

А. М. Ибраев, Т. Н. Мустафин, М. Н. Хамидуллин

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПО ОЖИДАЕМОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ.

Ключевые слова: холодильная машина, хладагент, анализ работы.

Одними из наиболее ответственных этапов проектирования холодильных машин определяется выбором ее схемы и хладагента. Во многом их эффективность определяет сочетание данных двух факторов. Анализ свойств может помочь выработать рекомендации по проектированию холодильных машин

Keywords: refrigeration machine, refrigerant, analysis of the working process.

One of the mains stage of refrigeration machine developments are choice of refrigerant and refrigeration machines structure. Its efficacy will determined by complex choice of this both factor. Analysis of refrigerants properties can help to give recommendation to refrigeration machine developments.

В результате развития холодильной техники, как в плане теоретических исследований, так и опыта эксплуатации, к середине 20-го столетия номенклатура холодильных агентов, используемых в пароконденсационных холодильных машинах (ПХМ), работающих в области средних температур и системах кондиционирования воздуха, сократилась до исторического минимума, и выглядела вполне устойчивой. Однако затем новые экологические взгляды и требования привели к тому, что часть из применяемых на тот момент времени холодильных агентов попали под запрет или были ограничены по срокам использования. В первую очередь следует назвать наиболее распространенные в промышленности и быту хладоны R12 и R22. Эта ситуация стимулировала работы связанные с разработкой новых экологически безопасных веществ, молекулы которых не содержат атомы хлора и брома, к использованию их в качестве холодильных агентов ПХМ.

Появление новых холодильных агентов в свою очередь делает актуальной задачу исследования структуры энергетических потерь, возникающих в термодинамическом цикле ПХМ при использовании этих агентов. Анализ структуры энергетических потерь позволяет определить, какие из потерь следует минимизировать в первую очередь путём рационального построения схемы ПХМ.

В данной работе выполнен анализ термодинамических свойств и энергетических потерь дросселирования и перегрева [1, 2], возникающих в цикле ПХМ для наиболее распространённых в настоящее время холодильных агентов. Такими агентами являются: аммиак и галогенные производные углеводородов не содержащие в составе молекул хлора и брома.

Аммиак R717 (NH₃). Агент используют в ПХМ для получения температур кипения до минус 30°C, без вакуума в системе охлаждения. Обладает прекрасными термодинамическими свойствами. Является одним из первых (с середины 19 века) холодильных агентов ПХМ. Экологически безопасен, но токсичен и взрывоопасен. Широко распространён, однако в России, после передачи аммиачных холодильных установок в ведение Ростехнадзора, его популярность значительно снизилась.

Хладагент R12 (CF₂Cl₂). Один из наиболее распространённых и без-опасных в эксплуатации до 90-х годов 20-го столетия хладагентов. Хладон R12 применяют в холодильных машинах с температурой кипения не ниже минус 30°C. В настоящее время, по экологическим соображениям, международными соглашениями его использование запрещено.

Хладагент R22 (CHF₂Cl). Обладает хорошими теплофизическими и термодинамическими характеристиками, нетоксичен и невзрывоопасен. Применение R22 в ПХМ обеспечивает диапазон температур кипения от +10 до минус 40°C. Хотя молекула R22 содержит атом хлора, хладагент имеет низкий озоноразрушающий потенциал и его использование разрешено до 2030 года.

Хладагент R134a (C₂H₂F₄). Хладагент R134a разработан, как озонобезопасная замена R12 и достаточно широко применяется в настоящее время.

Хладагент R404a (зеотропная смесь R125/R143a/R134a). Хладагент разработан, как озонобезопасная замена R12 и R22 в области низких и средних температур. Широко применяется в настоящее время.

Хладагент R407c (зеотропная смесь R32/R125/R134a). Хладагент R407 разработан как озонобезопасная альтернатива R22 для использования в системах кондиционирования воздуха.

