

УДК 621.56

РАДЧЕНКО А.Н.¹, ГОРИН В.В.², СИРОТА А.А.³

¹Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

²Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

³Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗА С ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Розглянуто основні припущення та приведено результати розрахунків охолоджувачів газу з фазовим переходом холодильного агента.

Рассмотрены основные допущения и приведены результаты расчетов охладителей газа с фазовым переходом холодильного агента.

The main assumptions are discussed, and the results of calculation of gas coolers with phase transition of the refrigerant are presented.

d_0 – внутренний диаметр трубки;
 D – массовая скорость осаждения капель;
 E – массовая скорость уноса капель;
 f – коэффициент трения;
 k – коэффициент теплопередачи;
 q – плотность теплового потока;
 r – удельная теплота фазового перехода;
 Re_{Π} – число Рейнольдса для паровой фазы,
 $Re_{\Pi} = (\rho w) x d_0 / \mu_{\Pi}$;
 t – температура;
 u – осевая скорость;
 $u_{\tau} = \sqrt{\tau_i / \rho_{ж}}$ – динамическая скорость;
 x – массовое паросодержание;
 y – расстояние от стенки;
 $y^* = u y_{\tau} / v_{ж}$ – относительное расстояние от стенки;
 Z – длина трубки;
 z – продольная координата;
 α_a – коэффициент теплоотдачи;
 ΔP – падение давления;
 θ – логарифмическая разность температур;
 ρ – плотность;
 ρw – массовая скорость;
 σ – коэффициент поверхностного натяжения;
 $v^* = u / u_{\tau}$ – относительная скорость;

ν – кинематический коэффициент вязкости;
 μ – динамический коэффициент вязкости;
 δ – толщина пленки;
 $\delta^* = \delta u_{\tau} / v_{ж}$ – относительная толщина пленки;
 τ_i – касательное напряжение на границе раздела фаз;
 ГТУ – газотурбинная установка;
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
 ТО – теплообменник.

Индексы:

0, a – хладагент;
 1 и 2 – вход и выход;
 гл – гладкий;
 гр – граничный;
 ж – жидкость;
 ж.я – жидкость в ядре потока;
 кр – критический;
 п – пар;
 пл – пленка;
 я – ядро;
 i – граница раздела фаз;
 max – максимальный;
 opt – оптимальный;
 w – охлаждаемая среда.

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Охладители газа с фазовым переходом холодильного агента помимо традиционных областей

(воздухоохладители систем комфортного и технологического кондиционирования) находят широкое применение в контурах утилизации средне- и низкопотенциальной теплоты. В последнем случае это генераторы пара (они же ох-

ладители отработавших газов ГТУ или ДВС) в силовом цикле и испарители-охладители газа (воздуха) в холодильном. При проектировании таких теплообменников (ТО) необходимо обеспечить минимальные их габариты и аэродинамическое сопротивление, что особенно важно для генераторов пара, монтируемых непосредственно в газовыпускном тракте двигателя и определяющих противодействие и затраты мощности двигателя на его преодоление.

Рациональное проектирование ТО включает в себя определение оптимальной массовой скорости холодильного агента $(\rho w)_{\text{opt}}$ в трубках (змеевиках), обеспечивающей максимальные плотности теплового потока q_{max} и соответственно минимальные поверхности теплообмена.

Необходимость уточнения методики расчета $(\rho w)_{\text{opt}}$ обусловлена особенностью процесса внутритрубного кипения, связанной с наличием 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 с пристенного слоя в первой зоне. Паросодержание $x_{\text{гр}}$, соответствующее границе двух зон, принято называть граничным.

Охладители газа выполняются, как правило, из оребренных трубок. В этом случае в первой зоне интенсивность теплоотдачи к кипящему холодильному агенту в несколько раз превосходит таковую к газу. Поскольку теплопередача лимитируется последней, то даже двух-трехкратные погрешности при определении α_a не приводят к существенным расхождениям в k и, следовательно, q . Во второй зоне, наоборот, теплопередача чаще всего лимитируется теплоотдачей к дисперсной смеси как менее интенсивной по сравнению с таковой к газу. Ее вычисление производится по уравнению для теплоотдачи к пару. Существующая методология проектирования охладителей газа при вычислении q и соответствующих им ρw не учитывает соотношение протяженностей двух зон кипения, определяемое значением $x_{\text{гр}}$, и зависимость $x_{\text{гр}}$ от ρw .

