

УДК 532.546

В.В. ГОРИН

*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина***АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ С ЭФФЕКТИВНЫМИ
КОНДЕНСАТОРНЫМИ КОНТУРАМИ**

Выполнен анализ тепловой эффективности разных вариантов конденсаторов автономных кондиционеров и определены их оптимальные параметры, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока. Показано, что неполная конденсация обеспечивает повышение плотности теплового потока на 5...8 %. Предложен эффективный контур с двухступенчатой конденсацией и промежуточной сепарацией пара.

автономный кондиционер, конденсатор, теплоотдача, конденсация в каналах, холодильный агент

**Анализ состояния проблемы,
выделение нерешенных вопросов,
постановка цели и задач исследования**

Автономные кондиционеры должны отвечать повышенным требованиям по компактности, энергопотреблению и надежности. Их выполнение во многом зависит от эффективности работы теплообменных аппаратов и, прежде всего, испарителей-воздухоохладителей и конденсаторов. Циклом работ [1 – 5] было показано, что интенсификация теплообмена в испарителях-воздухоохладителях путем исключения дисперсного режима кипения с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи от сухой стенки к перегретому пару с диспергированной в нем жидкостью обеспечивает значительное сокращение не только габаритов аппаратов, но и энергетических потерь в цикле, обусловленных разностью температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом. За счет ее уменьшения на 3...4 °С и соответствующего повышения температуры кипения возможно сокращение удельной работы сжатия и, следовательно, потребляемой компрессором электрической мощности на 10...15 %.

Немалые резервы в решении этих вопросов связаны с интенсификацией теплообмена в конденсаторах. Традиционные кожухотрубные аппараты с кон-

денсацией на трубном пучке под действием сил гравитации (естественной конвекции) не отвечают современным требованиям по энергосбережению. Заполненные на 70 % объема конденсатом они, по сути, совмещают в себе собственно теплообменник и ресивер.

Вполне очевидно, что интенсифицировать фазовый переход можно путем перевода аппаратов с естественной на принудительную циркуляцию хладагента. Для этого, во-первых, необходимо организовать процесс конденсации с продольным обтеканием труб, когда благодаря высоким скоростям течения в узких межтрубных каналах с малыми проходными сечениями конвективная составляющая теплообмена становится доминирующей.

Во-вторых, так как процесс конденсации характеризуется уменьшением скорости по мере заполнения конденсатом сечения канала, то желательно исключить его завершающую стадию, отличающуюся низкой интенсивностью теплоотдачи к малоподвижному конденсату, а несконденсировавшийся пар отделять в сепараторе от жидкости и конденсировать в конденсаторе второй ступени. Поскольку доля этого пара весьма незначительна (примерно 20 %), то меньшая интенсивность теплообмена во второй ступени (по сравнению с первой) не будет

оказывать заметного влияния на энергетические показатели холодильной машины кондиционера. Сепаратор пара выполняет также функцию аккумулятора конденсата. Такие эффективные двухступенчатые конденсаторные контуры вполне могут заменить традиционные малоэффективные кожухотрубные конденсаторы с конденсацией на трубном пучке в условиях естественной конвекции.

Целью выполненного исследования является сравнительный анализ тепловой эффективности разных вариантов конденсаторов автономных кондиционеров и определение их оптимальных характеристик, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока.

Полученные результаты могли бы использоваться при проектировании эффективных конденсаторных контуров.

Анализ тепловой эффективности конденсаторов автономных кондиционеров

При конденсации пара в каналах (трубах) интенсивность теплоотдачи зависит, прежде всего, от его массовой скорости w и расходного массового паросодержания x . Как видно из экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи α при конденсации хладагента R12, представленных на рис. 1 [6], с увеличением массовой скорости w не только повышаются коэффициенты теплоотдачи α , но и усиливается их зависимость от паросодержания x : кривые становятся круче.

Из этого следует, что с переходом на конвективную конденсацию ухудшение интенсивности теплоотдачи на завершающей ее стадии (в диапазоне $x = 0 \dots 0,2$) становится тем более ощутимым, чем выше массовая скорость. Поэтому с целью повышения тепловой эффективности аппаратов с конденсацией в каналах целесообразным является исключение ее завершающей стадии, т.е. перевод аппаратов на двухступенчатую конденсацию.