Хладагент R410a (зеотропная бинарная смесь хладагентов R32/R125). Хладагент R410a разработан для замены R22, однако обладает повышенным давлением в элементах ПХМ, по сравнению с R22, что часто требует использования специального холодильного оборудования. Хладагент R410a распространён в современных бытовых кондиционерах.

Хладагент R600a (C₄H₁₀ – изобутан). Находит применение в домашних холодильниках, как экологически безопасная замена R12. Масса его заправки в холодильный агрегат (менее 50 грамм), значительно меньше, чем в случае применения галогенных производных углеводородов. Это позволяет отказаться от соблюдения дополнительных мер безопасности связанных с пожаро- и взрывоопасностью.

Определённый интерес представляет сравнение представленных холодильных агентов по ожидаемой холодопроизводительности при их поочередной заправке в систему некой условной ПХМ.

Известно [4,5], что характеристикой, позволяющей получить подобное сравнение, является зависимость удельной объёмной холодопроизводительности холодильного цикла ПХМ от его температурных границ. Однако удельная объёмная холодопроизводительность зависит не только от термодинамических свойств вещества – холодильного агента, но и от большого количества характеристик самого цикла: температурных границ цикла, количества ступеней сжатия и дросселирования, наличия регенерации, величины перегрева на всасывании в компрессор и др.

Если при оценке холодильных агентов исключить характеристики холодильного цикла и оставить только характеристики вещества, то для их сравнения между собой по ожидаемой холодопроизводительности можно предложить удельную объёмную теплоту парообразования

$$gv = \gamma / v'', \text{ кДж / м}^3,$$

где γ – массовая теплота парообразования вещества (кДж/кг); v'' – удельный объём насыщенного пара (м³/кг).

Результаты расчёта зависимости величины gv от температуры для вышеприведенных холодильных агентов представлены на рис. 1.

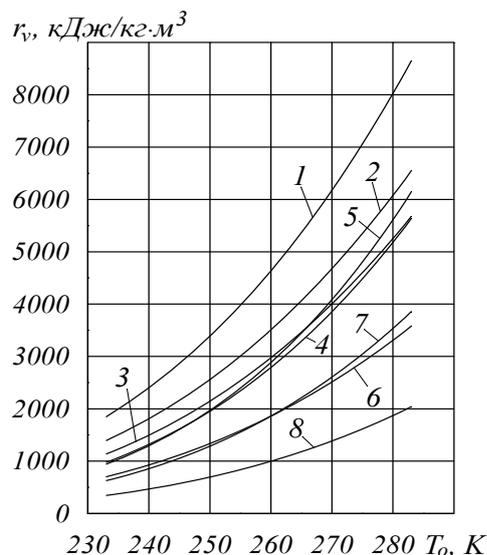


Рис. 1 - Зависимость R_v от T_0 : 1 – R410a, 2 – R404a, 3 – R22, 4 – R407a, 5 – R717, 6 – R12, 7 – R134a, 8 – R600a

Полученные результаты в целом качественно согласуются с результатами расчётов удельной объёмной холодопроизводительности для одноступенчатых циклов ПХМ, работающих на различных холодильных агентах [4]. В частности, достоверно отражается снижение ожидаемой холодопроизводительности со снижением температуры кипения в холодильном цикле ПХМ, которую в данном случае представляет температура, при которой определяется теплота парообразования. Тем не менее, оценку по величине gv вряд ли можно рекомендовать к практическому использованию. Дело в том, что на величину холодо-производительности цикла ПХМ существенное влияние оказывает угол наклона пограничной кривой (линии насыщенной жидкости), но это никак не учитывается при оценке при помо-

щи gv . Это приводит к заниженным прогнозам для холодильных агентов с малым углом наклона кривой и завышенным для агентов с большим наклоном. Тем не менее, величина gv для данных агентов представляет самостоятельный интерес, поскольку показывает максимальную величину возможной холодопроизводительности цикла ПХМ, к которой можно стремиться путём совершенствования холодильного цикла. Методами такого совершенствования являются использование регенерации, переход к многоступенчатому дросселированию и многоступенчатому сжатию.

