

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.575.932:621.565.92

Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды*А. О. Холодков, А. С. Титлов*

Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАПТ), Канатная, 112, Одесса, 65039

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

Представлены результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов в диапазоне температур воздуха окружающей среды 8...34 °С. Показана необходимость установки тепловой изоляции на всей длине подъемного участка дефлегматора, причем для различных температурных условий эксплуатации теплотехнические характеристики теплоизоляции должны изменяться. Определена оптимальная температура, характеризующая положение фронта инертного газа в конденсаторе холодильного агрегата. Показано, что содержание водяного пара в смеси с аммиаком до 4 % не снижает интенсивности процесса испарения, а позволяет до минимума сократить время пускового периода. Предложен энергосберегающий способ управления абсорбционным холодильным прибором, позволяющий снизить энергопотребление в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды до 36 %.

Ключевые слова: абсорбционный холодильный прибор; экспериментальные исследования; генераторный узел; дефлегматор; энергетическая эффективность; влияние температуры окружающей среды

Результати експериментальних досліджень генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів, що працюють в широкому діапазоні температур навколишнього середовища*А. О. Холодков, О. С. Титлов*

Одеська національна академія харчових технологій, Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

Представлено результати експериментальних досліджень генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів в діапазоні температур повітря навколишнього середовища 8... 34°С. Показано необхідність установки теплової ізоляції на всій довжині підйомної ділянки дефлегматора, причому для різних температурних умов експлуатації теплотехнічні характеристики теплоізоляції повинні змінюватися. Визначено оптимальну температуру, яка характеризує стан фронту інертного газу в конденсаторі холодильного агрегату. Показано, що вміст водяної пари в суміші з аміаком до 4% не знижує інтенсивності процесу випаровування, а дозволяє до мінімуму скоротити час пускового періоду. Запропоновано енергозберігаючий спосіб управління абсорбційним холодильним приладом, що дозволяє знизити енергоспоживання в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища до 36%.

Ключові слова: абсорбційний холодильний прилад; експериментальні дослідження; генераторний вузол; дефлегматор; енергетична ефективність; вплив температури навколишнього середовища.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1 Введение**

Несмотря на небольшую долю в ассортименте моделей бытовой холодильной техники (в среднем 5-10 % [1]) бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), пользуются спросом на мировом рынке бытовой холодильной техники благодаря широкому диапазону рабочих температур – от минус

24...минус 18 °С (длительное низкотемпературное хранение) до 12 °С (хранение плодоовощной продукции и охлажденных напитков), а также комплексу присущих только им качеств как: бесшумность в работе, что делает их практически незаменимыми в гостиницах, офисах, кабинетах, жилых комнатах, больницах и т.д.); возможность работы на неэлектрических энергоносителях (природный газ, дизельное топливо, бензин, керосин, пропан-бутан, биогаз, энергия солнечного излуче-

ния, выхлопные газы ДВС); возможность использования в одном аппарате различных источников энергии, например, переменный ток (220 В), постоянный ток (12 В и 24 В), горелочное устройство [2].

Кроме этого, АХП имеют следующие преимущества перед широко распространенными компрессионными моделями [2]: высокая надежность и длительный ресурс эксплуатации из-за отсутствия в конструкциях компрессора; возможность работы на электрических источниках низкого качества (диапазон напряжения в сети 160...250 В); более низкая себестоимость (из-за отсутствия в конструкциях цветных металлов), а, следовательно, доступность широким слоям населения. Немаловажным положительным аспектом производства АХП является и экологическая безопасность рабочего тела (водоаммиачного раствора с инертным газом-водородом), что исключает дорогостоящие мероприятия по переходу на природные хладагенты, а недавние исследования Очеретяного Ю.А. [3] показали перспективы использования АХП как на автомобильном (при тряске), так и на речном и малом морском транспорте (при наклонах и дифферентах).

Вместе с тем АХП имеют повышенное, по сравнению с компрессионными аналогами, энергопотребление при эксплуатации из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла [4], наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере [5] и потери, связанные с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее испаритель [6].

Системный анализ показал, что наибольший эффект в энергосбережении при эксплуатации АХП при минимальных изменениях конструкции может быть достигнут при совершенствовании режимов работы генераторных узлов [7], в частности, при оптимальных, в части транспортных потерь, режимах транспортировки аммиака в конденсатор АХА во всем диапазоне температур воздуха окружающей среды [6].

