

Процессы теплообмена в интенсивных охладителях

Канд. техн. наук Анатолий Овсянник

В настоящее время в холодильной технике, в установках кондиционирования воздуха большое распространение получили интенсивные охладители и вымораживатели непрерывного действия с насосной подачей холодильного агента в охлаждающую рубашку и с верхним отсосом паров из неё. Это позволяет исключить недостатки затопленной системы, а также насосной системы с совмещенным сливотсосом хладагента. Кроме того, в интенсивных охладителях и вымораживателях происходит процесс фазового перехода вода-лед, что накладывает свои характерные особенности на процесс теплообмена. Но, однако, несмотря на довольно длительное существование охладителей непрерывного действия методика теплового расчета их и выбор геометрических параметров теплопередающей поверхности базируется на эмпирических зависимостях, а действительные тепловые процессы, происходящие на поверхности рабочего цилиндра, почти не изучались. Использование существующих эмпирических зависимостей, как правило, приводит к завышенным результатам. К тому же, исследование процессов теплообмена в охладителях с целью совершенствования и модернизации их, увеличения производительности без существенных затрат в связи со все возрастающим объемом производства имеет большое экономическое значение.

С целью экспериментального исследования процессов теплообмена для определения коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи, расхода хладагента и температурных распределений по длине цилиндра охладителя, автором экспериментально был исследован процесс теплообмена в охладителе непрерывного действия с верхним отсосом хладагента в промышленных условиях.

В соответствии с задачами экспериментального исследования испытание охладителя непрерывного действия проводилось в устано-

вившемся режиме работы. Во всех опытах начальная температура охлаждаемой жидкости / температура входа/ составляла 6...18С, и соответствовала реальным температурам. Замеры начинались после выхода охладителя на установившийся режим работы, когда начальное тепловое состояние системы не сказывалось на характере процесса кипения хладагента и температурном поле цилиндра.

В процессе экспериментов определялось:

1. Расход хладагента;
2. Тепловая нагрузка охладителя общая и по охлаждаемой жидкости;
3. Температурное распределение на наружной поверхности цилиндра;
4. Температурное распределение на внутренней поверхности цилиндра;
5. Кратность циркуляции хладагента;
6. Температура и давление насыщения хладагента;
7. Коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента и охлаждаемой жидкости;
8. Коэффициент теплопередачи цилиндра.

В процессе проведения экспериментов охлаждаемая жидкость на выходе имела температуру -2,0...-4,5С.

Коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента изменялся в пределах от 3700 Вт/м²К до 5200 Вт/м²К, а удельная тепловая нагрузка соответственно от 53600 Вт/м² до 83600 Вт/м².

Опытные значения коэффициента теплопередачи, отнесенного к наружной поверхности цилиндра при этом составляли 1360...2300 Вт/м²К.

Процесс теплообмена был стационарным, поэтому опытные данные обрабатывались в критериальной форме без учета нестационарности процесса. Обработка опытных данных коэффициента теплоотдачи со стороны хладагента осуществлялась в виде зависимости

$$Nu_* = C Re_*^m K_p^n, \quad /I/$$

где $Nu_* = \frac{\alpha_* l_*}{\lambda_*}$; $Re_* = \frac{w_* l_*}{\nu_*}$; $K_p = \frac{P_*}{\sqrt{\sigma g(p' - p'')}}$

Физические параметры, входящие в числа подобия, берутся при температуре насыщения.

Величина l_* является характерным линейным размером. Она имеет размерность длины и связана непосредственно с размером отрывного диаметра пузыря

$$l_* = \sqrt{6/g(\rho' - \rho'')}$$

Приведенная скорость парообразования

$$w_* = q/\rho''^2$$

Для определения постоянных ζ, m, n выражение / I / можно представить как

$$\lg Nu_* = \lg C + m \lg Re_* + n \lg K_p$$

Это выражение является уравнением семейства прямых линий. Показатель степени m представляет собой тангенс угла наклона прямой к оси абсцисс. Второй аргумент берется в качестве параметра. Затем опытные данные представляются на графике в виде зависимости $\lg(Nu_*/Re_*^m) = f(\lg K_p)$. Из этого графика определяется показатель степени n при критерии K_p , а затем по уравнению

$$C = Nu_* / Re_*^m K_p^n$$

определяется значение коэффициента C .