Из графика (рис.1) следует, что R717, R22 и R407a образуют группу агентов с близкими характеристиками. Несколько выше величина gv у хладагента R404a. Еще одну группу образуют R12 и R134a, которые уступают первой группе по величине gv около 20%. Наилучшая характеристика из рассмотренных агентов у R410a и заметно всем проигрывает R600a.

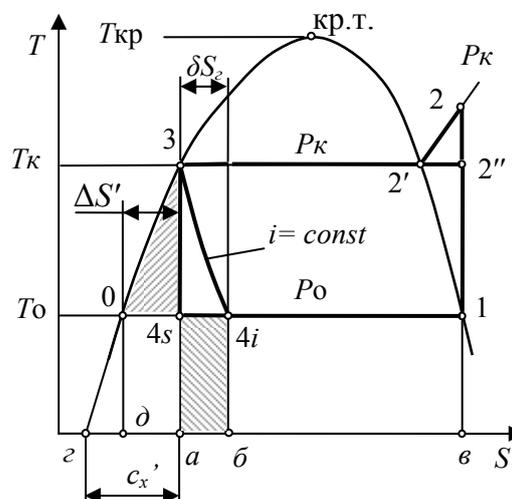


Рис. 2 - Теоретический цикл ПХМ

Более точным критерием для оценки холодильных агентов по ожидаемой холодопроизводительности будет величина $q = q_0 / v''$. Здесь q_0 – величина теплоты процесса 4i-1 – фазового перехода парожидкостной смеси холодильного агента в состояние насыщенного пара. Геометрическим образом этой величины (рис.2) будет площадка б-4i-1-в. От теплоты парообразования (геометрический образ – пл. д-0-1-в) q_0 отличается на величину площадки д-0-4i-б, что связано с парообразованием части жидкого холодильного агента в процессе дросселирования 3-4i.

Площадка д-0-4i-б, в свою очередь, состоит из площадки д-0-4s-a = $\Delta S' \cdot T_0$ и площадки, характеризующей потери от дросселирования [2] – пл. а-4s-4i-б = $\Delta q_0 = \delta S_r \cdot T_0$.

Величины этих площадок можно определить по следующим уравнениям [2]

$$\Delta S' \cdot T_0 = c_x' \cdot \frac{T_0}{T_k} \cdot (T_k - T_0);$$

$$\Delta q_0 = \frac{1}{2} c_x' \cdot \frac{(T_k - T_0)^2}{T_k},$$

где c_x' – теплоёмкость холодильного агента в процессе, идущем по линии насыщенной жидкости; T_k , T_0 – соответственно температуры конденсации и кипения холодильного агента.

Тогда критерий q можно записать в виде следующего выражения

$$q = (r - c_x' \cdot \frac{T_0}{T_k} \cdot (T_k - T_0) - \frac{1}{2} c_x' \cdot \frac{(T_k - T_0)^2}{T_k}) / v''.$$

Величина q достаточно близка к величине удельной объёмной холодопроизводительности. При этом не учитываются лишь такие процессы холодильного цикла ПХМ, как перегрев в испарителе перед всасыванием в компрессор и переохлаждение жидкости перед дросселированием. В данном критерии из массовой теплоты парообразования вычтена величина снижения холодопроизводительности холодильного цикла связанная с образованием балластного пара в процессе дросселирования [2].

Это позволяет учесть влияние формы линии насыщенной жидкости, но при этом вносит в определение величины критерия температурные границы холодильного цикла T_k и T_0 , которые не являются характеристикой вещества. Однако, при этом следует учесть, что величина T_0 , как и в предыдущем случае, выступает в качестве параметра характеристик сравнения холодильных агентов, а величина T_k в летних режимах эксплуатации ПХМ меняется в незначительных пределах и может быть принята фиксированной при расчётах. В данном случае расчёты выполнены (рис.3) при $T_k = 30^\circ\text{C}$, что характерно при применении водяных конденсаторов и $T_k = 40^\circ\text{C}$ (рис. 4), что характерно для воздушных конденсаторов. Величина теплоёмкости c_x' при выполнении расчётов определялась, в соответствии с допущениями принятыми при выводе формул [2] и построением (рис.2), как $c_x' = T_k (s_3 - s_0) / (T_k - T_0)$.

