

### Выводы

1. Разработана методика расчета холодопроизводительности испарителя абсорбционного холодильного агрегата в составе абсорбционных холодильных приборов различного назначения (одно-, двух- и трехкамерного шкафа), которая учитывает результаты экспериментальных исследований серийного абсорбционного холодильника АПП-160 при различных температурах воздуха окружающей среды. Результаты экспериментальных исследований использованы в разработанной методике для определения температурных напоров на внутренних и внешних стенках шкафов АХП и учитывают, в том числе, и дополнительное влияние теплорасеивающих элементов на задней стенке шкафа.
2. Получены расчетные графические зависимости для определения теплопроводимости типичных НТО и ХК в составе АХП от значения соответствующего полезного объема.
3. Показано, что с ростом габаритов охлаждаемых камер теплопроводимость их увеличивается.
4. Температура воздуха окружающей среды не оказывает влияния на теплопроводимость камер при малых их габаритах (до 70 м<sup>3</sup>). При объеме ХК 148 дм<sup>3</sup> и выше влияние температуры воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) существенно — рост теплопроводимости достигает 28 %.

### Литература

1. Разработать низкотемпературные абсорбционные холодильные машины на новых рабочих телах : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова. – № ГР УА 010001081 Р. – Одесса, 1993. – 236 с.
2. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. – Одесса, 2010. – 196 с.
3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1981. – 416 с.
4. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г.Н. Дульнев. – М.: Высш. шк., 1984. – 247 с.

УДК 621.575.932

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ, ПОДВОДИМОЙ В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА, НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА

Титлова О.А., аспирант, Титлов А.С., д-р техн. наук, проф.  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Представлен анализ влияния подводимой тепловой нагрузки в генераторе на процессы теплообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата и энергетическую эффективность абсорбционного холодильного прибора. Выделено пять характерных режимов работы генератора. Сформулированы рекомендации для разработчиков автоматических систем управления*

*The analysis of influence of the tricked into thermal loading is presented in a generator on the processes of heat and mass transfer in the elements of absorption refrigeration aggregate and power efficiency of absorption refrigeration device. Five characteristic modes of operations of generator are selected. Formulated recommendation for the developers of automatic control the system*

Ключевые слова: абсорбционные холодильные приборы, абсорбционные холодильные агрегаты, генератор, подводимая тепловая мощность, энергетическая эффективность, система автоматического управления.

Основной сегмент рынка бытового холодильного оборудования в настоящее время принадлежит компрессионным холодильным приборам (КХП) [1-4]. И, хотя абсорбционные холодильные приборы (АХП) имеют ряд преимуществ перед КХП (рабочее тело АХП — экологически безопасный ВАР с водородом; отсутствие компрессора повышает ресурс и надежность работы, делает работу АХП бесшумной; источниками тепловой энергии АХП могут являться как электрическая энергия, в том числе, низкого

качества, так и горелочные устройства на органическом топливе [1-5]), они не могут конкурировать с последними из-за большего расхода энергии. Поэтому повышение энергетической эффективности бытовых АХП является актуальной задачей.

Решению этой задачи посвящено большое количество работ, в частности, связанных с разработкой эффективных систем автоматического управления (САУ) [1, 6-13]. Перспективность направления совершенствования САУ АХП заключается, в первую очередь, в универсальности — возможности применения САУ как на новых моделях АХП, так и на уже введенных в эксплуатацию.

Отличие от компрессионных аналогов, управление АХП реально можно осуществлять только при изменении подводимой тепловой мощности к кипятильнику-генератору абсорбционного холодильного агрегата (АХА) [1]. В этой связи рассмотрим подробно влияние подводимой тепловой нагрузки на процессы теплообмена и режимы работы АХП.

