

УДК 621.57

А.Н. РАДЧЕНКО, А.Н. САПАРМАМЕДОВ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ АВТОНОМНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Проанализирована эффективность работы транспортных автономных кондиционеров с перегревом пара в воздухоохладителе и рециркуляцией в нем жидкого хладагента. Установлено, что рециркуляция жидкого хладагента в воздухоохладителе обеспечивает повышение плотности теплового потока примерно на 20% или же сокращение потребляемой компрессором электроэнергии на 8...10% по сравнению с базовым вариантом работы с перегревом пара в воздухоохладителе.

автономный кондиционер, регенеративный теплообменник, отделитель жидкости, воздухоохладитель, фазовый переход

Введение

Постановка проблемы. К транспортным автономным кондиционерам предъявляются повышенные требования по компактности, эксплуатационной надежности и энергетической эффективности. Их выполнение зависит прежде всего от надежности эксплуатации компрессоров и тепловой эффективности охладителей воздуха. Условия же эффективной эксплуатации каждого из этих основных элементов кондиционера предъявляют противоположные требования к параметрам хладагента.

С одной стороны, безопасная эксплуатация компрессора сухим ходом обеспечивается всасыванием сухого насыщенного или перегретого пара. В противном случае при контакте жидкого хладагента с нагретым маслом в картере компрессора происходит его вскипание, что вызывает нарушение смазки узлов трения. При попадании же жидкости в цилиндр компрессора она смывает уплотняющую масляную пленку с его стенок, что приводит к нарушению плотности рабочей полости цилиндра и уменьшению действительной производительности компрессора из-за перетечек паров хладагента и вскипания жидкости. В худшем случае возможны гидравлические удары в цилиндре компрессора и выход из строя его клапанов.

С другой стороны, перегрев пара в воздухоохладителе приводит к резкому снижению его тепловой эффективности из-за падения интенсивности теплоотдачи от стенки к хладагенту с переходом от смоченной к сухой стенке [1 – 3]. Это в свою очередь сказывается на энергетической эффективности автономных кондиционеров, поскольку повышение термических сопротивлений и соответственно температурных напоров на осушенных концевых участках змеевиков охладителя обуславливает увеличение удельной работы сжатия и, соответственно, потребляемой компрессором электроэнергии.

В последнее время на смену традиционным для кондиционеров хладагентам R12 и R22 пришли альтернативные, не разрушающие озоновый слой хладагенты. Проектирование теплообменного оборудования и прежде всего воздухоохладителей, работающих на таких хладагентах, по прототипу с аппаратами на R12 и R22 может привести не только к неоправданным энергетическим потерям, но и к резкому уменьшению холодопроизводительности кондиционеров. Это имеет место и в кондиционерах на традиционных хладагентах при использовании в них нестандартных решений [4, 5]. В таких случаях конструктивные новшества могут привести даже к отрицательному эффекту.

Целью исследования является анализ эффективности холодильных машин автономных кондиционеров с учетом особенностей процесса фазового перехода в воздухоохладителях, выявление условий, при которых происходит снижение его интенсивности, и разработка таких схемных решений, которые обеспечивают высокие тепловую эффективность воздухоохладителей и энергетические показатели кондиционеров.

Анализ эффективности автономных кондиционеров и разработка рациональных схемных решений

Традиционная работа транспортного кондиционера предполагает эксплуатацию воздухоохладителя с перегревом пара на выходе (рис. 1, а). Поскольку разность температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, во много определяющая энергетические потери от внешней необратимости в холодильном цикле, зависит в свою очередь от интенсивности теплопередачи в воздухоохладителе, то резервы повышения эффективности кондиционеров следует искать именно в интенсификации происходящих в нем рабочих процессах.

Об интенсивности фазового перехода в воздухоохладителях можно судить по значениям локальных его параметров. На рис. 2 показано изменение коэффициентов теплоотдачи к хладагенту α_a , воздуху α_w и теплопередачи k в зависимости от паросодержания x .