Целью выполненного исследования является совершенствование методики проектирования охладителей газа путем включения в нее этапа

расчета $(\rho w)_{\text{opt}}$ с учетом значения граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$, определяющего соотношение протяженностей двух зон кипения с резко отличающейся интенсивностью теплообмена, установление закономерностей изменения плотности теплового потока q в зависимости от ρw , а также влияния параметров работы охладителей газа на величины $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} .

2. Основные положения методики и анализ результатов расчета

Некоторые основные положения методики проектирования охладителей газа с кипением хладагента рассмотрены на примере воздухоохладителей. При расчете граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$ за основу был взят метод, разработанный в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающий 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:

$$\frac{d(\rho w)_{\text{пл}}}{dz} = -\frac{4}{d_0} \left(E - D + \frac{q}{r} \right); \quad (1)$$

– в дисперсном ядре:

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

Здесь массовые скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ и дисперсном ядре $(\rho w)_{\text{ж.я}}$ отнесены ко всему сечению канала $(\pi d_0^2/4)$, а массовые скорости уноса капель с пристенной пленки жидкости в паровое (дисперсное) ядро потока E и их осаждения на пленке D – к внутренней поверхности канала $(\pi d_0 Z)$. Для нахождения E и D в работе [1] предложены эмпирические зависимости.

Массовая скорость жидкости в пристенной пленке вычисляется в соответствии с профилем относительной скорости v^* :

$$(\rho w)_{\text{пл}} = \frac{4\mu_{\text{ж}}}{d_0} \int_0^{\frac{1}{2}} v_* dy_* . \quad (2)$$

Рассмотрим основные допущения и особенности усовершенствованной методики расчета $x_{гр}$ по сравнению с базовым методом [1].

При внутритрубном испарении свободная поверхность раздела жидкой и паровой фаз увлекается скоростным паровым ядром, в результате чего течение жидкости в пристенной пленке приближается к течению Куэтта – ламинаризуется. В этом отличие двухфазного потока от однофазного, заполняющего все сечение канала. Более высокие (благодаря ускорению) градиенты осевой скорости du/dy у поверхности раздела фаз по сравнению с однофазным потоком при одном и том же расстоянии y от стенки дают основание принять закон распределения скоростей в пристенной пленке у границы раздела фаз таким же, как и для буферной зоны в модели пограничного слоя Т. Кармана, т.е. исключить турбулентную зону.

В соответствии с опытными данными [2], образование волн на гладкой ламинарной пленке (следовательно, и унос капель с пристенной пленки) начинается при относительном расстоянии от стенки $y^* = 15$. Принимаем также, что и затухание волн (прекращение уноса капель) завершается при том же y^* .

Тогда профили относительных скоростей v^* для такой двухслойной модели пристенной пленки жидкости будут ограничены расстояниями y^* :

- ламинарная зона: $0 < y^* < 15$ $v^* = y^*$;
- буферная зона: $15 < y^*$ $v^* = 5 \ln y^* + 1,46$.

Соответственно выражение (2) для массовой скорости жидкости в пристенной пленке, включающей обе зоны, принимает вид

$$(\rho w)_{пл} = \frac{4\mu_{ж}}{d_0} \left[\int_0^{\delta^*=15} y_* dy_* + \int_{\delta^*=15}^{\delta} (5 \ln y_* + 1,46) dy_* \right]. \quad (3)$$

Величины $(\rho w)_{пл}$, вычисленные по уравнению (3) при некотором принятом δ^* , сравниваются со значением $(\rho w)_{пл}$, рассчитанными согласно капельному обмену с использованием формулы (1) при текущем паросодержании x с учетом содержания жидкости в паровом ядре потока $(\rho w)_{ж.я}$:

$$(\rho w)_{пл} = (\rho w)(1 - x) - (\rho w)_{ж.я}.$$

Величина $(\rho w)_{пл.i}$ при текущем паросодержании x (на i -м шаге) связана с $(\rho w)_{пл.i-1}$ на предыдущем $i-1$ шаге соотношением