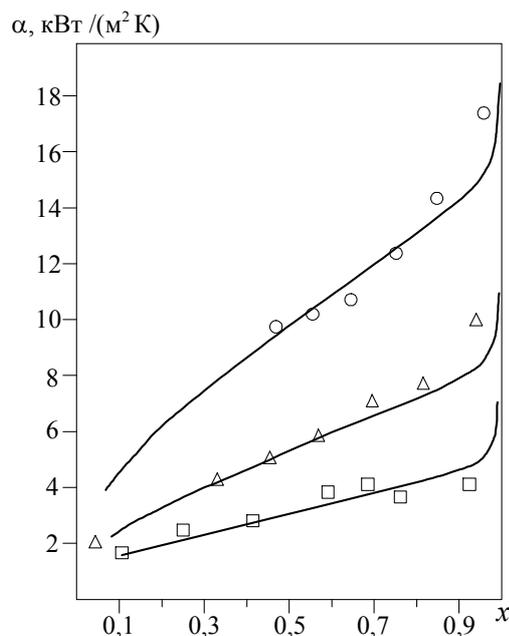


Рис. 1. Экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи α при конденсации R12 в зависимости от паросодержания x при разных значениях массовой скорости [6]:
 O – $15,3 \cdot 10^2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$;
 Δ – $7,1 \cdot 10^2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$;
 \square – $3,7 \cdot 10^2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$

Необходимо решить также вопрос подключения ступеней конденсаторов: непосредственное их подключение или с включением между ними сепаратора пара.

В первом случае повышение интенсивности теплоотдачи на завершающей стадии конденсации (в диапазоне $x = 0 \dots 0,2$) достигается за счет увеличения скорости парожидкостной смеси, а во втором – еще и в результате реализации фазового перехода с самого начала: во всем диапазоне паросодержаний от $x = 1$ до $x = 0$. Для того, чтобы сделать вывод о целесообразности того или иного варианта, необходимо рассчитать плотности теплового потока, причем максимальные q_{max} для каждого из них. Такой расчет должен производиться с учетом не только теплоотдачи и теплопередачи, но и гидравлического сопротивления, поскольку при повышенных массовых скоростях, целесообразных с точки зрения теплообмена, чрезмерное увеличение гидравлического

сопротивления приведет к снижению плотности теплового потока q .

Учет гидравлического сопротивления особенно важен в холодильных машинах, в которых на его преодоление затрачивается мощность компрессора, что приводит к ухудшению энергетических показателей машин – уменьшению их холодильного коэффициента.

Необходимость выполнения оптимизационных тепловых расчетов холодильных конденсаторов обусловлена еще и появлением альтернативных озонобезопасных холодильных агентов, пришедших на смену традиционным R12 и R22, для которых отсутствуют опытные данные по влиянию массовой скорости ρw на плотности теплового потока. Конструирование же аппаратов "по прототипу" может привести к неоправданным эксплуатационным расходам и затратам на их доводочные испытания.

Оптимальный тепловой расчет конденсатора сводится к нахождению максимальной плотности теплового потока q_{\max} . Соответствующие ей массовая скорость холодильного агента $(\rho w)_{\text{opt}}$, длина канала (трубки) L_{opt} и число таких каналов считаются оптимальными [7, 8].

Возможность достижения плотностью теплового потока максимального значения q_{\max} обусловлена следующим. С одной стороны, с увеличением массовой скорости холодильного агента ρw коэффициенты теплоотдачи при конденсации α_a и теплопередачи k возрастают, что влечет за собой повышение плотности теплового потока q . С другой – из-за увеличения гидравлического сопротивления конденсирующегося парового потока ΔP происходит уменьшение температуры конденсации на величину Δt_k , соответственно логарифмической разности температур θ и, как следствие, плотности теплового потока q . Такое противоположное влияние k и θ на q с увеличением ρw и обуславливает наличие максимума функции $q = k \theta$ при определенной, оптимальной, величине массовой скорости $(\rho w)_{\text{opt}}$.

Изменение плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142b при температурах конденсации $t_k = 40^\circ\text{C}$, воды на входе $t_{w1} = 30^\circ\text{C}$ и выходе $t_{w2} = 34^\circ\text{C}$, разных паросодержаниях на входе x_1 и выходе x_2 из конденсатора приведены на рис. 2.