Как отмечалось ранее, при низких температурах воздуха окружающей среды на подъемном участке дефлегматора возникают нерасчетные потери, связанные с дополнительной конденсацией чистого аммиака [6].

Решение такой задачи в большинстве случаев сводится к созданию базовых физических моделей [8], обеспечивающих необходимый энергетический выход, однако, при этом далеко не всегда принимаются во внимание [9] или упрощаются [10] особенности реальных процессов гидродинамики и тепломассообмена.

Поэтому основное направление современных исследований нацелено на качественное получение экспериментальных данных.

Экспериментальные исследования в настоящей работе, во-первых, предназначены для определения степени достоверности разработанных методик моделирования тепловых режимов дефлегматора в составе генераторного узла АХА [9, 10], в том числе и принятых допущений.

Во-вторых, для разработки энергосберегающих способов управления АХП необходима информация об особенностях эксплуатации всех элементов конструкции, как в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды, так и пусковых и переходных режимах.

Эти две главные задачи настоящих экспериментальных исследований.

Для решения поставленных задач необходимо определить температуры в характерных точках АХА и камере холодильного прибора согласно нормативным требованиям [11], при различных значениях тепловой нагрузки в генераторе АХА и температурах окружающей среды в стационарных, пусковых и переходных режимах. Провести экспериментальные исследования тепловых режимов АХП следует при различных условиях теплообмена на подъемном участке дефлегматора.

Таковыми являются задачи экспериментальных исследований.

В качестве объекта экспериментальных исследований использовали АХП производства Васильковского завода холодильников, разработанный совместно со специалистами ОНАПТ и защищенный охранным документом [12].

АХП представляет собой однокамерный холодильник с холодильной камерой (ХК) и низкотемпературным отделением (НТО) марки «Киев-410 АШ-160» (рисунок 1). В отличие от большинства моделей абсорбционных холодильников АХП имеет НТО в виде алюминиевого короба, а испаритель абсорбционного холодильного агрегата расположен в гидротеплоизолированном коробе.



Рисунок 1 – Общий вид объекта экспериментальных исследований

Методика проведения экспериментальных исследований разработана на основе нормативных требований [11] и опыта других исследователей [13].

В процессе экспериментальных исследований подавалась и регистрировалась тепловая нагрузка в генератор-термосифон АХА в диапазоне значений 60-150 Вт. В нестационарных режимах подвода тепловой нагрузки в переходных режимах регистрировалось суточное потребление электроэнергии. Исследования проводили в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 8...11 °С до 31...34 °С.

Для изучения особенностей эксплуатации бытового АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды и проверки ранее сформулированных положений на подъемном участке дефлегматора дополнительно устанавливался теплоизоляционный кожух из

стекловолокна. Во всех случаях в процессе проведения экспериментальных исследований регистрировались температуры: элементов АХА в 14 точках, при этом основное внимание уделялось дефлегматору – на нем установили 10 датчиков температуры; ребра панели в ХК в зоне установки типового датчика температуры термореле системы позиционного управления АХП «Киев-410 АШ-160»; воздушного объема НТО и ХК в соответствии с нормативными требованиями [11]; воздуха окружающей среды.

Результаты экспериментальных исследований различных режимов работы АХП представлены в виде зависимостей температуры в характерных точках от тепловой нагрузки генератора-термосифона и различных температурах воздуха окружающей среды.

2 Результаты экспериментальных исследований и их анализ

На первом этапе было проведено сравнение результатов моделирования тепловых режимов дефлегматора и экспериментальных данных. Результаты сравнительного анализа для дефлегматора без тепловой изоляции или традиционного исполнения приведены на рис.2-3.

Их анализ показывает, что имеет место хорошее качественное согласование. Функциональные зависимости укладываются в диапазон, на превышающий 5 °С, а в среднем, разность составляет порядка 3 °С. Максимальная погрешность до 10 °С наблюдается на начальном участке, причем расчётные температуры всегда выше реальных. Как показал анализ, это связано с неучтенными при моделировании тепловыми потерями от теплообмена с окружающей средой до входа на дефлегматор.