$$(\rho w)_{пл.i} = (\rho w)_{пл.i-1} - d(\rho w)_{пл}/dz(dz/dx),$$

в котором градиент массовой скорости жидкости в пленке $d(\rho w)_{пл}/dz$ вычисляется по формуле (1), а приращение паросодержания dx соотносится с соответствующим приращением длины трубки dz согласно уравнению теплового баланса

$$0,25\pi d_0^2(\rho w)rdx = q\pi d_0 dz.$$

Абсолютная толщина пленки $\delta_{пл}$ находится из соотношения $\delta^* = \delta_{пл}u\tau/v_{ж}$. При этом касательное напряжение τ_i на границе раздела фаз, входящее в динамическую скорость u_τ , рассчитывается по формуле

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

$$\text{где } (\rho w)_я = (\rho w)_{ж.я} + (\rho w)x; \quad \rho_я = \frac{(\rho w)_я}{\frac{(\rho w)_{ж.я}}{\rho_ж} + \frac{(\rho w)x}{\rho_п}}.$$

Коэффициент трения f_i на волновой поверхности раздела фаз определяют по уравнению, предполагающему аналогию волновой поверхности с шероховатой [3]:

$$f_i = f_п(1 + 360\delta/d_0),$$

где $f_п$ – коэффициент трения однофазного парового потока в соответствии с законом Блазиуса $f_п = 0,079Re_п^{-0,25}$.

Совпадению величин $(\rho w)_{пл}$, вычисленных двумя способами, соответствуют действительные значения относительной и абсолютной толщины пленки δ^* и δ .

Согласно уравнению (3), критическая массовая скорость жидкости в пристенной гладкой микропленке относительной толщиной $\delta^* = 15$ (при $y^* = 15$), соответствующая прекращению уноса капель, вычисляется как

$$(\rho w)_{пл.кр} = \frac{4\mu_{ж}}{d_0} \int_0^{\delta^*=15} y_* dy_* = \frac{450\mu_{ж}}{d_0}.$$

Таким образом, с учетом принятых выше допущений относительно границ и профилей скоростей в ламинарной и буферной зонах жидкой пленки, а также условия прекращения уноса ка-

пель было получено простое аналитическое выражение для нахождения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$. Следует отметить, что найденные таким образом значения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ практически совпадают с соответствующими величинами, полученными из эмпирического соотношения [1]

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

При достижении массовой скоростью жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ значения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ унос капель в паровое ядро потока прекращается.

Расчет производился по двум моделям капельного обмена. Первая модель учитывала унос и осаждение капель и соответствовала базовой модели [1]. Согласно ей осаждение капель продолжалось и на гладкой микропленке, что не совсем логично, поскольку приводило бы к деформации поверхности пленки.

Вторая модель (модель уноса) не учитывала осаждение капель. Согласно ей прекращению уноса капель по достижении пленкой некоторой критической толщины – толщины гладкой микропленки $\delta_{\text{пл.гл}}$ (ламинарного слоя с массовой скоростью $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$) соответствует так называемый кризис гидравлического сопротивления ΔP [4], при котором значение ΔP падает до минимальной величины, соответствующей однофазным потокам. Величину паросодержания принято обозначать $x_{\Delta P}$.

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

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

Граничное паросодержание находилось как $x_{\text{гр}} = x_{\Delta P} + \Delta x_{\text{гл.пл}}$. Однако полученные величины

$x_{\text{гр}}$, рассчитанные для условий работы систем кондиционирования воздуха, имели довольно низкие значения: 0,65...0,70. Если же принять их за начало зоны перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, т.е. за $x_{\text{гр}0}$, а протяженность зоны перехода $\Delta x = x_{\text{гр}} - x_{\text{гр}0}$ равной 0,2 (согласно зависимостям [5]), то завершение образования дисперсного режима течения, сопровождающееся полным осушением стенки трубки, будет иметь место при значениях $x_{\text{гр}}$, рассчитываемых как $x_{\text{гр}} = x_{\text{гр}0} + 0,2$, причем довольно близких опытным данным [6].