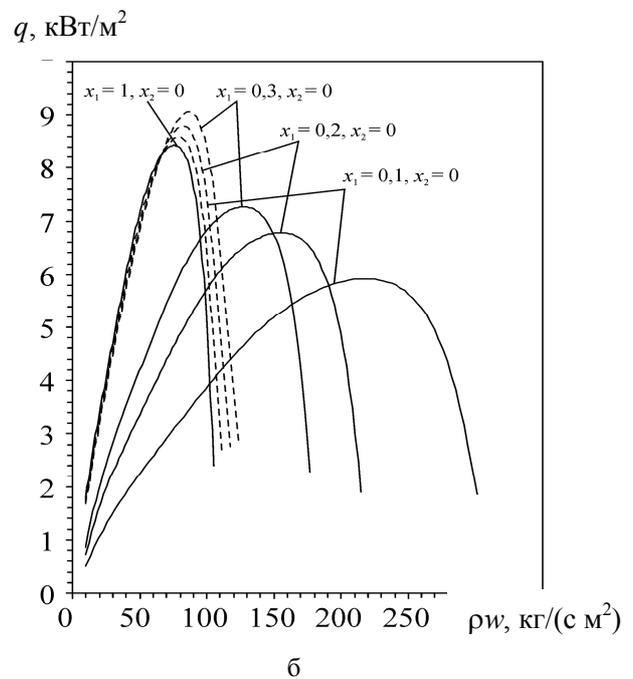
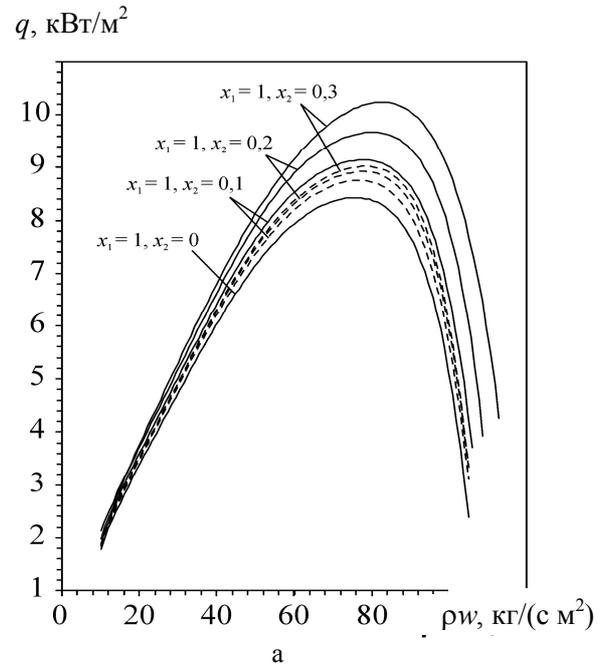


Рис. 2. Зависимости плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладагента R142b при разных паросодержаниях на выходе x_2 (а) и входе x_1 (б) в конденсатор

Одноступенчатому конденсатору с полным фазовым переходом соответствует кривая при $x_1 = 1$ и $x_2 = 0$.

Кривые при $x_1 = 1$ и разных значениях x_2 (сплошные линии на рис. 2, а) характеризуют аппарат с неполной конденсацией, служащий первой ступенью при двухступенчатой конденсации. Как видно, заметное (примерно на 10 %) увеличение максимальной величины q_{\max} плотности теплового потока имеет место уже при незначительном повышении x_2 ($x_2 = 0,1$).

В дальнейшем темп приращения q_{\max} с увеличением x_2 несколько замедляется, но все же даже при $x_2 = 0,2$ приращение q_{\max} по сравнению с полной конденсацией составляет почти 15 %. При этом в отводимой от аппарата пароконденсатной смеси содержится 20 % пара, который необходимо сконденсировать во второй ступени.

При выборе схемы подключения ступеней конденсатора следует исходить из следующих соображений.

В случае непосредственного их подключения во вторую ступень поступает пароконденсатная смесь с паросодержанием на входе (x_1 на рис. 2, б), равным паросодержанию на выходе из первой ступени (x_2 на рис. 2, а), т.е. $x_1 = x_2$, чему соответствует правый пучок из трех кривых с $x_2 = 0,2$ и разными величинами x_1 (рис. 2, б).

