

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПАРИТЕЛЕЙ С ВНУТРИТРУБНЫМ КИПЕНИЕМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

А.Н. Радченко, аспирант, А.А. Сирота, канд. техн. наук,

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Особенностью процесса внутритрубного кипения является наличие двух зон с резко отличающейся интенсивностью теплоотдачи: зоны интенсивной теплоотдачи от стенки к омывающей ее жидкости и зоны с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи от сухой стенки к пару, содержащему капли жидкости, унесенные из пристенного слоя в первой зоне. Во второй зоне интенсивность теплоотдачи равна таковой к чистому пару. Ее расчет производится по уравнению для теплоотдачи к чистому пару. Паросодержание $x_{гр}$, соответствующее границе двух зон, принято называть граничным. Таким образом, прогнозирование условий снижения тепловой эффективности испарителей напрямую зависит от достоверности нахождения $x_{гр}$.

Существующие методики теплового расчета испарителей, и прежде всего охладителей газа, не учитывают ухудшение теплопередачи, обусловленное так называемым кризисом теплообмена второго рода, связанным с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению и имеющим место при $x_{гр}$.

Целью настоящей работы является уточнение методики теплового расчета испарителей путем включения в нее этапа определения паросодержания $x_{гр}$, соответствующего переходу от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, и прогнозирование на основе этой методики условий снижения тепловой эффективности испарителей с внутритрубным кипением холодильного агента.

2. Методика прогнозирования условий снижения тепловой эффективности испарителей и анализ результатов

Механизм кризиса теплообмена второго рода наиболее полно отражен в методе расчета $x_{гр}$, разработанном в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающем отдельный учет влияния уноса и осаждения капель на толщину пристенной пленки жидкости [1].

Согласно этому методу градиенты массовой скорости жидкости в пленке и дисперсном ядре определяются соответствующими выражениями:

в пленке

$$\frac{d(\rho w)_{пл}}{dz} = -\frac{4}{d_0} \left(E - D + \frac{q}{r} \right);$$

в дисперсном ядре потока

$$\frac{d(\rho w)_{ж.я}}{dz} = \frac{4}{d_0} (E - D),$$

где d_0 – внутренний диаметр трубки;

r – удельная теплота фазового перехода;

Z – длина;

E – массовая скорость уноса капель с пристенной пленки жидкости в паровое (дисперсное) ядро потока:

$$E = 5,75 \cdot 10^{-5} \left\{ \left[(\rho w)_{пл} - (\rho w)_{пл.кр} \right]^2 \frac{d_0 \rho_{ж}}{\sigma \rho_{п}^2} \right\}^{0,316} (\rho w)_x;$$

где $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ – плотности жидкости и пара;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

$(\rho w)_{пл.кр}$ – критическая массовая скорость жидкости в пленке, ниже которой унос прекращается, вычисляется из соотношения

$$\frac{(\rho w)_{пл.кр} d_0}{\mu_{ж}} = \exp \left[5,8504 + 0,4249 \frac{\mu_{п}}{\mu_{ж}} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} \right)^{0,5} \right],$$

в котором μ_n и $\mu_{ж}$ – коэффициенты динамической вязкости пара и жидкости;

D – массовая скорость осаждения капель из дисперсного ядра на пристенной пленке жидкости:

$$D = kc,$$

где c – концентрация капель жидкости в паровом потоке; k – скорость осаждения капель, вычисляется из соотношений

при $c/\rho_n < 0,3$

$$k = 0,18 \left(\frac{\rho_n d_0}{\sigma} \right)^{-0,5};$$

при $c/\rho_n > 0,3$

$$k = 0,083(c/\rho_n)^{-0,65}(\rho_n d_0/\sigma)^{-0,5}.$$

Падение давления на трение в гомогенном дисперсном ядре dP/dz рассчитывают по коэффициенту трения f_i на волновой поверхности раздела фаз, скорректированного введением (по аналогии с шероховатостью) относительной толщины пленки δ/d_0 [2]:

$$f_i = f_n(1 + 360\delta/d_0),$$

где f_n – коэффициент трения однофазного парового потока в соответствии с законом Блазиуса

$$f_n = 0,079 Re_n^{-0,25}.$$

Толщину пленки δ вычисляют по известным профилю осевой скорости u в сечении пленки и массовой скорости жидкости в пленке

$$(\rho w)_{пл} = \frac{4\mu_{ж}}{d_0} \int_0^{\delta^*} v_* dy_* ,$$

где относительная толщина пленки $\delta^* = \delta u_\tau / \nu_{ж}$, расстояние от стенки $y_* = y u_\tau / \nu_{ж}$ и скорость $v_* = u / u_\tau$;

$u_\tau = \sqrt{\tau_i / \rho_{ж}}$ – динамическая скорость;

τ_i – касательное напряжение на границе раздела фаз, рассчитывается по формуле

$$\tau_i = f_i \frac{(\rho w)_я^2}{2\rho_я},$$

где $(\rho w)_я = (\rho w)_{ж.я} + (\rho w)_x$;

$$\rho_я = \frac{(\rho w)_я}{\frac{(\rho w)_{ж.я}}{\rho_{ж}} + \frac{(\rho w)_x}{\rho_n}}.$$

Массовые скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ и дисперсном ядре $(\rho w)_{ж.я}$ отнесены ко всему сечению канала $(\pi d_0^2/4)$, а уноса E и осаждения D капель – к внутренней поверхности канала $(\pi d_0 Z)$.