Очевидно, что введение в модель уноса поправки $\Delta x = 0,2$ при расчете $x_{\text{гр}}$, а с нею и некоторой переходной зоны между началом, $x_{\text{гр}0}$, и завершением, $x_{\text{гр}}$, осушения стенки можно рассматривать как корректировку модели уноса с учетом влияния осаждения капель на пристенной пленке.

На рис. 1 приведены зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ от текущего паросодержания x для хладагента R-22 при $t_0 = 0$ °C и разных массовых скоростях двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{\text{вн}} = 0,08$ м, вычисленные согласно модели уноса и осаждения (а) и модели одного уноса (б). Точки пересечения кривых с осью x (при $(\rho w)_{\text{пл}} = 0$) соответствуют по первой модели значениям $x_{\text{гр}}$, а по второй $x_{\text{гр}0}$. Прекращение уноса капель по достижении $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ (кризис гидравлического сопротивления) наступает при паросодержаниях $x_{\Delta P}$. Как видно, с увеличением ρw величина $x_{\text{гр}}$ уменьшается, что необходимо учитывать при расчетах $(\rho w)_{\text{опт}}$.

Анализ результатов расчета по обеим моделям показал, что значение $x_{\text{гр}}$, полученное без учета осаждения (см. рис. 1, б), меньше чем с его учетом (см. рис. 1, а) примерно на 0,1. Во втором случае с увеличением ρw величина $x_{\text{гр}}$ уменьшалась гораздо более высокими темпами, чем в первом. Очевидно, что действительная величина $x_{\text{гр}}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум моделям. Найденные величины $x_{\text{гр}}$ используются при расчете максимальной плотности теплового потока q_{max} и соответствующей ей оптимальной массовой скорости $(\rho w)_{\text{опт}}$.

Наличие максимума q обусловлено тем, что с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи при

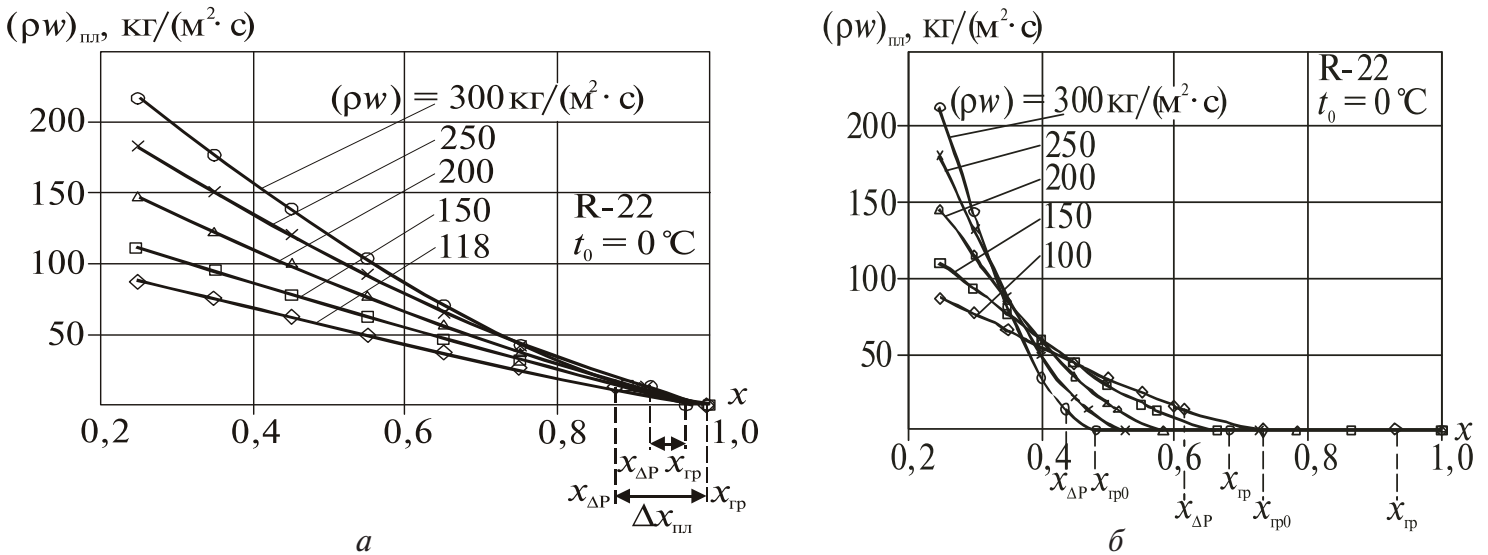


Рис. 1. Зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от текущего паросодержания x для R-22 при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и разных массовых скоростях двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{вн} = 0,08$ м, согласно модели уноса и осаднения (а) и модели одного уноса (б).

