_C = \frac{k_L r_{fg}}{8\sigma T_{sat}(v_v - v_L)} [\Delta T_{sat,C}]^2.$$

Анализ моделей

При анализе проведем сравнение различных моделей теплопередачи при кипении недогретой жидкости с экспериментальными данными (см. рис. 4).

Модели, основанные на безразмерных корреляциях Moles&Shaw и др., не рассматриваются ввиду их недостатков, представленных выше.

Экспериментальные данные получены авторами статьи при исследовании течения аммиака в обогреваемом цилиндрическом канале диаметром $d=6,9$ мм, длиной $L=150$ мм. В экспериментах недогрев на входе в канал равнялся ~ 5 К, температура насыщения $T_{sat}=61-65$ °С, массовый расход $m=7,5$ г/с, плотность теплового потока $q=5-18$ Вт/см².

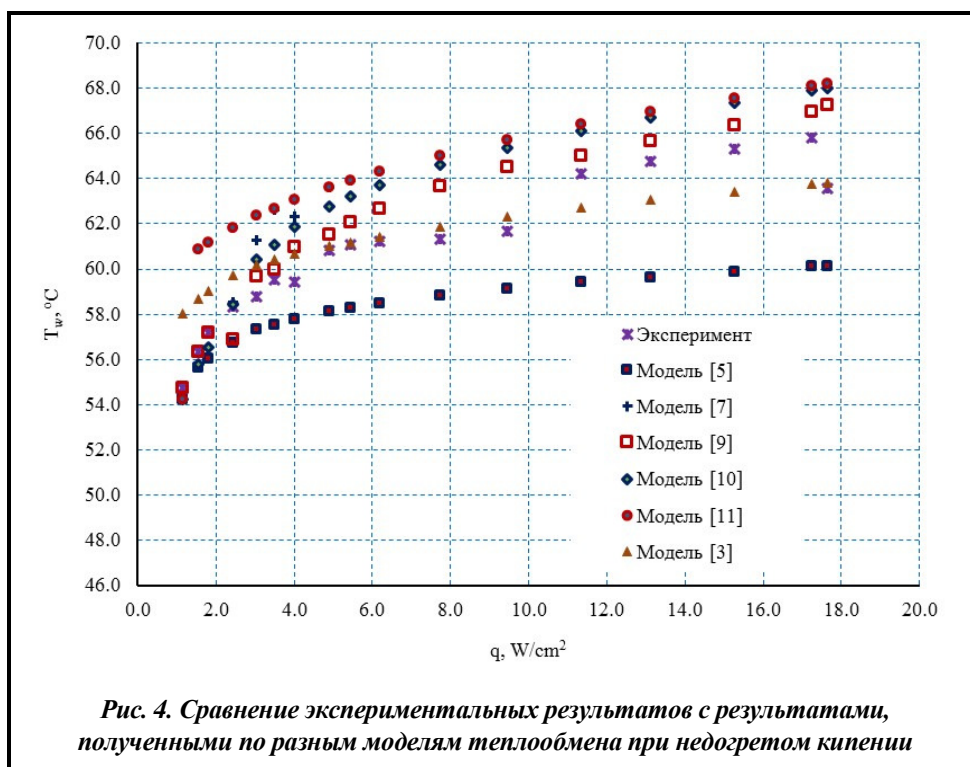


Рис. 4. Сравнение экспериментальных результатов с результатами, полученными по разным моделям теплообмена при недогретом кипении

Выводы

1. Основными недостатками корреляций, основанных на простых безразмерных соотношениях, является то, что они не могут использоваться во всей области недогретого кипения, т. к. при уменьшении недогрева $Ja \rightarrow 0$, в результате $h_{TP}/h_L \rightarrow \infty$. Кроме того, правая часть корреляций не стремится к единице в точке перехода от теплообмена при вынужденной конвекции к теплоотдаче при недогретом кипении.
2. Не указано, к какому температурному напору относится коэффициент теплоотдачи.
3. Среди моделей, основанных на суперпозиции, наилучшее совпадение с экспериментальными результатами дает модель Rohsenow. Данная модель еще и наиболее проста по сравнению с другими.
4. Модели Лабунцова и Liu&Winterton дают заниженные значения температуры стенки. Кроме того, недостаток модели Лабунцова заключается в том, что она требует задания границ теплообмена, которые необходимо выбирать и обосновывать для каждой жидкости и диапазона параметров течения.

5. Недостаток моделей Kandlikar, Bergles&Rohsenow состоит в том, что для их реализации необходимо знать температуру стенки в точке начала кипения. Для поиска этой температуры используются эмпирические соотношения, которые также нуждаются в обосновании.

6. Сравнение с экспериментальными данными показало, что все рассмотренные модели описывают теплообмен при недогретом кипении аммиака в цилиндрических трубах в указанном выше диапазоне параметров с большой погрешностью. Поэтому модели должны быть или уточнены, или необходима разработка новых моделей.

Литература

1. Shaw F. D. Boiling heat transfer to subcooled liquids under the conditions of forced convection. *Trans. Inst. Chem. Eng.* 1972. No. 50. P. 76–84.
2. Prodanovic V. Bubble Behavior in Flow Boiling at Low Pressures and Flow Rates. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. The University of British Columbia, 2001. P. 179.
3. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике. М.: Моск. энерг. ин-т, 2000. – 388 с.
4. Chen J. C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Proc. of 6th National Heat Transfer Conf.* August 11–14, 1963. Boston, USA. ASME preprint 63-HT-34.
5. Winterton Z. L. A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, based on a Nucleate Pool Boiling Equation. *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1991. Vol. 34, No. 11. P. 2759–2766. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)
6. Kutateladze S. S. Boiling Heat Transfer. *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1961. No. 5. P. 31–45. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(61\)90059-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(61)90059-X)
7. Bowring R. W. Physical Model Based on Bubble Detachment and Calculation of Steam Voidage in the Subcooled Region of a Heated Channel. *HPR-10, Institutt for Atomenergi*, Halden, Norway, 1962.
8. Engelberg-Forster K. Heat transfer to a boiling liquid - mechanism and correlations. *Trans. ASME J. Heat Transfer.* 1959. Ser. C. No. 81. P. 43–53.
9. Rohsenow W. M. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. *Trans. ASME J. Heat Transfer.* 1952. No. 74. P. 969.
10. Bergles A. E. The determination of forced convection surface boiling heat transfer. *Proc. of 6th National Heat Transfer Conf.* August 11–14, 1963. Boston, USA. ASME Paper 63-HT-22.
11. Kandlikar S. G. Heat Transfer Characteristics in Partial Boiling, Fully Developed Boiling, and Significant Void Flow Regions of Subcooled Flow Boiling. *J. Heat Transfer.* 1998. Vol. 120. P. 395–401. <https://doi.org/10.1115/1.2824263>
12. Hsu Y. Y. On the Size Range of Active Nucleation Cavities on a Heating Surface. *ASME J. Heat Transfer.* 1962. Vol. 84. P. 207–216. <https://doi.org/10.1115/1.3684339>
13. Sato T. On the Conditions of Incipient Subcooled Boiling with Forced Convection. *Bulletin JSME.* 1964. Vol. 7. No. 26. P. 392–398. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.7.392>

Поступила в редакцию 30.11.2018