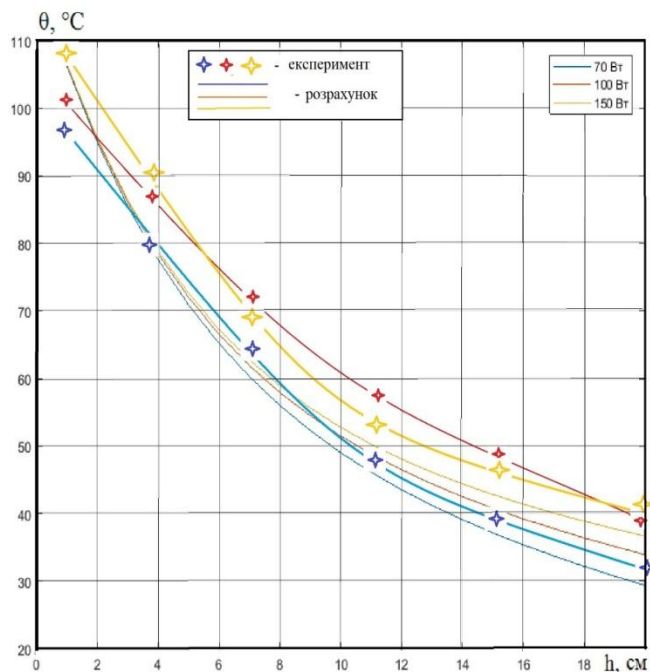


Рисунок 2 – Расчетные и экспериментальные значения температур подъемного незакрытого теплоизоляцией участка дефлегматора при температуре воздуха окружающей среды 10 °С и при различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона

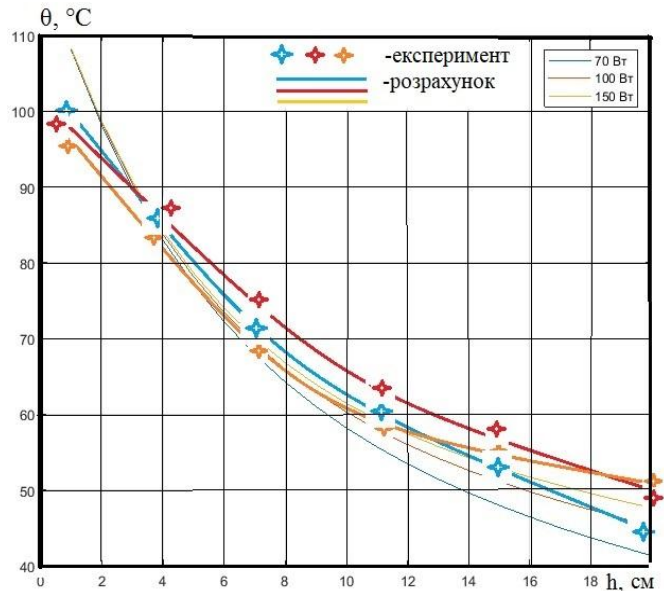


Рисунок 3 – Расчетные и экспериментальные значения температур подъемного незакрытого теплоизоляцией участка дефлегматора при температуре воздуха окружающей среды 25 °С и при различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона

Приведенные на рисунках 2 и 3 результаты показывают и рост уровня рабочих температур на дефлегматоре при соответствующем увеличении температуры наружного воздуха: при 10 °С – это 30...40 °С, а при 25 °С. – 42-52 °С.

Результаты, представленные на рисунках 3-7, служат ответом на вопрос о причинах нерабочего состояния АХА при эксплуатации в условиях низких температур воздуха окружающей среды, в нашем случае 10 °С. Так, полученные результаты подтверждают сложившиеся представления о физических процессах [14], проходящих в дефлегматоре – максимальная очистка пара водоаммиачной смеси (ВАС) проходит на начальном участке с максимальным отводом тепла в окружающую среду. На конечном участке дефлегматора температура ниже, чем температура насыщения чистого аммиака 49°С [15], даже с учетом расчетных перепадов температур между стенкой и потока ВАС. Таким образом в конце подъемного участка дефлегматора (перед входом в конденсатор) находится фронт инертного газаводорода. Динамического напора потока пара ВАС недостаточно, чтобы отеснить фронт в конденсатор и начать процесс сжижения аммиака. В этом режиме, несмотря на подвод тепловой энергии и процессы парообразования в генераторе-термосифоне АХА холодильный абсорбционный цикл не запускается.

