

УДК 621.56/59

Г.К. Лавренченко, А.В. Копытин, С.Г. ШвецУкраинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026
e-mail: uasigma@paco.net

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КРУПНЫХ АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Проведён анализ изменения холодильного коэффициента АХМ при использовании для переохлаждения жидкого аммиака обратимых, а также эталонных циклов компрессорных холодильных машин, работающих на R134a. Найдены значения оптимальных температур переохлаждения аммиака перед дросселированием, отвечающие максимуму холодильного коэффициента АХМ. Предложено переохлаждение аммиака проводить в диапазоне от 30 до 7 °С абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной, использующей высокопотенциальную часть теплоты после компримирования аммиака в центробежном компрессоре, а от 7 до –10 °С — компрессорной холодильной машиной. Холодильный коэффициент такой комбинированной аммиачной холодильной машины повысится на 12,6 %.

Ключевые слова: Аммиак. Компрессорная холодильная машина. Цикл Карно. Эталонный цикл. Холодопроизводительность. Холодильный коэффициент. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина. Оптимизация.

G.K. Lavrenchenko, A.V. Kopytin, S.G. Shvets

WAYS OF INCREASE OF EFFICIENCY OF LARGE AMMONIAC REFRIGERATING MACHINES

The analysis of change of refrigerating of ARM is carried out at use for overcooling of liquid ammonia of reversible cycles, and also the compressor refrigerating machine working on R134a. A values of optimum temperatures of overcooling of ammonia before throttling, answering to maximum of refrigerating efficiency of ARM are found. It is offered to use for overcooling of ammonia in a range from 30 °C up to 7 °C the absorption lithium bromide refrigerating machine, and from 7 °C up to –10 °C — the compressor refrigerating machine. The refrigerating efficiency of such combined ammoniac refrigerating machine will be raised on 12,6 %.

Keywords: Ammonia. Compressor refrigerating machine. Carnot cycle. Ideal cycle. Refrige-rating capacity. Refrigeration efficiency. Absorption lithium bromide refrigerating machine. Optimization.

1. ВВЕДЕНИЕ

На ряде химических предприятий используются крупные аммиачные холодильные машины (АХМ), которые, например, обслуживают комплекс хранения, приёма и перегрузки жидкого аммиака. Он принимает большие количества жидкого аммиака, одновременно поступающего по аммиакопроводу и в специальных железнодорожных цистернах.

При приёме аммиака, а также при его хранении и перегрузке в морские газовозы образуются значительные объёмы паров. Их необходимо постоянно отсасывать, компримировать и сжижать. Мощность, потребляемая аммиачными компрессорами и другим оборудованием АХМ такого комплекса, составляет десятки МВт. Поэтому даже незначительное в процентном отношении снижение затрат энергии может давать ощутимый годовой экономический эффект.

Рассмотрим возможные резервы повышения эффективности аммиачной холодильной машины.

2. АНАЛИЗ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АХМ

За основу для термодинамического анализа возьмём АХМ, реализующую, по терминологии В.С. Мартыновского [1], эталонный цикл 1-2-3-4-1 пароконпрессорной холодильной машины (рис. 1). В нём сжатие аммиака осуществляется по обратимой адиабате 1-2; температуры конденсации и кипения приняты совпадающими с температурами окружающей среды T_0 и охлаждения T_x .

На эффективности цикла сказываются лишь две потери от необратимости: из-за дросселирования в процессе 3-4 и неравновесного отвода тепла от перегретого пара после его компримирования. Потери та-

© Г.К. Лавренченко, А.В. Копытин, С.Г. Швец

кого рода обусловлены особенностями способа производства холода. Конкретные их значения зависят от термодинамических свойств хладагента. В случае аммиака, имеющего по сравнению с другими хладагентами относительно высокие температуры конца адиабатического сжатия, большее влияние на эффективность цикла оказывает необратимость теплообмена при снятии перегрева и меньшее — необратимость дросселирования. Поэтому в [1] предлагается оценивать степень термодинамического совершенства хладагента отношением холодильных коэффициентов эталонного цикла и цикла Карно при одинаковых температурах T_0 и T_x .