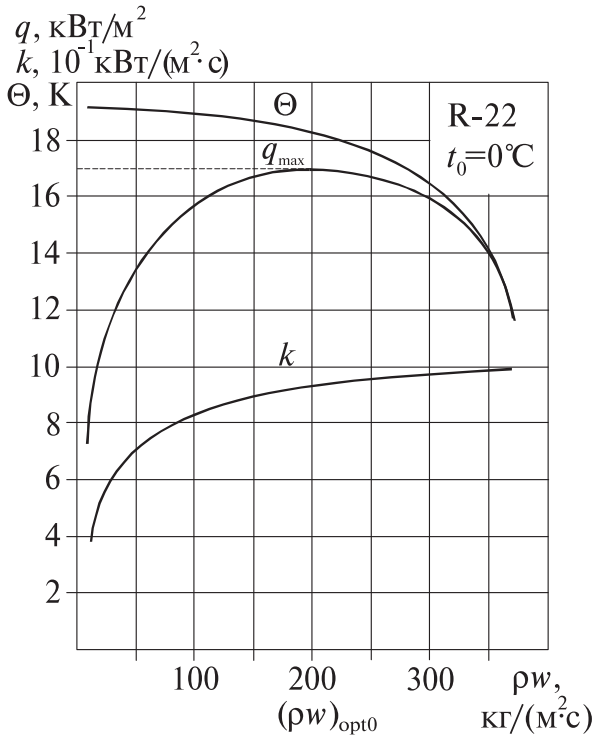


Рис. 2. К расчету $(\rho w)_{опт}$.

кипения α_a и теплопередачи k возрастают. Но при этом (при фиксированной температуре кипения на входе испарителя t_{01}) из-за увеличения гидравлического сопротивления ΔP и соответствующего падения температуры кипения на выходе из испарителя t_{02} увеличивается мощность, за-

трачиваемая компрессором (механического, струйного или другого типов) на сжатие отсасываемых из испарителя паров до давления в конденсаторе. Чтобы не решать задачу оптимизации всего цикла, в практике рационального проектирования испарителей фиксируют не t_{01} , а t_{02} . Тогда при увеличении ρw из-за возрастания ΔP повышается t_{01} и соответственно уменьшается температурный напор θ между охлаждаемым газом и кипящим холодильным агентом. Противоположное влиянием ρw на k и θ обуславливает существование максимума функции $q = k\theta$.

Расчет $(\rho w)_{опт}$ производился как по величине q_{max}' , вычисляемой только для зоны интенсивного испарения (от x_1 на входе в воздухоохладитель до $x_{гр}$), так и по q_{max} для всей поверхности воздухоохладителя, включая ее долю, приходящуюся на испарение капельной влаги при сухой стенке трубки: во всем диапазоне x_1 (0...1).

Характер изменения коэффициента теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw для хладагента R-22 при параметрах воздухоохладителя: температура кипения $t_{02} = 0^\circ\text{C}$; $x_{гр} = 0,9$; температура воздуха на входе и выходе $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и $t_{w2} = 15^\circ\text{C}$; степень оребрения $\beta = 16$; внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 0,008$ м, представлен на рис. 2.