Расчет ведут до достижения массовой скоростью жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ критического значения $(\rho w)_{пл.кр}$, соответствующего прекращению уноса капель с поверхности гладкой микропенки [1]. Унос капель прекращается при достижении пленкой некоторой критической толщины – толщины гладкой микропенки $\delta_{пл.гл}$, соответствующей толщине ламинарного подслоя с массовой скоростью $(\rho w)_{пл.кр}$. Это так называемый кризис гидравлического сопротивления [3], при котором значение последнего падает до минимальной величины, соответствующей однофазным потокам. Величину паросодержания принято обозначать $x_{\Delta P}$ (соответственно длину трубки $Z_{\Delta P}$).

Протяженность испаряющейся гладкой микропенки по паросодержанию $\Delta x_{гл.пл}$ определялась соотношением $\Delta x_{гл.пл} = (\rho w)_{пл.кр} / (\rho w)$, т.е. предполагалось, что капли жидкости в паровом потоке испаряются только после полного испарения пристенной пленки. Соответствующая протяженность гладкой микропенки по длине трубки испарителя $Z_{гл.пл}$ вычисляется из теплового баланса

$$0,25\pi d_0^2 (\rho w)_{гл.пл} \Delta x_{гл.пл} = \pi d_0 Z_{гл.пл} q.$$

Расчет производился по двум моделям капельного обмена. Первая модель учитывала унос капель и их осаждение. Однако, согласно базовой модели [1] осаждение продолжалось и при гладкой микропенке. При этом после прекращения уноса по достижении пленкой критической толщины при $(\rho w)_{пл.кр}$ (толщины гладкой микропенки $\delta_{пл.гл}$) происходило его возобновление, поскольку в результате осаждения капель массовый расход жидкости в пленке снова возрастал и становился больше $(\rho w)_{пл.кр}$. В этом случае значение x , при котором имело место повторное прекращение уноса, для холодильного агента R-22, наиболее распространенного в технике кондиционирования воздуха, оказывалось

значительно больше $x_{\Delta P}$. Поэтому исходная модель [1] была скорректирована таким образом, чтобы при достижении в пленке критической массовой скорости $(\rho w)_{пл.кр}$ вместе с уносом капель прекращалось и их осаждение на гладкой микропленке. Расчет капельного обмена ведут до достижения массовой скоростью жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ критического значения $(\rho w)_{пл.кр}$, соответствующего прекращению уноса капель с поверхности гладкой микропленки. Тогда значение граничного паросодержания находят как

$$x_{гр} = x_{\Delta P} + \Delta x_{гл.пл.}$$

Согласно второй модели – модели уноса – осаждение капель не учитывалось. Однако полученные величины $x_{гр}$ для параметров работы систем кондиционирования воздуха имели довольно низкие значения: 0,65 при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и 0,70 при $t_0 = -10^\circ\text{C}$. Если же принять их за начало зоны перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, т.е. за x_0 , а протяженность зоны перехода $\Delta x = x_{гр} - x_0$ равной 0,2 (согласно зависимостям [4]), то значения $x_{гр}$, определяющие завершение образования дисперсного режима течения, окажутся близкими 0,85 при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ($\rho w = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) и 1,0 при $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ($\rho w = 75 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$), т.е. соответствующими опытными данным [5].

В соответствии со второй моделью значения паросодержания начала x_0 и завершения $x_{гр}$ перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению рассчитывали как $x_0 = x_{\Delta P} + \Delta x_{гл.пл.}$ и $x_{гр} = x_0 + 0,2$. Очевидно, что введение поправки $\Delta x = 0,2$ при расчете $x_{гр}$, а с нею и некоторой переходной области между началом, x_0 , и завершением, $x_{гр}$, осушения стенки в модель уноса можно рассматривать как ее корректировку для учета влияния осаждения капель на пристенной пленке.

Анализ результатов расчета по обеим моделям показал, что значение $x_{гр}$, полученное без учета осаждения, меньше чем с его учетом примерно на 0,1. В первом случае с увеличением ρw величина $x_{гр}$ уменьшалась также более высокими темпами, чем во

втором. Очевидно, что действительная величина $x_{гр}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум методикам.

На рис. 1 приведены зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от текущего паросодержания x для R-22 при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и разных значениях массовой скорости двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{вн} = 0,08 \text{ м}$. Значениям $x_{гр0}$ соответствуют точки пересечения кривых с осью x , т.е. условие $(\rho w)_{пл} = 0$.