В современных конструкциях АХА кипятильник-генератор, в дальнейшем генератор, выполнен в виде перекачивающего термосифона — трубки с небольшим внутренним диаметром (4,0...4,2 мм [14, 15]) — капилляра. В нижней части генератора, заполненной крепким водоаммиачным раствором (ВАР), подводится тепловая мощность. Значение тепловой мощности в зоне нагрева подбирается таким образом, чтобы во внутренней части капилляра происходил процесс парообразования в режиме пузырькового течения [16, 17]. Образующаяся в результате подвода тепла парожидкостная смесь (ПЖС) обладает меньшей, по сравнению с жидким ВАР плотностью и, в соответствии с законом Архимеда, она стремится вверх.

В верхней (подъемной или транспортной) части генератора (длиной 0,35...0,45 м) при постоянном подводе тепла формируется динамический парожидкостный столб, состоящий из частиц жидкого ВАР, захваченного при подъеме паровыми пузырьками, и самих паровых пузырей. В паровой фазе находится преимущественно пар аммиака, а жидкая фаза представляет собой слабый ВАР с массовой долей аммиака 0,10...0,15 [16].

Выбор внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора производится разработчиками АХП по тепловой нагрузке в соответствии с теорией «Подъема жидкости при помощи собственных паров» [17] и на основе опыта проектирования.

Приведенные выше значения внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора соответствуют расчетному режиму снарядного течения при подводе тепловой мощности от 40 до 110 Вт. В диапазоне указанных режимных и конструктивных параметров обеспечивается режим работы перекачивающего термосифона с производством пара и с подъемом жидкости на заданную высоту.

Из этого диапазона для различных конструкций и режимов работы можно найти оптимальные соотношения между массой поднятой жидкости и массой полученного пара — массовый коэффициент подачи термосифона [18]. Так, например, для моделей АХА производства Васильковского завода холодильников АШ-150 и АШ-160 это соотношение лежит в диапазоне от 1 до 3 [1].

В случае увеличения внутреннего диаметра при неизменной тепловой нагрузке и высоте подъемной части генератора режим снарядного течения с захватом частиц жидкости реализован не будет. В этом случае возникает режим пузырькового кипения с подъемом отдельных пузырьков пара, практически без подъема жидкости.

В случае уменьшения внутреннего диаметра генератора наблюдается обратная картина — происходит выброс жидкости незначительным количеством пара, т.е. режим работы перекачивающего термосифона также не реализуется.

Влияние высоты подъемной части генератора имеет следующий характер. Этот участок при течении ПЖС определяет гидравлическое сопротивление и пьезометрический напор. В соответствии с законами гидравлики [19] — чем меньше эти величины, тем меньше подводимой тепловой энергии следует затратить. Кроме этого, высота подъемной части определяет поверхность теплообмена с окружающей средой. Несмотря на установку теплоизоляционного кожуха, имеют место потери до 15 % [20]. Поэтому и с позиции теплообмена наиболее предпочтителен генератор с минимальной высотой подъемной части.

В то же время высота подъемной части определяет режим работы абсорбера АХА, который в современных конструкциях представляет собой наклонные трубки [5], по внутренним поверхностям которых стекает слабый ВАР, а противотоком ему поднимается поток насыщенной водородоаммиачной парогазовой смеси (ПГС) из испарителя.

Фактически высота подъемной части генератора определяет поверхность тепло- и массообмена в процессе абсорбции и в значительной мере — холодопроизводительность испарителя АХА. В связи с таким положением и выбираются размеры генераторов в современных моделях АХА.

На основании изложенных выше соображений и известных экспериментальных исследований [9-11] можно выделить 5 типов режимов работы генератора АХА (рис. 1).