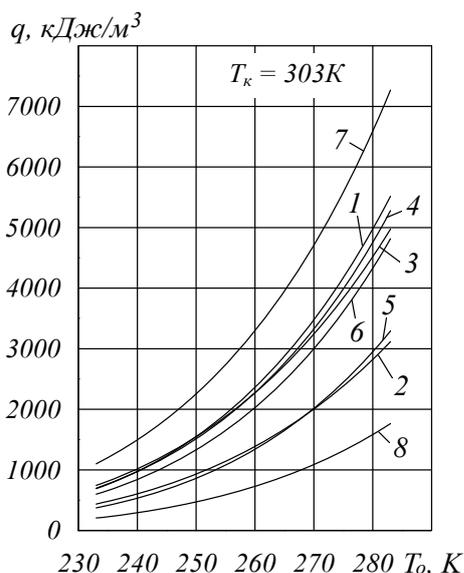


Рис. 3 - Зависимость Q от T_0 : 1 – R717; 2 – R12; 3 – R22; 4 – R404a; 5 – R134a; 6 – R407c; 7 – R410a; 8 – R600a

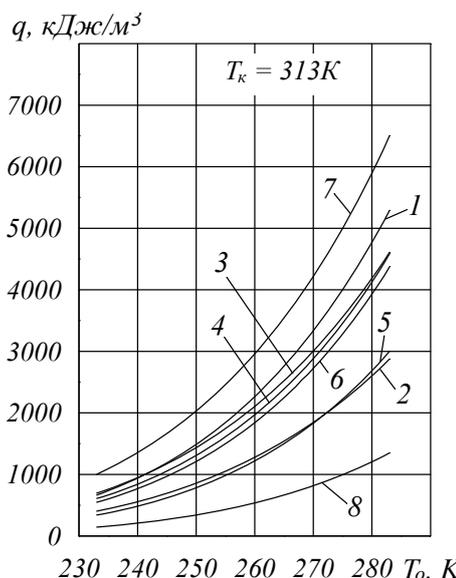


Рис. 4 - Зависимость Q от T_0 : 1 – R717; 2 – R12; 3 – R22; 4 – R404a; 5 – R134a; 6 – R407c; 7 – R410a; 8 – R600a

Для одноступенчатых циклов ПХМ критерий q вполне может применяться для сравнения холодильных агентов, обеспечивая при этом достоверные результаты.

Учёт потерь холодопроизводительности из-за образования балластного пара привёл к некоторым качественным изменениям соотношений между рассмотренными холодильными агентами. Так характеристики аммиака R717 выросли по отношению к остальным, и он по ожидаемой холодопроизводительности вышел на второе место после R410a. Характеристики R404a и R22 практически сравнялись.

Объяснение этим изменениям можно дать, если проанализировать изменение степени сухости x парожидкостной смеси холодильных агентов после дросселирования, в точке 4i (рис.2) холодильного цикла. График таких зависимостей дан на рис. 5.

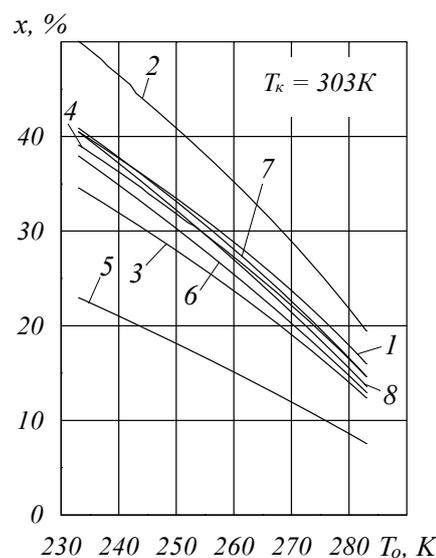


Рис. 5 - Зависимость степени сухости X от T_0 : 1 – R410a, 2 – R404a, 3 – R22, 4 – R407c, 5 – R717, 6 – R12, 7 – R134a, 8 – R600a

Величину x (относительное содержание пара в жидкости) также можно представить, как относительную величину потери холодопроизводительности цикла по отношению к максимально возможной величине.