При увеличении ρw на каждые $50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ происходит снижение $x_{гр}$ примерно на 0,05.

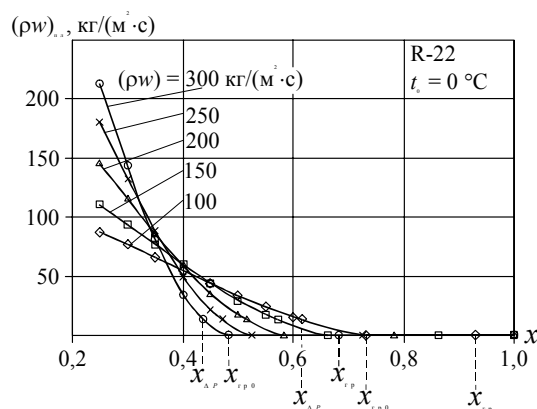


Рис. 1. Зависимость массовой скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ от паросодержания x

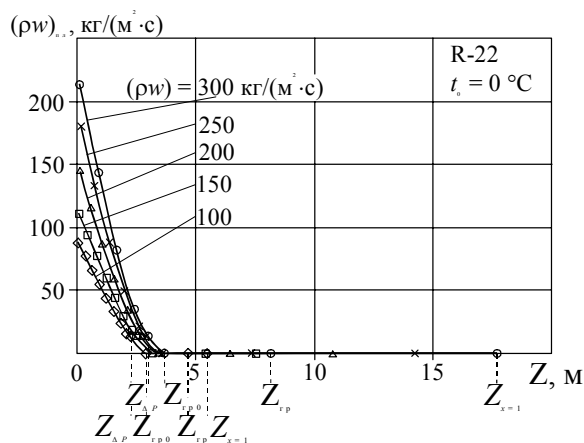


Рис. 2. Зависимость массовой скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ от длины трубки Z

Зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от длины трубки Z для указанных выше условий представлены на рис. 2.

Как видно, с повышением ρw (производительности компрессора G_0 с ростом t_0)

происходит увеличение длины трубки $Z_x = 1$, необходимой для полного испарения капель в потоке перегретого пара, и, следовательно, повышается опасность влажного хода поршневого герметичного компрессора. При применении в качестве дроссельного органа капиллярной трубки последняя становится вполне реальной. Для ее исключения необходима установка после воздухоохладителя защитного ресивера (отделителя жидкости). В случае же дросселирования с помощью TRV он уменьшает подачу холодильного агента G_0 на воздухоохладитель, тогда как повышение тепловой нагрузки (с увеличением t_0), требует, наоборот, увеличения G_0 . В результате возрастает доля поверхности воздухоохладителя, приходящейся на испарение капельной влаги и работающей крайне неэффективно – с низкой интенсивностью теплопередачи.

Аналогичный характер имеет зависимость $(\rho w)_{пл} = f(x)$ для R-142B. При этом кривые располагаются несколько круче, что свидетельствует о более интенсивном уносе капель с пристенной пленки паровым ядром потока и соответственно более раннем осушении стенки трубки.

3. Выводы и перспектива дальнейшего использования результатов

Проанализированы две модели определения граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего ухудшению тепловой эффективности охладителей газа (воздуха) с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения кипящих потоков холодильного агента в трубках: с учетом уноса капель с пристенной пленки жидкости и их осаждения на ней и без учета осаждения капель на пристенной пленке. Результаты расчета для R-22 согласно первой модели дают завышенные значения $x_{гр}$, тогда как по второй – заниженные. Во втором случае (модель уноса) с увеличением ρw величина $x_{гр}$ уменьшалась более высокими темпами, чем в первом. Действительная величина $x_{гр}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум моделям.

Предложенная методика позволяет определить протяженность зон интенсивного кипения (при смоченной стенке змеевиков испарителя – $x < x_{гр}$) и испарения капельной влаги с крайне низкой интенсивностью при осушенной стенке ($x_{гр} < x < 1$), длину змеевика, необходимую для полного испарения капель, а также влагосодержание потока на выходе из змеевиков испарителя. На основе этих данных становится возможным прогнозирование условий ухудшения теплопередачи в испарителях систем кондиционирования и возникновения опасности гидравлических ударов из-за попадания в цилиндры поршневых герметичных компрессоров влажного пара.

Литература

1. Hewitt G.F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1990.– Vol. 33, № 5.– P. 243–252.
2. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения.– М.: Мир, 1972.– 440 с.
3. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика: Сб. науч. тр.– Л.: Наука, 1987.– С. 169–186.
4. Смирнов Г.Ф. Теплофизические проблемы охлаждения электронного оборудования // Холодильная техника и технология.– 1999.– Вып. 62.– С. 102–107.
5. Chaddock J.B., Varma H.K. An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // ASHRAE Transactions.– 1979.– Vol. 85, № 3.– P. 105–121.

Поступила в редакцию 08.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. В.В. Епифанов, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доц. В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.