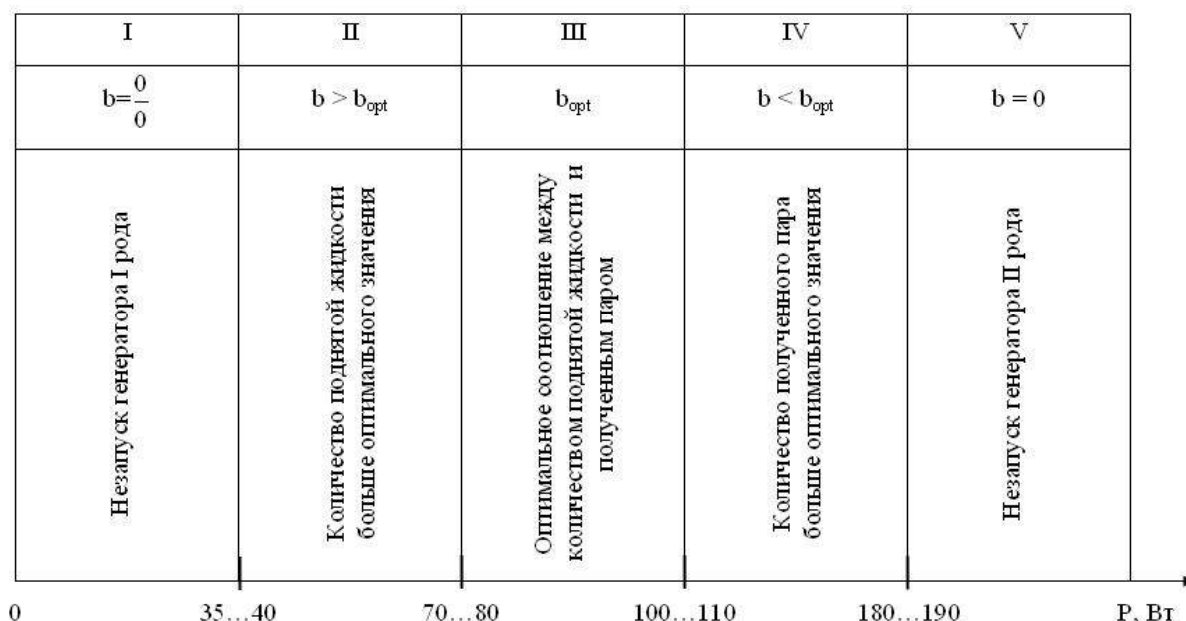


Рис. 1 – Диапазоны режимов работы генераторов АХА

Во-первых — это два граничных режима, связанных с незапуском генератора — I и V. Режим I назовем — «незапуск генератора I рода», а режим V — «незапуск генератора II рода».

Режим I лежит в диапазоне тепловых нагрузок генератора от 0 Вт до 35...40 Вт. Он характеризуется тем, что количество подведенного тепла недостаточно для формирования парового пузыря, способного вытолкнуться из подъемной части генератора жидкий раствор.

В зоне подвода тепла формируется стационарный паровой пузырь, а над ним, в подъемной части генератора, находится столб жидкого ВАР. Подведенное тепло передается путем теплопроводности элементам конструкции генераторного узла и рассеивается в окружающую среду.

В режиме I цикл АХА не реализуется из-за отсутствия циркуляции ВАР между генератором и абсорбером.

Режим V возникает при подводе тепловой нагрузки в генераторе 180...190 Вт и выше. Он характеризуется осушением зоны подвода тепла, связанным с кризисом кипения. Высокий перегрев в зоне подвода тепла и в подводящих каналах не пропускает жидкость из ректификатора. Фактически кипение крепкого ВАР происходит в ректификаторе. Образующийся пар поступает в дефлегматор и далее в конденсатор, где сжижается и стекает в испаритель. Из-за блокировки жидкости в горизонтальном колене ректификатора прекращается работа абсорбера и, соответственно, парогазовый контур между испарителем и абсорбером не реализуется. Из-за этого поступающий в испаритель аммиак не испаряется, а стекает в бачок абсорбера. Холодильный цикл в таком режиме не реализуется.