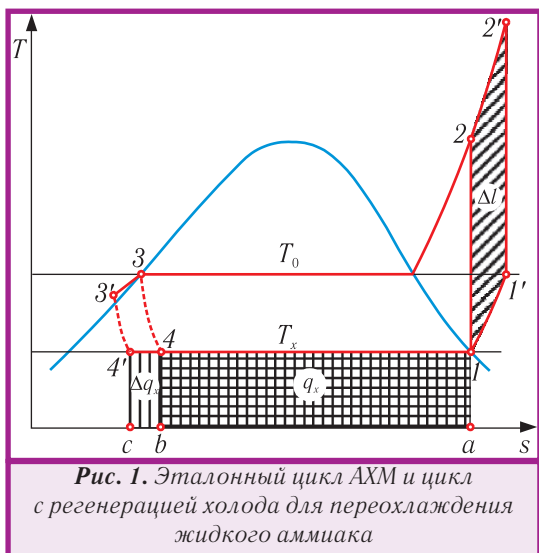


Рис. 1. Эталонный цикл АХМ и цикл с регенерацией холода для переохлаждения жидкого аммиака

При реализации термодинамического цикла действительной АХМ возникают и другие потери от необратимости. Способы их снижения известны. Они используются при создании АХМ различного назначения. Их анализу посвящены многие публикации.

Удобно на начальном этапе исследований проводить оценку тех или иных предлагаемых способов снижения потерь от необратимости в рамках модели эталонного цикла парокomppressorной холодильной машины. На этом уровне идеализации цикла, например, делается вывод о нецелесообразности использования в эталонном цикле АХМ регенеративного теплообмена для охлаждения жидкого аммиака в процессе $3-3'$ за счёт нагрева паров в процессе $1-1'$ [1]. Действительно, холодильный коэффициент регенеративного цикла $1'-2'-3'-4'-1'$ оказывается ниже холодильного коэффициента ε эталонного цикла $1-2-3-4-1$. Вызвано это тем, что некоторый рост удельной холодопроизводительности q_x на величину $\Delta q_x = i_4 - i_4'$ при переходе к регенеративному циклу сопровождается более значительным увеличением удельной работы сжатия аммиака l на величину $\Delta l = (i_2 - i_1) - (i_2' - i_1')$, эквивалентную площади $1-2-2'-1'-1$ на рис. 1.

Анализ характеристик эталонного цикла показывает, что с меньшими затратами работы можно повысить его холодильный коэффициент, если организовать эффективное переохлаждение жидкого аммиака в процессе $3-3''$ (см. рис. 2).

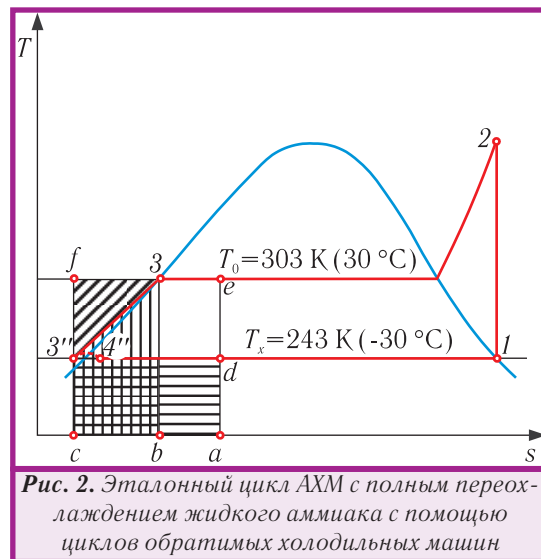


Рис. 2. Эталонный цикл АХМ с полным переохлаждением жидкого аммиака с помощью циклов обратимых холодильных машин

Проведём оценку предельных значений характеристик эталонного цикла АХМ при использовании для переохлаждения жидкого аммиака цикла Карно $3''-d-e-f-3''$ и «треугольного» цикла $3''-3-f-3''$ [2]. Конечную температуру переохлаждения $T_{3''}$ примем равной T_x . В этом случае температуры начала и конца процесса дросселирования равны друг другу: $T_{3''} = T_{4''}$. Холодопроизводительность циклов одинакова и представляется площадью $c-3''-3-b-c$ под изобарическим процессом охлаждения $3-3''$. Определим холодильные коэффициенты АХМ при использовании указанных двух вариантов переохлаждения аммиака.