Как видно, за счет более высоких значений оптимальной массовой скорости хладагента во второй ступени (при $x_1 = 0,1$ величина $(\rho w)_{\text{opt}} = 230 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ на рис. 2, б) по сравнению с первой (при $x_2 = 0,1$ оптимальное значение для первой ступени $(\rho w)_{\text{opt}} = 80 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ на рис. 2, а) можно достичь примерно двукратного повышения плотности теплового потока на завершающей стадии конденсации (в диапазоне $x = 0,1 \dots 0$) во второй ступени по сравнению с первой: $6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ против $3 \text{ кВт}/\text{м}^2$ (на кривой $x_1 = 0,1$; $x_2 = 0$ правого пучка кривых соответственно при $\rho w = 230$ и $80 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$).

В результате средняя для двух ступеней плотность теплового потока (пунктирные кривые на рис. 2, б) незначительно возрастает: примерно на 2 % при $x_1 = 0,1$ и на 8 % при $x_1 = 0,3$ по сравнению с одноступенчатым конденсатором.

Если же во вторую ступень конденсатора подавать пар, отделенный от конденсата в сепараторе, установленном между ступенями, то в ней будет иметь место полная конденсация (нижняя кривая на рис. 2, а при $x_1 = 1$ и $x_2 = 0$) при плотности теплового потока $q_{\max} = 8,4 \text{ кВт}/\text{м}^2$, т.е. в 1,4 раза выше, чем во второй ступени при ее непосредственном подключении ($q_{\max} = 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ при $x_1 = 0,1$; $x_2 = 0$ на рис. 2, б).

Таким образом, конденсаторный контур с двухступенчатой конденсацией и сепарацией несконденсированного в первой ступени пара обеспечивает повышение плотности теплового потока во второй ступени примерно в 1,4 раза по сравнению с двухступенчатой конденсацией без сепарации пара. В результате средняя для двух ступеней плотность теплового потока (пунктирные кривые на рис. 2, а) возрастает: примерно на 5 % при $x_1 = 0,1$ и на 8 % при $x_1 = 0,3$ по сравнению с одноступенчатым конденсатором.

Выводы

1. Проанализирована тепловая эффективность традиционных конденсаторов холодильных машин автономных кондиционеров и установлено, что резервы ее повышения связаны с переходом на двухступенчатую конденсацию с неполным фазовым переходом в первой ступени.

2. Рассмотрены два варианта реализации двухступенчатой конденсации: первый – с подачей несконденсированной в первой ступени парожидкостной смеси непосредственно во вторую ступень с увеличенной в несколько раз массовой скоростью; второй – с промежуточной сепарацией пара из несконденсированной в первой ступени

парожидкостной смеси и подачей во вторую ступень отсепарированного пара. Анализ вариантов выполнен при максимальной для каждого варианта плотности теплового потока в каждой ступени конденсатора.

3. Установлено, что более эффективным является контур с двухступенчатым конденсатором и промежуточной сепарацией пара, обеспечивающий повышение плотности теплового потока в конденсаторе второй ступени в 1,4 раза по сравнению с двухступенчатой конденсацией без сепарации фаз.

4. Переход на двухступенчатую конденсацию с промежуточной сепарацией фаз обеспечивает повышение плотности теплового потока, средней для обеих ступеней конденсатора, на 5...8 %.

Литература

1. Радченко А.Н. Анализ эффективности испарительно-компрессорных узлов судовых систем микроклимата // Зб. наук. праць Миколаївського університету кораблебудування ім. адм. Макарова. – Миколаїв: МУК, 2004. – № 5 (398). – С. 92-99.

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

3. Радченко Н.И. Анализ тепловой эффективности воздухоохладителей судовых кондиционеров // Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2000. – № 3 (369). – С. 52-59.

4. Радченко Н.И. Повышение тепловой эффективности воздухоохладителей непосредственного испарения // Теплоэнергетика и хладотехника: Сб. науч. трудов НКИ. – Николаев: НКИ. – 1992. – С. 76-82.

5. Радченко Н.И. Исследование влияния неравномерности воздушных потоков на тепловую эффективность фреоновых воздухоохладителей // Вестник Международной академии холода. – 2000. – Вып. 2. – С. 28-30.

6. Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B. Forced-convection condensation in tubes: a heat transfer equation for condenser design // ASHRAE Transactions. – 1973. – Vol. 79. – P. 157-165.

7. Радченко М.І. Випарники і конденсатори судових систем кондиціонування та рефрижерації. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 124 с.

8. Slipcevic B.: Wärmeübergang beim sieden von R – Kältemitteln in horizontalen rohren // Kältetechnik – Klimatisierung, 1972. – No. 12. – P. 345-351.

Поступила в редакцию 8.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.И. Радченко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.