Оптимальное соотношение  $b_{opt}$  между количеством поднятой жидкости и количеством полученного пара для реализации цикла АХА имеет место в режиме III в диапазоне подводимых тепловых мощностей в генераторе от 70...80 Вт до 100...110 Вт. В этом режиме наблюдается максимальная холодопроизводительность испарителя АХА и, соответственно, достигается максимальные значения теплового коэффициента цикла АХА [1, 9-13].

Середина указанного диапазона соответствует значениям оптимальных тепловых мощностей при работе в условиях температур воздуха окружающей среды 24...26 °С. В сторону меньших значений тепловых мощностей  $b_{opt}$  сдвигается при снижении температуры воздуха окружающей среды до 18...20 °С, а в сторону больших значений 100...110 Вт — при температурах 28...32 °С.

Такое перемещение значений  $b_{opt}$  в диапазоне тепловых мощностей от 70...80 Вт до 100...110 Вт связано с изменением условий работы АХП, т.е. как уже было отмечено выше — с изменением теплопритоков в охлаждаемые камеры и условий теплоотдачи в окружающую среду.

Эти результаты, полученные в процессе экспериментальных исследований [1, 9-13] подтверждаются и теоретическим анализом циклов как безнасосных, так и насосных АХА [21].

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективности реализации цикла АХА целесообразно изменять значение подводимой тепловой мощности в генераторе АХА в соответствии с изменением температуры воздуха окружающей среды.

Режим II лежит в стороне меньших, по сравнению с оптимальным режимом III, значений подводимой тепловой мощности. Его диапазон составляет от 35...40 Вт до 70...80 Вт. В этом режиме происходит преимущественно перекачка жидкой фазы ВАР минимально возможным количеством пара. В этих условиях работы в конденсатор и далее в испаритель поступает меньшее количество пара аммиака, что приводит к снижению холодопроизводительности.

При меньшей генерации пара, поток слабого ВАР не достигает массовой концентрации 0,15...0,18 на входе в абсорбер. Однако, за счет высокой кратности циркуляции между генератором и абсорбером ВАР, абсорбер справляется с задачами очистки ПГС, поступающей из испарителя.

Холодопроизводительность испарителя и энергетическая эффективность цикла АХА в режиме II убывает при уменьшении значения подводимой тепловой мощности в генераторе от 70...80 Вт до 35...40 Вт.

С точки зрения управления АХП в позиционном режиме, режим II можно рассматривать как «ждущий» режим при отключении основной (номинальной) тепловой мощности по аналогии с работами Н. Steirlin [22], О.Б. Васылива [10], Д.С. Тюхая [11] и Ю.А. Очеретяного [13]. «Ждущий» режим АХА обеспечивает минимальную генерацию пара и циркуляцию раствора таким образом, чтобы из большей части подъемного участка дефлегматора был вытеснен инертный газ. В этом режиме АХА находится как бы в состоянии «готовности» к быстрому запуску конденсатора и испарителя при переходе на большую тепловую мощность, подводимую в генераторе.

Анализ результатов экспериментальных исследований для позиционных режимов управления показал, что «ждущий» режим с энергетической точки зрения целесообразно применять при работе АХА только в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 19...20 до 26...27 °С.

При более низких температурах воздуха снижается коэффициент рабочего времени (КРВ) АХА, т.е. время работы АХА уменьшается и становится нецелесообразным затрачивать энергию для длительного поддержания в состоянии «готовности».

При повышенных температурах воздуха окружающей среды (больше 26...27 °С) КРВ АХА возрастает, время нерабочего периода соответственно снижается, и элементы генераторного узла постоянно находятся в нагретом состоянии. В этом случае также энергетически невыгодно использовать «ждущий» режим.

Режим IV находится в стороне больших, по сравнению с оптимальным режимом III, тепловых мощностей в генераторе — от 100...110 Вт до 180...190 Вт.