В результате реализации вышеприведенных соотношений получена критериальная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи со стороны аммиака

$$Nu_* = 23,5 \cdot 10^{-5} Re_*^{0,85} K_p^{0,73} \quad / 2 /$$

Опытные значения коэффициента теплоотдачи со стороны аммиака вычисленные по выражению / 2 /, меньше ~ на 20% вычисленных по формуле

$$\alpha_0 = 2,1 q^{0,7} \rho_0^{0,21}, \quad / 3 /$$

рекомендованной Даниловой Г.Н. и Куприяновой А.В. для области развитого кипения при температуре насыщения хладагента от 20С до -40С и удельных тепловых потоках 29000...87000 Вт/м².

Характер зависимости $\alpha_{ж} = f(q)$ аналогичен зависимости $\alpha_s = f(q)$ и $\alpha_{ж}$ изменялся в пределах 2000...8200 Вт/м²К в диапазоне температур кипения -24...-42С и удельных тепловых потоков 36000...66000 Вт/м².

В процессе проведения экспериментов было установлено, что коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости зависит в большей степени от удельного теплового потока q и температуры кипения хладагента T_0 , поэтому обработка опытных данных по $\alpha_{ж}$ осуществлялась в виде зависимости

$$\alpha_{ж} = A q^k \rho_0^l \quad / 4 /$$

Для определения постоянных A, k, l использовался метод, изложенный выше /при определении C, m, n /.

Для указанных температур кипения хладагента и удельных тепловых потоков зависимость для определения коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждаемой жидкости имеет вид

$$\alpha_{ж} = 0,026 q^{0,41} \rho_0^{0,68} \quad / 5 /$$

Характер изменения коэффициента теплоотдачи жидкости в зависимости от удельных тепловых потоков и температур кипения аналогичен характеру изменения α_s .

Опытные зависимости изменения температуры наружной и внутренней поверхности цилиндра охладителя по длине в зависимости от температуры кипения хладагента выражались графически. Из анализа графических зависимостей $T = f(L)$ было видно, что цилиндр охладителя имеет три четко выделенные зоны:

1. Охлаждения жидкости до температуры кристаллизации

$$L_1 = 0,06 \dots 0,08 / L$$

2. Кристаллизации жидкости $L_2 = 0,56 \dots 0,60 / L$ и

3. Переохлаждения жидкости до требуемой температуры

$$L_3 = 0,32 \dots 0,38 / L .$$

Опытные значения расхода аммиака, кратности циркуляции его и тепловых нагрузок исследовались в широком диапазоне их изменения. В рассматриваемом опытном интервале тепловых нагрузок охладителя q расход аммиака изменялся в пределах 94...315 кг/ч, что соответствует кратности циркуляции хладагента 1,9...7,5.

Анализ экспериментальных данных по теплообмену в цилиндре охладителя позволяет выявить наиболее оптимальные режимы работы его, при которых наблюдается наименьший расход хладагента и электроэнергии при наибольших значениях производительности охладителя, тепловых нагрузках, коэффициентах теплоотдачи и теплопередачи /табл. I/.

Таблица I

$T_0,$ °C	$G_L,$ кг/ч	$G_{a.c.}$ кг/ч	$q_1,$ Вт/м ²	$\alpha_0,$ Вт/м ² К	$\alpha_{ж},$ Вт/м ² К	$T_2,$ °C	K Вт/м ² К	Z
-30	163	400	70500	4480	6050	-4	1980	3,0
-30	134	400	61800	4060	4850	-3,5	1740	2,7
-28	120	380	57800	3960	5500	-4	1330	3,0
-26	110	380	66500	4750	8700	-4,5	1800	2,3