При температуре воздуха окружающей среды 25 °С разность температур между стенкой и воздухом снижается. Интенсивность теплообмена падает и, соответственно, потери от нерасчётной конденсации пара аммиака на подъемном участке снижаются. Динамический напор потока ВАС увеличивается и инертный газ вытесняется в конденсатор. Далее пар аммиака сжижается с отводом тепла фазового перехода в окружающую среду и стекает по наклонной трубе конденсатора в

испаритель, где запускается процесс производства искусственного холода.

На рисунке 4 приведены результаты экспериментальных исследований температурных полей подъемного «адиабатного» участка дефлегматора при различных значениях температур воздуха окружающей среды и различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона.

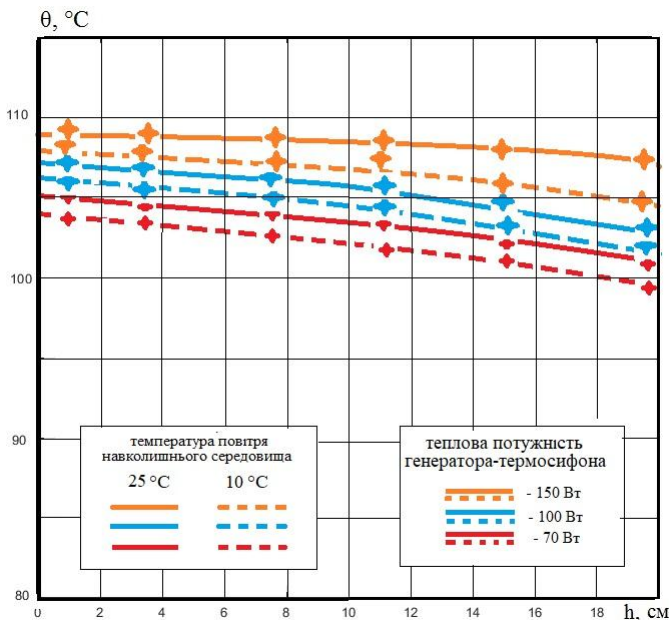


Рисунок 4 – Результаты экспериментальных исследований температурных полей подъемного «адиабатного» участка дефлегматора при различных значениях температур воздуха окружающей среды и различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона.

Здесь термин «адиабатный» участок относится к тепловой изоляции из стекловолокна $\lambda = 0,056 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ с наружным диаметром 80 мм, установленной на изначально незакрытой тепловой изоляцией подъемном участке диаметром 16 мм.

Сравнение с расчетными результатами не проводилось из-за отсутствия последних для стационарного режима работы (после выхода на режим).

Результаты экспериментальных исследований при сравнении с расчетными также показывают незначительный перепад температур по высоте подъемного участка дефлегматора. Так, при тепловой нагрузке 150 Вт перепад составляет 2 °C, как в условиях умеренных, так и низких температур воздуха окружающей среды. Аналогичная ситуация и для режимов с меньшими тепловыми нагрузками. Максимальные перепад температур по высоте дефлегматора наблюдается при тепловой нагрузке 70 Вт и составляет 5 °C.

При снижении тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне наблюдалось и снижение уровня температур на подъемной участке дефлегматора: при 150 Вт – это 107...108 °C; при 100 Вт – 106...104 °C; при 75 Вт – 105...100 °C. Такая тенденция объясняется реальной «неадиабатностью» теплоизоляционного кожуха подъемной части дефлегматора и, хотя и незначительными, но тепловыми потерями в окружающую среду.

Тем не менее наличие тепловой изоляции значительно улучшает транспортные возможности подъемного участка дефлегматора может рассматриваться в качестве предложений об энергетическом совершенствовании бытовых АХП данного типа.

На рисунке 5 представлена экспериментальная зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 25 °C от тепловой нагрузки генератора-термосифона и приведено сравнение «адиабатной» и нетеплоизолированной конструкции дефлегматора. Температура наружного воздуха 25 °C является нормативной при определении суточного энергопотребления бытовых холодильных приборов всех типов [11]. Значительное большинство бытовых холодильных приборов эксплуатируются именно в зоне этой температуры.