Режим IV характеризуется преимущественным производством пара перед количеством перекачиваемого жидкого ВАР, т.е.  $b < b_{opt}$ . Кратность циркуляции жидкого ВАР между генератором и абсорбером минимальна, но слабый ВАР обеднен по аммиаку ниже оптимальных значений до 0,10...0,12. Несмотря на минимальный расход, высокий поглощательный потенциал слабого ВАР позволяет достаточно эффективно решать задачи очистки насыщенной ПГС, поступающей в абсорбер из испарителя.

В генерируемом паровом потоке больше, чем в оптимальном режиме III, содержится пара воды. Только при низких температурах воздуха окружающей среды (10...15 °С) дефлегматор справляется с очисткой парового потока, поступающего в конденсатор и далее в испаритель.

На нижней границе тепловых мощностей в генераторе холодопроизводительность испарителя еще значительна. С ростом же подводимой тепловой мощности в испаритель начинает поступать вода, а в абсорбер приходит недостаточно охлажденный слабый ВАР. Оба этих фактора приводят к снижению холодопроизводительности.

Режим IV характеризуется низкой энергетической эффективностью из-за значительного количества выпаренной воды.

Как показано в [1], паровой поток с повышенным содержанием пара воды обладает более высоким удельным объемом, чем поток пара чистого аммиака. Такой поток может значительно быстрее вытеснить из дефлегматора инертный газ и произвести запуск испарителя.

Режим IV можно рекомендовать в качестве «форсажного» при запуске АХА [1, 10], но при его реализации необходимо помнить об ограничении температуры греющей поверхности трубки термосифона значением 180...190 °С из-за опасности возникновения процесса активной коррозии [23].

Проведем далее анализ влияния тепловой мощности в генераторе на режимы работы остальных элементов АХА.

На первом этапе анализа следует отметить, что все элементы АХА проектируются для работы с номинальной тепловой мощностью в генераторе с некоторым запасом по поверхности теплообмена. В номинальном режиме все элементы АХА должны гарантированно выполнять свои функции:

а) ректификатор — проводить частичную очистку парового потока, приходящего из генератора и подогревать крепкий ВАР перед поступлением в нижнюю часть генератора;

б) дефлегматор — проводить полную очистку пара аммиака от пара воды с отводом флегмы в ректификатор;

в) конденсатор — проводить сжижение парового потока аммиака и частичное переохлаждение жидкости;

г) испаритель — производить искусственный холод в процессе контактного взаимодействия потока жидкого аммиака с потоком очищенного инертного газа — водорода;

д) абсорбер должен обеспечить очистку насыщенной ПГС, поступающей из испарителя, с одновременным доведением слабого ВАР до состояния крепкого ВАР;

е) жидкостный теплообменник (ЖТО) должен обеспечить предварительный подогрев потока крепкого ВАР, поступающего в генераторный узел, с одновременным переохлаждением потока слабого ВАР, проходящего из генератора на вход абсорбера.

Рассмотрим особенности режимов работы основных элементов АХА при отклонении тепловой мощности в генераторе от номинального значения в большую (режим IV) и меньшую (режим II) стороны.

**Режим IV.** При увеличении подводимой тепловой мощности в генераторе (режим IV) уменьшается расход крепкого ВАР на входе ректификатора. Одновременно возрастает расход потока ПЖС, проходящей из опускного участка дефлегматора в подъемный.

Из-за повышенной скорости потока ПЖС и пониженной скорости потока крепкого ВАР, температура в ректификаторе в процессе взаимодействия потоков возрастает.

Рост температуры в ректификаторе сдвигает равновесие в жидком ВАР в сторону меньших равновесных концентраций аммиака [24]. Соответственно в ректификаторе не обеспечивается в полной мере очистка пара аммиака, но при этом из крепкого ВАР дополнительно выпаривается аммиак и на вход генератора поступает более нагретый ВАР.

Снижение тепловой мощности в генераторе (режим II) увеличивает расход крепкого ВАР на входе ректификатора и снижает количество поступающего пара. Равновесная температура смещается в область повышенных концентраций аммиака. В этом случае будет проходить более глубокая очистка потока ПЖС перед поступлением его на вход подъемного участка дефлегматора, но на вход генератора будет поступать недостаточно нагретый крепкий ВАР.