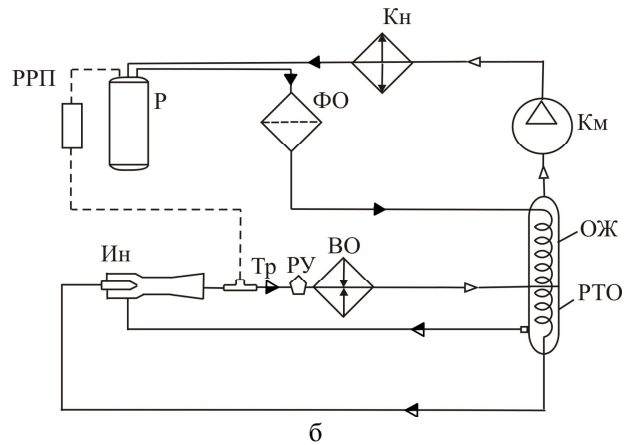
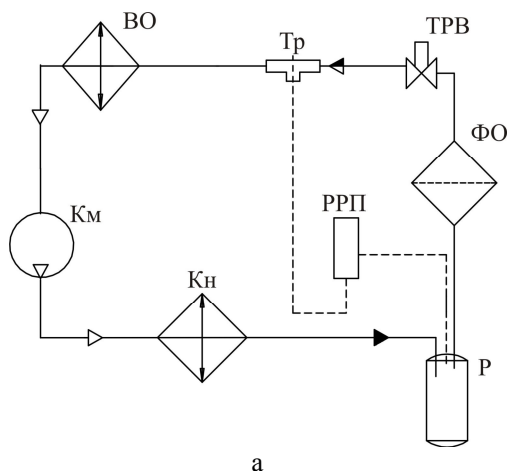


Рис. 1. Схемы автономного транспортного кондиционера базового варианта (а) и с рециркуляцией жидкости в воздухоохладителе (б): ВО – воздухоохладитель; ОЖ – отделитель жидкости; РТО – регенеративный теплообменник; Ип – инжектор; Км – компрессор; Кн – конденсатор; ФО – фильтр-осушитель; Р – ресивер; РРП – регулятор регулирования производительности; ТРВ – терморегулирующий вентиль; РУ – распределяющее устройство

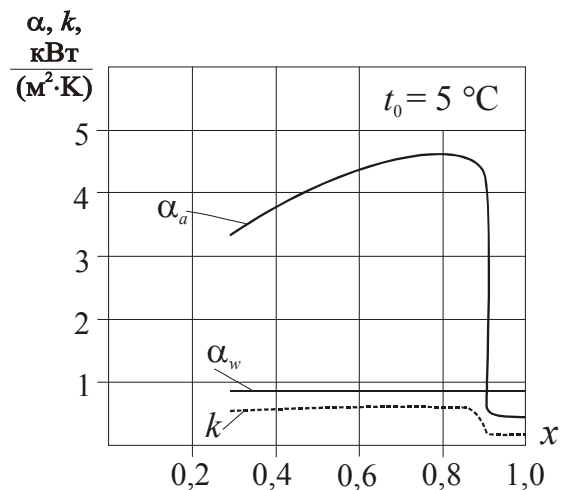


Рис. 2. Коэффициенты теплоотдачи к R134A α_a , воздуху α_w и теплопередачи k в зависимости от паросодержания x для воздухоохладителя базового кондиционера

Условия работы охладителя следующие: хладагент R134A, температуры воздуха на входе $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и выходе $t_{w2} = 15^\circ\text{C}$, кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$, внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = 0,008$ м, степень оребрения $\beta = 16$.

Как видно из рис. 2, весь диапазон работы воздухоохладителя по паросодержанию x можно разбить на две зоны. В первой зоне интенсивность теплоотдачи к кипящему хладагенту в несколько раз выше,

чем к воздуху. Поэтому теплопередача лимитируется воздушной стороной и ее интенсивность остается практически постоянной. На участке же завершения процесса кипения (при $x \approx 0,9$), когда внутренняя стенка трубки уже сухая, но в паровом потоке еще есть капли жидкости, которые были унесены скоростным паровым ядром с пристенного слоя ранее и не испарились, интенсивность теплоотдачи к хладагенту падает даже ниже ее значений к воздуху. В результате коэффициенты теплопередачи имеют крайне низкие значения, что приводит к повышенным температурным напорам на концевых участках поверхности воздухоохладителя и увеличению площади самих участков.

Вполне очевидно, что исключая эти концевые участки с паросодержанием $x \geq 0,9$, т.е. обрывая процесс фазового перехода до его завершения, можно обеспечить высокую интенсивность теплопередачи на всей поверхности воздухоохладителя и, следовательно, работу аппарата при пониженных температурных напорах, т.е. более высокой температуре кипения. При этом тепловая эффективность охладителя становится зависящей исключительно от воздушной стороны, а характер изменения локальных коэффициентов теплоотдачи к хладагенту α_a , воздуху α_w и теплопередачи k соответствует рис. 3.