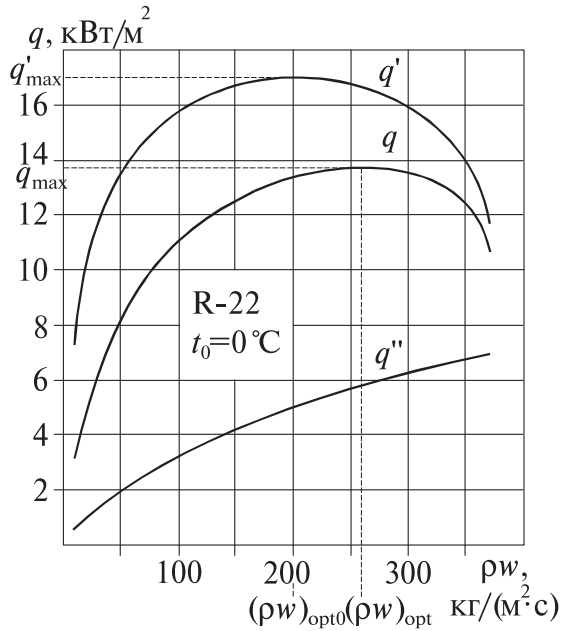


Рис. 3. Зависимость q , q' и q'' от ρw при $x_{гр} = 0,9$.

На рис. 3 приведены значения плотности теплового потока, средние для всей поверхности воздухоохлаждителя q , зон интенсивного кипения q' и испарения капельной влаги при сухой стенке q'' . Более резкое изменение q' по сравнению с q свидетельствует о доминирующем влиянии падения давления ΔP и соответственно температурного напора θ' в первой зоне на тепловые потоки q' и q .

С увеличением $x_{гр}$ от 0,8 до 0,95 значения $(\rho w)_{opt0}$ и $(\rho w)_{opt}$, соответствующие q'_{max} и q_{max} , сближаются (рис. 4). При этом величины q'_{max} незначительно повышаются, хотя $(\rho w)_{opt0}$ остаются практически неизменными. Более высокие темпы приращения q_{max} по сравнению с q'_{max} объясняются сокращением зоны испарения капельной влаги с соответствующим приближением q_{max} к q'_{max} и свидетельствуют о необходимости знания протяженности этой зоны, определяемой значением $x_{гр}$. С повышением $x_{гр}$ характер зависимостей $q = f(\rho w)$ становится более крутым, приближаясь к таковому для $q' = f(\rho w)$, что отражает доминирующее влияние соотношения $k'\theta'$ в зоне интенсивного кипения.

Из зависимостей $q = f(\rho w)$ и $q' = f(\rho w)$ на рис. 4 видно, что величина q при $(\rho w)_{opt0}$ незначительно отличаются от q_{max} (при $(\rho w)_{opt}$), причем с повышением $x_{гр}$ это различие становится меньше. От-

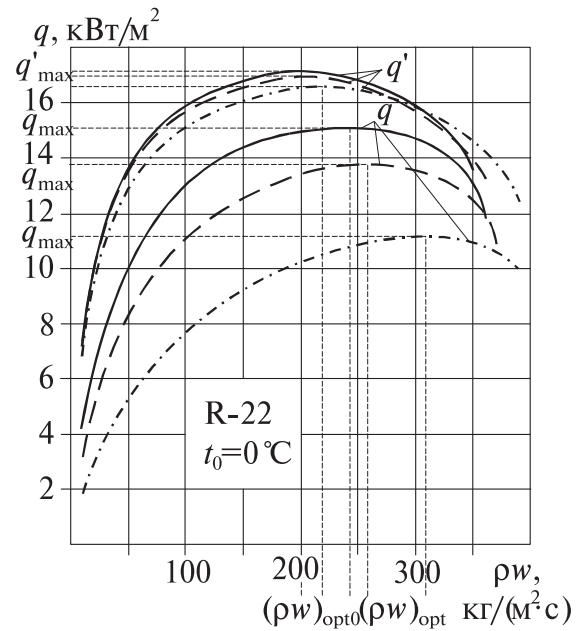


Рис. 4. Зависимость q и q' от ρw :
 ——— $x_{гр} = 0,95$; ——— — $0,9$; - - - - - $0,8$.

сюда следует заключение о том, что в качестве $(\rho w)_{opt}$ можно принимать $(\rho w)_{opt0}$, соответствующую q'_{max} (в зоне интенсивного кипения), и q'' (в зоне испарения капельной влаги) определять при $(\rho w)_{opt0}$, т.е. производить тепловой расчет ТО с учетом зон с разной интенсивностью теплообмена.

В соответствии с экспериментальными данными ряда авторов [7] в дисперсных потоках пар перегрет по отношению к капельной жидкости. С целью установления влияния перегрева на тепловые потоки и соответственно на величину $(\rho w)_{opt}$ были проведены расчеты q и q'' при перегреве пара $\Delta t_{п} = 10$ °С. Как видно из рис. 5, перегрев вызывает дополнительное снижение q при практически неизменных $(\rho w)_{opt}$.