Следует отметить, что ректификатор находится в теплоизоляции кожухе и в минимальной степени подвержен воздействию температуры воздуха окружающей среды.

Ректификатор конструктивно выполняется с максимально возможным размером с целью увеличения поверхности взаимодействия между потоком жидкости и пара в режиме барботирования. Ограничением является только гидравлическое сопротивление потока пара.

**Дефлегматор.** При высоких значениях тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, на его вход поступает большой поток паровой смеси с повышенным содержанием пара воды.

Тепловой режим работы дефлегматора усложняется, особенно, при повышенной температуре воздуха окружающей среды (28...32 °С). В этом случае дефлегматор не справляется со своей функцией и на вход конденсатора и далее в испаритель поступает недостаточно очищенный аммиак.

При низких значениях температуры воздуха окружающей среды (10...15 °С) дефлегматор справляется с очисткой пара аммиака. В то же время при работе в этих условиях с номинальной или меньшей тепловой мощностью, подводимой в генераторе (режим III и II), имеет место и частичная конденсация пара аммиака, что снижает холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность цикла АХА.

Дефлегматор проектируется для решения задачи полной очистки пара аммиака от пара воды в условиях эксплуатации при температуре воздуха окружающей среды 32 °С при работе в номинальном режиме подвода тепла.

**Конденсатор.** Даже при увеличенной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, конденсатор, выполненный изначально с некоторым запасом по поверхности, решает задачу сжижения пара аммиака. Но переохлаждения конденсата не удастся добиться при высокой температуре окружающей среды.

**Испаритель.** При увеличении тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, увеличивается количество поступающего в испаритель жидкого аммиака. Но так как расход слабого ВАР падает, абсорбер не справляется с очисткой циркулирующей ПГС. На вход испарителя начинает поступать недостаточно очищенная ПГС. Условия испарения ухудшаются, и часть жидкого аммиака стекает в бачок абсорбера (ресивер крепкого ВАР). Такой режим характеризуется низкой энергетической эффективностью цикла АХА и наблюдается при комфортных и повышенных температурах воздуха окружающей среды.

При пониженных температурах воздуха окружающей среды абсорбер может решать задачу очистки ПГС. Но, в большинстве практических случаев при низкой температуре наружного воздуха снижаются

теплопритоки в охлаждаемые камеры и тепловая нагрузка испарителя также снижается. Соответственно часть жидкого аммиака вновь не участвует в процессе испарения и сливается в ресивер.

Единственным случаем, когда режим повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, становится энергетически эффективным, является загрузка в камеры большого количества отепленных продуктов, но АХП при этом должен находиться в условиях пониженных температур воздуха окружающей среды.

При снижении тепловой мощности в испаритель поступает меньшее количество жидкого аммиака. Он гарантированно испаряется, но холодопроизводительность снижается. Соответственно снижается и энергетическая эффективность цикла АХА. Эффект этот менее ощутим при пониженных температурах воздуха окружающей среды, а более заметен при повышенных температурах.

Такая ситуация объясняется влиянием температуры воздуха окружающей среды на поглотительные способности абсорбера.

**А б с о р б е р .** При повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, через абсорбер циркулирует меньшее количество жидкого ВАР, при пониженных — наоборот.

В первом случае на вход поступает более слабый (по аммиаку) ВАР, во втором — менее.

Низкие температуры воздуха окружающей среды благоприятны для процесса очистки ПГС в абсорбере, высокие — не способствуют ему.

Абсорбер выполняется с некоторым запасом по поверхности и позволяет с большей либо меньшей эффективностью решать задачи очистки ПГС даже в неблагоприятных условиях работы АХП.