При $T_0 = 303$ К и $T_x = 243$ К холодильный коэффициент эталонного цикла $\varepsilon = q_x / l = 3,1$. Кстати, для регенеративного цикла $1'-2'-3'-3''-4'-1'$ (см. рис. 1) он составляет всего 2,8, т.е. оказывается ниже на 10,7 % по сравнению с эталонным.

В случае если переохлаждение организуется с помощью цикла Карно, холодильный коэффициент

$$\varepsilon' = \frac{(i_1 - i_{4''})}{[(i_2 - i_1) + l_k]} = 3,3.$$

Работа цикла Карно l_k определялась при условии, когда холодопроизводительность его равна $(i_3 - i_{3''})$.

Как видно из сравнения ε с ε' , выигрыш от реализации такого комбинированного цикла получается всего на уровне 6,4 %. Это вызвано тем, что цикл Карно в таких условиях является внешнеобратимым. Затраты работы в нём при охлаждении потока жидкого аммиака оказываются высокими из-за того, что весь необходимый холод вырабатывается на уровне наинижней температуры T_x .

Эффективность эталонного цикла АХМ возрастает более существенно, если в нём переохлаждение жидкого аммиака осуществлять с помощью обратной холодильной машины, работающей по «треугольному» циклу. Холодильный коэффициент ε'' в этом случае повысится до 3,6, т.е. увеличится на 16,1 %.

Определим, насколько может возрасти эффективность эталонного цикла, если использовать для

переохлаждения жидкого аммиака более доступные способы.

3. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АХМ

Для повышения эффективности АХМ предлагается использовать два пути решения этой задачи. Первый путь основывается на использовании для переохлаждения жидкого аммиака дополнительной фреоновой компрессорной холодильной машины (КХМ). Второй путь предусматривает применение для этой цели теплоиспользующей холодильной машины, а конкретно — абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ). Источником теплоты для неё может являться горячая вода, водяной пар средних параметров или дымовые газы, которые всегда имеются в избытке на крупном химическом предприятии. Для обеспечения работы АБХМ может применяться высокопотенциальная часть теплоты компримирования аммиака в центробежных компрессорах. Как будет показано, возможно также оптимальное сочетание указанных двух холодильных машин.

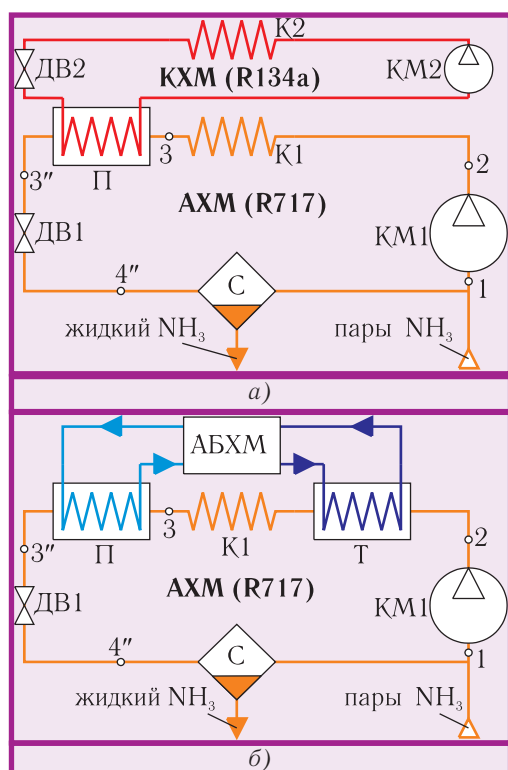


Рис. 3. Схемы АХМ для сжижения паров аммиака с переохлаждением его после конденсатора с помощью КХМ (а) или АБХМ (б): КМ1, КМ2 — компрессорные машины; К1, К2 — конденсаторы; ДВ1, ДВ2 — дроссельные вентили; С — сепаратор; Т — теплообменник; П — переохладитель; цифровые обозначения соответствуют расчётным точкам процессов, реализуемых в АХМ

Технологические схемы аммиачной холодильной машины, в состав которых включены каждая из двух машин, приведены на рис. 3. В данных схемах, характеризующих работу АХМ в ожижительном режиме, приведены сепараторы. АХМ легко преобразуется в рефрижератор, если вместо сепаратора использовать испаритель.