Таким образом, при тепловых расчетах испарителей необходимо учитывать не только значение граничного паросодержания $x_{гр}$ и его уменьшение с увеличением массовой скорости ρw , но и перегрев пара относительно температуры насыщения в дисперсном режиме течения. Величину же $(\rho w)_{opt}$ можно определять только для зоны интенсивного парообразования при смоченной поверхности стенки трубы, считая ее практически не зависящей от значений $x_{гр}$ и $\Delta t_{п}$.

Как видно из представленных на рис. 6 зависимостей, характер изменения коэффициента

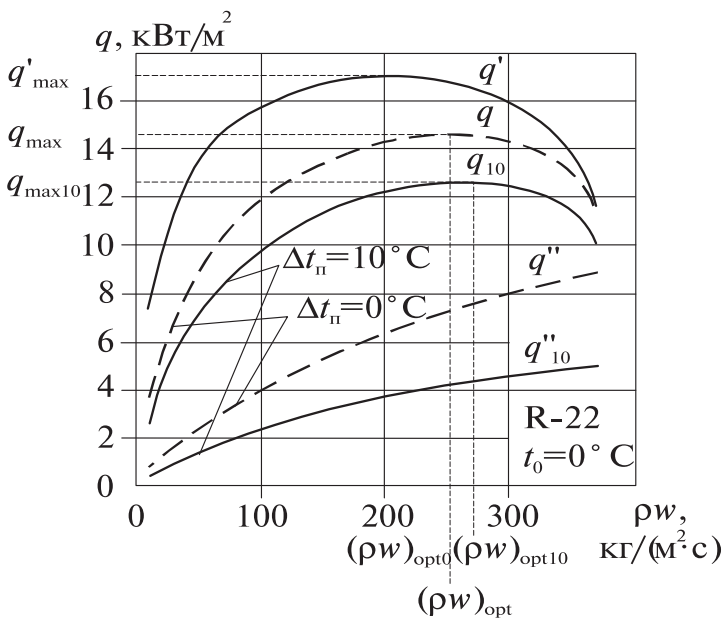


Рис. 5. Зависимость q и q' и q'' от ρw при $x_{гр} = 0,9$:
 — $\Delta t_n = 10^\circ C$; - - - - $\Delta t_n = 0^\circ C$.

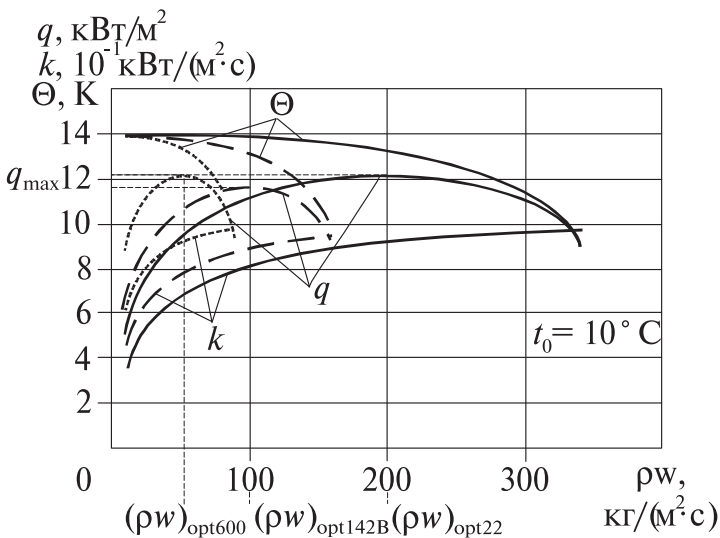


Рис. 6. Коэффициенты теплопередачи k , температурные напоры θ и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw для хладагентов: — R-600; - - - - — R-142 B; - · - · - · — R-22.

теплопередачи k , температурного напора и плотности теплового потока q для хладагентов R-22, -142B и -600 (н-бутана) различный: наиболее крутой для R-600 и пологий для R-22. Соответственно и величина $(\rho w)_{opt}$ для R-600 наименьшая, а для R-22 наибольшая.