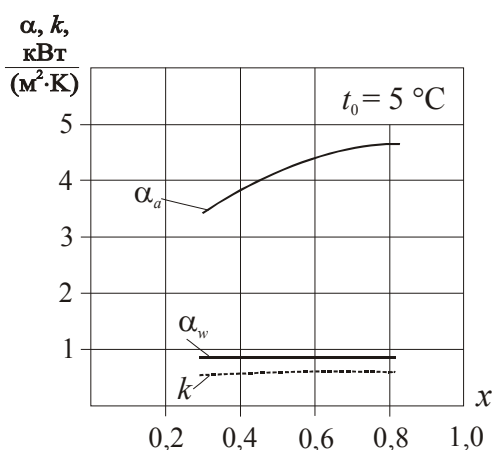


Рис. 3. Коэффициенты теплоотдачи к R134A α_a , воздуху α_w и теплопередачи k в зависимости от паросодержания x при неполном фазовом переходе в воздухоохладителе

Неполный фазовый переход в воздухоохладителе можно осуществить путем рециркуляции в нем жидкости, например инжектором [6], как показано на рис. 1, б.

Критерием эффективности теплообменных аппаратов является плотность теплового потока q . Естественно, что сравнение разных вариантов работы воздухоохладителей необходимо производить при таких их конструктивных характеристиках (массовой скорости хладагента w , длине змеевиков и их числе в трубной батарее), которые обеспечивали бы максимальные плотности теплового потока $q_{\max}$ для каждого варианта. Таким образом, конструктивное выполнение воздухоохладителей должно быть оптимальным для соответствующей схемы холодильной машины.

Рациональное проектирование воздухоохладителей предполагает определение оптимальной массовой скорости холодильного агента $(w)_{\text{opt}}$ в змеевиках, обеспечивающей $q_{\max}$ и, соответственно, минимальные поверхности теплообмена [7].

Наличие максимума плотности теплового потока $q_{\max}$ обусловлено следующим. С увеличением w коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k возрастают. Но при этом из-за увеличения гидравлического сопротивления ΔP и соответствующего падения температуры кипения на выходе из охладителя t_{02} увеличивается мощность, затрачиваемая компрессором на сжатие отсасываемых из него паров до давления в конденсаторе. Для того, чтобы не решать задачу оптимизации всего цикла, в практике рационального проектирования воздухоохладителей фиксируют температуру кипения на выходе t_{02} , а не на входе t_{01} . Тогда при увеличении w из-за падения температуры кипения Δt_0 , обусловленного возрастанием ΔP , при $t_{02} = \text{const}$ повышается t_{01} и, следовательно, уменьшается температурный напор θ между охлаждаемым воздухом и кипящим холодильным агентом. Такое противоположное влияние w на k и θ и обуславливает суще-

ствование максимума функции $q = k\theta$.

На рис. 4 представлен характер изменения плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R134A при указанных выше температурах воздуха, разных температурах кипения t_0 и работе воздухоохладителя с полным (схема на рис. 1, а) и неполным (рис. 1, б) фазовыми переходами. Как видно, перевод охладителя с полного фазового перехода (штрихпунктирная линия q_1 на рис. 4) на неполный (пунктирная линия q_2 на рис. 4) обеспечивает повышение плотности теплового потока на 20 % при одной и той же температуре кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$, т.е. сокращение поверхности охладителя на 20%. При неизменной же поверхности интенсификация теплопередачи в результате исключения режима «сухой» стенки (завершающей стадии кипения) позволяет уменьшить разность температур в охладителе и за счет этого работать при более высокой температуре кипения $t_0 = 7^\circ\text{C}$ (сплошная линия q_3 на рис. 4). Повышение же температуры кипения на t_0 на 2°C обеспечивает сокращение удельной работы сжатия и потребляемой компрессором мощности на 8...10%.