В схеме, изображённой на рис. 3,а, используется переохладитель аммиака, объединённый с испарителем КХМ. В ней хладагентом является R134a. В схему, показанную на рис. 3,б, введён теплообменник Т, в котором высокотемпературная часть теплоты компримирования передаётся теплоносителю АБХМ. За счёт этой теплоты АБХМ вырабатывает холодную воду с температурой 5-7 °С, подаваемую в переохладитель аммиачной холодильной машины.

В двух вариантах схем АХМ, как показано на рис. 3, вместо испарителя используется сепаратор (отделитель жидкости) С. Для выполнения условия стационарности в компрессор постоянно на всасывание подаются пары аммиака в количестве, равном отбираемому из сепаратора жидкому аммиаку в низкотемпературное его хранилище.

Вначале проанализируем, как дополнительная холодильная машина может влиять на величину холодильного коэффициента АХМ. В расчётах КХМ как и прежде используется модель идеализированной холодильной машины. Температуры кипения в циклах КХМ, производящих холод для переохлаждения аммиака, варьировались от -30 до 20 °С. Температура конденсации принималась равной 30 °С. На рис. 4 показан характер изменения холодильного коэффициента АХМ, в состав которой включена КХМ. На графике приведена зависимость работы КХМ от температуры переохлаждения аммиака $T_{3''}$ перед дросселированием. Расход хладагента (R134a) через КХМ принимался исходя из обеспечиваемой холодопроизводительности. Поэтому на графике (рис. 4) указаны необходимые для этого значения работы. Из представленной на рис. 4 зависимости $\epsilon(T_{3''})$ видно, что при полном переохлаждении жидкого аммиака, когда $T_{3''} = T_x$, холодильный коэффициент АХМ оказывается на уровне 3,1. Относительно низкое значение ϵ обусловлено проявлением основной потери от необратимости, вызванной тем, что весь холод производится КХМ при наименьшей температуре охлаждаемого потока жидкого аммиака, а именно -30 °С. С повышением температуры $T_{3''}$, холодильный коэффициент растёт, достигая максимального значения 3,37 при $T_{3''} = 273$ К (0 °С). Дальнейшее повышение температуры $T_{3''}$ приводит к уменьшению ϵ АХМ. Отсюда следует очень важный вывод о том, что с учётом особенностей эталонного цикла АХМ и аммиака как рабочего тела, переохлаждение его перед дросселированием в дополнительной холодильной машине до оптимальной температуры всегда выгодно. Оно сопровождается незначительными затратами работы, но существенным вкладом в рост холодопроизводительности АХМ. Так, работа КХМ, отнесённая к 1 кг аммиака, составляет всего 18 кДж/кг, а рост холодопроизводительности АХМ —

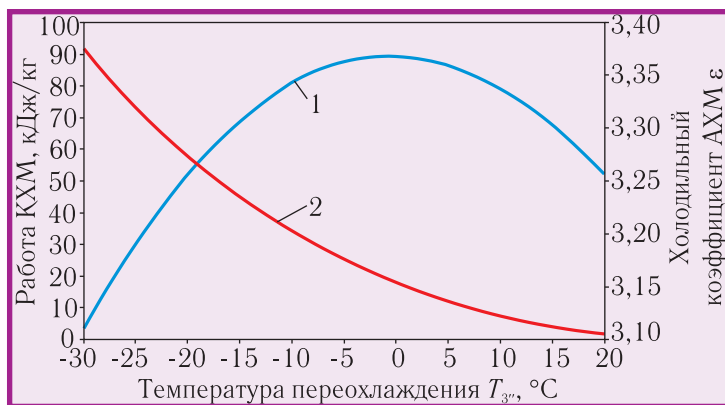


Рис. 4. Зависимости работы в цикле КХМ (2) и холодильного коэффициента АХМ (1) от температуры переохлаждения

141 кДж/кг. Для сравнения укажем, что в цикле АХМ с полной регенерацией холода (см. рис. 1), в котором не наблюдается повышения эффективности, работа возрастает на 89 кДж/кг, а холодопроизводительность увеличивается лишь на 133 кДж/кг.