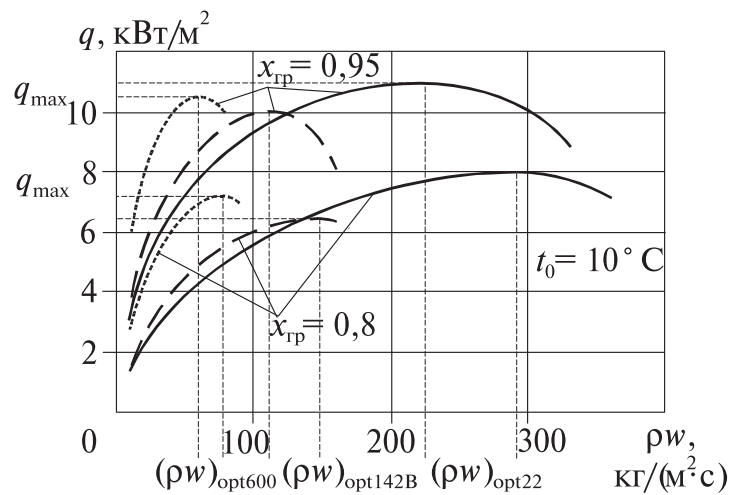


Рис. 7. Зависимости плотности теплового потока q от массовой скорости ρw при разных значениях $x_{гр}$ для хладагентов: — R-600; - - - - — R-142 B; - · - · - · — R-22.

Из приведенных на рис. 7 зависимостей плотности теплового потока q от массовой скорости ρw при разных значениях $x_{гр}$ для хладагентов R-600, -142 B и -22 видно, что установленные выше закономерности сохраняются. Разница в величинах q_{max} при $x_{гр} = 0,8$ и $0,95$ подтверждает необходимость учета соотношения протяженностей зон кипения с разной интенсивностью теплообмена, определяемого значениями $x_{гр}$.

3. Выводы и перспективы использования результатов

1. Предложена усовершенствованная методика проектирования охладителей газа, включающая расчет оптимальных массовых скоростей $(\rho w)_{opt}$ холодильного агента, кипящего в трубках, обеспечивающих максимальные плотности тепловых потоков и минимальные поверхности. Методика учитывает соотношение протяженностей двух зон кипения с резко отличающейся интенсивностью теплообмена, определяемое значением граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего осушению стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения.

2. Выявлены закономерности изменения плотностей тепловых потоков в разных зонах кипения в зависимости от массовой скорости кипящего хлада-

гента, а также влияние параметров работы охладителей газа на величины $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} . Установлено, что характер изменения коэффициента теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q для хладагентов R-22, -142В и -600 (н-бутана) различный: наиболее крутой для R-600 и пологий для R-22. Соответственно и величина $(\rho w)_{\text{opt}}$ для R-600 наименьшая, а для R-22 наибольшая.

3. Показано, что при тепловых расчетах испарителей необходимо учитывать не только значение граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$ и его уменьшение с увеличением массовой скорости ρw , но и перегрев пара относительно температуры насыщения в дисперсном режиме течения. Величину же $(\rho w)_{\text{opt}}$ можно определять только для зоны интенсивного парообразования при смоченной поверхности стенки трубы, считая ее практически не зависящей от значений $x_{\text{гр}}$ и $\Delta t_{\text{п}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Hewitt G. F., Govan A.H.* Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase

change // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 1990. – Vol. 33. – P. 243–252.

2. *Тонг Л.* Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. – М.: Мир, 1969. – 455 с.

3. *Уоллис Г.* Одномерные двухфазные течения. – М.: Мир, 1972. – 440 с.

4. *Левитан Л.Л.* Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // *Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика.* – Л.: Наука, 1987. – С.169–186.

5. *Смирнов Г.Ф.* Теплофизические проблемы охлаждения электронного оборудования // *Холодильная техника и технология.* – 1999. – Вып.62. – С.102–107.

6. *Chaddock J.B., Varma H.K.* An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // *ASHRAE Transactions.* – 1979. – Vol.85. – P.105–121.

7. *Ужанский В.С.* Автоматизация холодильных машин и установок. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 с.

Получено 14.04.2006 г.