Анализ представленных на рисунке 5 результатов показывает перспективность установки «адиабатной» тепловой изоляции на подъемном участке дефлегматора. Во все диапазоне тепловых нагрузок 70...150 Вт можно обеспечить требуемые температурные режимы в объеме ХК – не выше 5 °C [11].

На представленных зависимостях температурам в ХК соответствуют и температуры на выходном участке дефлегматора. Как видно, максимальная холодопроизводительность АХА соответствует температурам на выходе дефлегматора 60...65 °C при тепловой изоляции подъемного участка и 45...55 °C при отсутствии тепловой изоляции, т.е. в серийном исполнении. Эти значения температур можно рекомендовать для идентификации режимов с максимальной холодопроизводительностью испарителя.

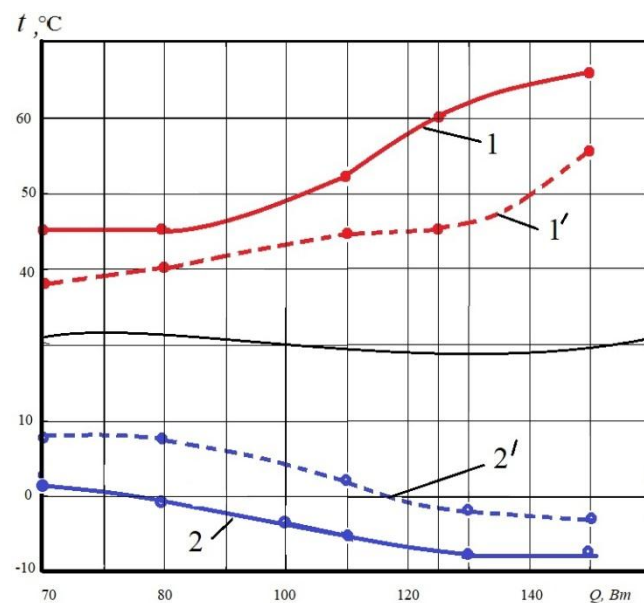


Рисунок 5 – Зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 25 °C от тепловой нагрузки генератора-термосифона: 1,2(1',2') – дефлегматор с «адиабатной» тепловой изоляцией (без тепловой изоляции); 1,1' – температура на ребре панели ХК; 2,2' – температура стенки на выходе подъемного участка дефлегматора.

На рисунке 6 представлена зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 32 °С от тепловой нагрузки генератора-термосифона.

Рассмотрены три случая: серийный вариант (без тепловой изоляции); минимальная тепловая изоляция; «адиабатная» тепловая изоляция. Минимальная тепловая изоляция подъемного участка дефлегматора соответствует рекомендациям, изложенным в [16] и составляет слой толщиной 3...4 мм из стекловолокна.

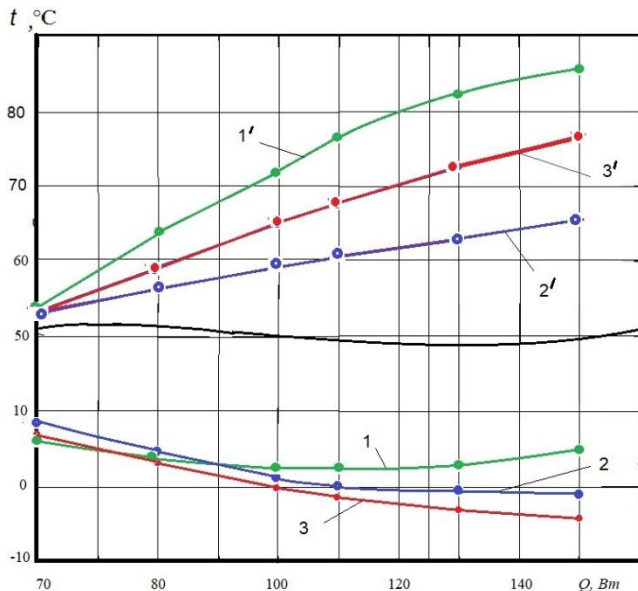


Рисунок 6 – Зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 32 °С от тепловой нагрузки генератора-термосифона и условий теплообмена с воздухом окружающей среды: 1,1' – дефлегматор с «адиабатной» тепловой изоляцией; 2,2' – дефлегматор без тепловой изоляции; 3,3' – дефлегматор с минимальной тепловой изоляцией; 1,2,3 – температура на ребре панели ХК; 1',2',3' – температура стенки на выходе подъемного участка дефлегматора

Приведенные результаты показывают, что «адиабатный» кожух в жестких условиях эксплуатации не обеспечивает должный уровень температур охлаждения в ХК во всем диапазоне тепловых нагрузок. В штатном режиме (без теплоизоляции), начиная со 100 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона, уровень температур охлаждения соответствует нормативным требованиям.