Из рис. 4 также следует, что при переходе на работу с неполным фазовым переходом при неизменной температуре кипения t_0 значение оптимальной массовой скорости, соответствующей $q_{\max}$, уменьшается, но незначительно. К тому же сами экстремумы функции $q = f(\rho w)$ становятся более пологими, допуская большие отклонения от оптимальной величины $(\rho w)_{\text{opt}}$. Поскольку при этом значение $q_{\max}$ увеличивается примерно на 20%, то в соответствии с уравнением для определения оптимальной длины L_{opt} змеевика (длина одного хода хладагента)

$$L_{\text{opt}} = 0,25d_{\text{вн}}r(x_2 - x_1)(\rho w)_{\text{opt}}/q_{\max},$$

полученным из теплового баланса для одного змеевика

$$Q_1 = q_{\max}\pi d_{\text{вн}}L_{\text{opt}} = 0,25\pi d_{\text{вн}}^2r(x_1 - x_2)(\rho w)_{\text{opt}},$$

где x_1 и x_2 – паросодержания хладагента на входе и выходе из воздухоохладителя; r – удельная теплота

фазового перехода, длина змеевиков должна быть уменьшена (с учетом повышения $q_{\max}$ и уменьшения x_1 и x_2 при рециркуляции жидкости).

Число же таких змеевиков $n_{\text{зм}}$ в трубной батарее находится с учетом поверхности одного змеевика $F_1 = q_{\max}\pi d_{\text{вн}}L_{\text{opt}}$ тепловой нагрузки на воздухоохладитель Q_0 и общей поверхности воздухоохладителя $F = Q_0/q_{\max}$, как $n_{\text{зм}} = F/F_1$.

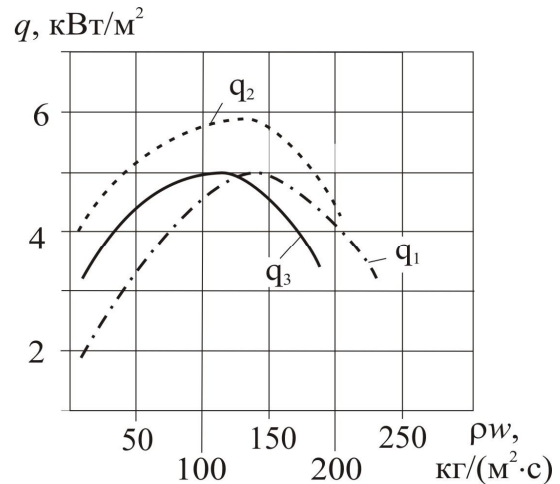


Рис. 4. Плотность теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw для R134A: q_1 – базовая ХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$; q_2 – разработанная ХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$; q_3 – разработанная ХМ Кц при $t_0 = 7^\circ\text{C}$

В случае же эксплуатации воздухоохладителя с той же площадью поверхности, что и базовый вариант (при неизменной величине $q_{\max}$), но с неполным фазовым переходом при повышенной температуре кипения t_0 значение оптимальной массовой скорости, соответствующей $q_{\max}$, уменьшается с $(\rho w)_{\text{opt}} = 140 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ для базового варианта (линия q_1 на рис. 4) до $(\rho w)_{\text{opt}} = 120 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ (линия q_3 на рис. 4). Расчеты остальных конструктивных характеристик воздухоохладителей производятся по выражениям, приведенным выше.

Выводы

1. Схема холодильной машины с рециркуляцией жидкости в воздухоохладителе автономного кондиционера обеспечивает повышение плотности

теплового потока примерно на 20 % или же сокращение потребляемой компрессором электроэнергии на 8...1% по сравнению с базовым вариантом работы с перегревом пара в воздухоохладителе.

2. При рециркуляции жидкости в воздухоохладителе с повышением температуры кипения значение оптимальной массовой скорости хладагента, обеспечивающей максимальную плотность теплового потока, уменьшается, а при неизменной температуре кипения практически не меняется, но допускает большие отклонения от оптимальной величины по сравнению с работой охладителя с перегревом пара.

Литература

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

2. 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.

3. Hewitt G. F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1990. – Vol. 33. – P. 243-252.

4. Радченко А.Н. Анализ эффективности испарительно-компрессорных узлов судовых систем микроклимата // Зб. наук. праць. – Миколаїв: НУК, 2004. – № 5 (398). – С. 92-99.

5. Радченко А. Н. Исследование условий эффективной работы воздухоохладителей судовых автономных кондиционеров // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОГАХ. – 2004. – №. 3. – С. 27-31.

6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

7. Slipcevic B. Wärmeübergang beim sieden von R-kaltemitteln im horizontalen rohren // Kaltetechnik – Klimatisierung. – 1972. – № 12. – S. 345-351.

Поступила в редакцию 3.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Г. Чумак, Одесская государственная академия холода, Одесса.