**Ж Т О .** При повышенной тепловой мощности снижается циркуляция как слабого, так и крепкого ВАР. На вход ЖТО приходит слабый ВАР с повышенной температурой. При пониженной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, циркуляция растворов в ЖТО увеличивается, а на вход ЖТО приходит слабый ВАР с пониженной температурой.

Так как ЖТО изготовлен под реализацию некоторого среднего номинального режима, то при повышенной тепловой мощности его эффективность повысится, а при пониженной мощности — снизится.

**Вывод.** Анализ процессов тепломассообмена, проходящих в генераторе АХА, позволил из всего диапазона значений подводимой тепловой мощности выделить 5 типов режимов работы генератора (I–V).

Выделен энергетически эффективный режим II.

При режимах I и V холодильный цикл АХА не реализуется.

Режим III обычно использовался разработчиками при работе с позиционными алгоритмами управления в качестве «ждущего» режима, обеспечивающего состояние «готовности» к быстрому запуску, а режим IV — в качестве «форсажного» при запуске АХА из нерабочего состояния.

### Литература

1. Титлов А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов Александр Сергеевич. – Одесса, 2008. – 447 с.
2. Холодильники: история и современность. <http://zoom.cnews.ru/publication/item/2109>.
3. Шелашова С.Л. Производство АБХ / С.Л. Шелашова, Г.П. Барыкина // Холодильная техника. – 1991. – № 12. – С. 13–16.
4. Титлов А.С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49 ; № 11. – С. 46-47.
5. Бабакин Б.С. Бытовые холодильники и морозильники / Б.С. Бабакин, В.А. Выгодин. – Рязань : Узоречь, 2005. – 860 с.
6. Титлов О.С. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів / О.С. Титлов, М.Д. Захаров // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113-127.
7. Лихарева А.В. Исследование абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата / А.В. Лихарева // Холодильная техника. – 1957. – № 2. – С. 23–29.
8. Михайлов Я.В. О регулировании температуры домашнего холодильника «Север-6» // Холодильная техника. – 1971. – № 4. – С. 19-20.
9. Завертаный В.В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Завертаный Владимир Вячеславович. – Одесса, 1995. – 223 с.

10. Васылив О.Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Васылив Олег Богданович. – Одесса, 1998. – 228 с.
11. Тюхай Д.С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Тюхай Денис Станиславович. – Одесса, 2000. – 147 с.
12. Мазур А.В. Повышение энергетической эффективности тепловых процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления : дис. канд. техн. наук : 05.13.07 / Мазур Александр Васильевич. – Одесса, 2006. – 208 с.
13. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. – Одесса, 2010. – 196 с.
14. Лепаев Д.А. Ремонт бытовых холодильников: справочник / Лепаев Д.А. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 304 с.
15. Сводные данные товаров народного потребления: Часть 1. Холодильники и морозильники бытовые электрические, термостаты бытовые. – М.: Министерство общего машиностроения СССР, 1990. – 102 с.
16. Титлов А.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ / А.С. Титлов, Д.С. Тюхай // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25.– № 4. – С.76–79.
17. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal. – Berlin : Springer, 1959. – 554 s.
18. Чайковский В.Ф. Экспериментальные исследования расходных характеристик термосифонов абсорбционно-диффузионных холодильных аппаратов / В.Ф. Чайковский, О.Г. Бурдо, А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1990. – № 51. – С. 3–9.
19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Провести исследования по оптимизации генераторов АДХА и теплоизоляционных материалов генераторов АДХА : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова; – № ГР 01918048271. – Одесса, 1991. – 162 с.
21. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов / И.Н. Ищенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – №38. – Т.2. – С. 393-405.
22. Stirlin H. Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik / H. Stierlin // Klima-Kalte-Heizung. – 1991. – № 4. – S. 1–8.
23. Ксенофонтова Т.С. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника / Т.С. Ксенофонтова, Э.Я. Маркив, Д.А. Поляков, Т.А. Ходаковская // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31–33.
24. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./Под ред. С.Н.Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.