Из графика следует, что меньшими потерями холодопроизводительности в порядке малости их величины обладают R717, R22 и R12, то есть холодильные агенты наиболее широко распространенные в середине 20-го века. При этом R717 значительно выигрывает у всех остальных органических холодильных агентов.

Холодильные агенты, разработанные на замену вышеперечисленных, имеют большую, но близкую к R12 величину потерь. Кроме R404a, у которого x (величина потерь) значительно выше, чем у остальных агентов. Из этого следует, что при росте разности температур, как за счёт роста температуры конденсации, так и за счёт снижения температуры кипения, снижение холодопроизводительности у этих агентов будет проходить с большей скоростью, чем у R717, R22 и R12. Это можно наблюдать, например, сравнивая между собой (рис.3) характеристики R12 и R134a. Но особенно эта тенденция касается R404a. Так при $T_k = 40^\circ\text{C}$ (рис. 4) R404a уже проигрывает по холодопроизводительности R22. Из этого можно сделать предварительный вывод, что для таких агентов, как R404a, R410a и R134a переход от одноступенчатого к двухступенчатому холодильному циклу должен осуществляться на более ранних стадиях, чем у R717, R22 и R12. Однако, окончательное решение о таком переходе,

как правило, должно приниматься на основании технико-экономических показателей.

Некоторым исключением при сравнении холодильных агентов по величине q является R600a. Это связано со спецификой холодильного цикла ПХМ домашнего холодильника, в котором для увеличения холодопроизводительности и охлаждения плюсового отделения принимается большая величина перегрева на всасывании в компрессор. У R600a отсутствуют первичные потери от перегрева [3], что позволяет заметно увеличить его холодопроизводительность, за счёт перегрева на всасывании, без существенного увеличения энергетических потерь.

Литература

1. Ибраев А.М. Влияние потерь от перегрева на эффективность работы парокompрессионной холодильной машины. / Т.Н. Мустафин, М.С. Хамидуллин // Вестник Казан. технол. ун-та. – №7– 2013.–225-229.
2. Ибраев А.М. Влияние потерь от дросселирования на эффективность работы парокompрессионных холодильных машин. / Т.Н. Мустафин, М.С. Хамидуллин // Вестник Казан. технол. ун-та – т.16 №20 – 2013. – 240-242.
3. Ибраев А.М. Анализ энергетических потерь парокompрессионной холодильной машины, связанных с процессом перегрева рабочего тела в испарителе. / М.С. Хамидуллин, И.И. Шарапов, Р.Д. Шарапова // Вестник Казан. технол. ун-та – т.16 №21 – 2013. – 238-241.
4. Визгалов С.В. Термодинамические циклы и рабочие тела парокompрессионных холодильных машин./Учебное пособие/А.М. Ибраев, М.С. Хамидуллин // Казан. гос. технол. ун-т, Казань, 2005. 128с.
5. Розенфельд Л.М. Холодильные машины и аппараты. / А.Г. Ткачев // М.: Государственное издательство торговой литературы. – 1960. 656 с.

© **А. М. Ибраев** - канд. техн. наук, доцент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, ami_kstu@rambler.ru;
Т. Н. Мустафин – канд. техн. наук, доцент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, mustimur@rambler.ru;
М. Н. Хамидуллин – канд. техн. наук, доцент кафедры холодильной техники и технологий КНИТУ, mcx_kstu@rambler.ru.