С целью снижения потерь от необратимости в КХМ используем для переохлаждения жидкого аммиака две фреоновые компрессорные холодильные машины, через испарители которых последовательно проходит поток жидкого аммиака. Для этого случая расчётно в рамках моделей эталонных циклов будем решать задачу максимизации ϵ АХМ с одновременным нахождением оптимальных значений конечной температуры переохлаждения $T_{3'}$ и промежуточной температуры T_{np} , которая распределяет нагрузку между двумя КХМ в режиме ϵ_{max} . Проведённые исследования (см. рис. 5) показали, что при использовании двух КХМ $\epsilon_{max}=3,43$ при следующих значениях оптимальных температур: $T_{3'}=263\text{ K} (-10\text{ °C})$ и $T_{np}=283\text{ K} (10\text{ °C})$. Температуры конденсации в каждой из двух КХМ, а также в АХМ приняты одинаковыми и равными 30 °C .

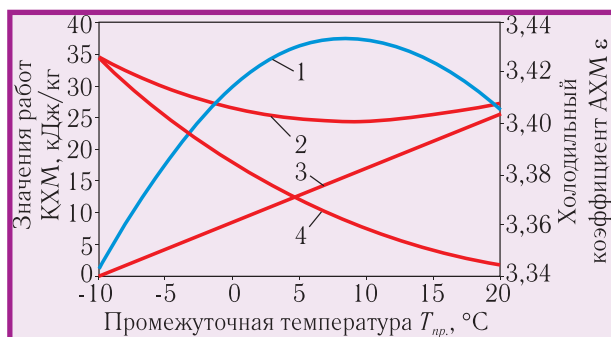


Рис. 5. Характер изменения в зависимости от промежуточной температуры охлаждения холодильного коэффициента АХМ ϵ (1), суммарной работы (2) двух КХМ и работы каждой из КХМ (3, 4)

Кривые 2-4 на рис. 5 дают представление об изменении полных, а не удельных работ в циклах двух фреоновых КХМ. Производимый ими холод распределяется следующим образом. С помощью первой (относи-

тельно высокотемпературной) КХМ жидкий аммиак охлаждается от температуры конденсации T_0 и до некой (оптимизируемой) промежуточной температуры T_{np} . Вторая КХМ производит дальнейшее охлаждение жидкого аммиака от T_{np} и до конечной температуры переохлаждения $T_{3'}$ — температуры перед дросселем АХМ. Для того, чтобы уяснить характер изменения работ КХМ (см. рис. 5) нужно учитывать, что холод производится ими при наименьших температурах проходящего через испарители потока жидкого аммиака.

Выполненный анализ эффективного переохлаждения жидкого аммиака двумя КХМ указывает на то, что вместо одной из них можно для охлаждения аммиака от температуры его конденсации до промежуточной температуры использовать АБХМ. Для этих условий задача максимизации была сведена к нахождению оптимальной конечной температуры переохлаждения аммиака в КХМ при заданной промежуточной температуре $T_{np}=280\text{ K} (7\text{ °C})$, до которой в состоянии охладить его абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина. Расчётами установлено, что величине ϵ_{max} отвечает оптимальное значение конечной температуры переохлаждения аммиака в КХМ $T_{3'}=263\text{ K} (-10\text{ °C})$. При этом значении холодильный коэффициент АХМ достигает значения $\epsilon_{max}=3,53$. Рост холодильного коэффициента на 12,6 % по сравнению с эталонным циклом АХМ сопровождается увеличением её удельной холодопроизводительности на 17,3 %.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Повышение эффективности крупных аммиачных холодильных машин — актуальная задача в настоящее время, когда изыскиваются резервы дальнейшего снижения энергозатрат. Предложенное и обоснованное совместное применение для переохлаждения жидкого аммиака абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и фреоновой компрессорной машины даёт возможность увеличить холодильный коэффициент АХМ на 12,6 % и повысить её удельную холодопроизводительность на 17,3 %.

Включение в технологическую схему АХМ тепло-использующей холодильной машины позволяет на химическом предприятии утилизировать бросовые источники теплоты или высокопотенциальную часть теплоты компримирования аммиака в турбокомпрессорах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мартыновский В.С. Холодильные машины (Термодинамические процессы). — М.: Пищепромиздат, 1950. — 263 с.
2. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. — М.: Энергия, 1972. — 216 с.