Аналогичная ситуация и с объектом, закрытым «минимальной» тепловой изоляцией, но уровень температур охлаждения ниже 2...4 °С. Уровень температур на выходе подъемного участка дефлегматора, идентифицирующих максимальные режимы охлаждения, составляет 74...75 °С.

Если принять во внимание расчетные значения температур потока ВАС, то температура реального потока может лежать в диапазоне 100...105 °С. Эти температу-

ры при рабочем давлении 2,0 МПа соответствуют составу ВАС 0,96 [15]. Здесь можно сделать вывод об отсутствии влияния некоторого малого количества воды (до 4%) в потоке ВАС на холодопроизводительность испарителя.

Ранние исследования низкотемпературных АХП с уровнем охлаждения до минус 35...минус 30 °С не подтверждают такой вывод [17], однако это можно объяснить особенностями испарения жидкой смеси при низких парциальных давлениях (до 0,05 МПа), когда появляется влияние всех компонентов [18].

Эти параметры можно рекомендовать для разработки системы энергосберегающего управления при работе в жестких режимах эксплуатации бытового АХП.

Для изучения динамических режимов выхода из нерабочего состояния АХА было проведено обобщение результатов экспериментальных исследований (рисунок 7).

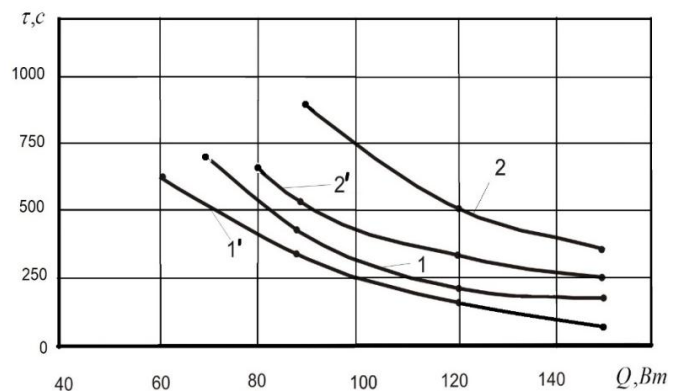


Рисунок 7– Зависимость времени прохождения паровой ВАС через дефлегматор АХА при запуске из нерабочего состояния от численных значений тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне в различных условиях эксплуатации: температура воздуха окружающей среды: 1,1' – 25 °С; 2,2' – 10 °С; 1, 2 – дефлегматор без дополнительной тепловой изоляции; 1',2' – дефлегматор с «адиабатной» теплоизоляцией

Анализ приведенных результатов показал максимальную скорость продвижения потока ВАС при 150 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона во всех случаях, причем во всем диапазоне тепловой нагрузки наибольшие значения скорости наблюдаются в случае теплоизоляции подъемного участка дефлегматора.

Приведенные результаты позволяют рекомендовать для режимов запуска тепловую нагрузку 150 Вт, которая соответствует и требованиям коррозионной защиты [19] – максимальная температура в генераторе термосифоне не превышает 170 °С [20].

Другим выводом из такого анализа может быть рекомендация установки теплоизоляционного кожуха дефлегматора не только для снижения потерь при транспорте аммиака в конденсатор, но и способность его сохранять тепло в нерабочий период. Так, при отсутствии тепловой изоляции стенки корпуса дефлегматора в нерабочий период достаточно быстро отдают тепло в окружающую среду. Находящийся в канале пар конденсируется, а на его место из ПГК заходит инерт-

ный газ. При запуске требуется для вытеснения инертного газа прогреть стенки дефлегматора, что требует и тепловой энергии, и времени. Наличие тепловой изоляции многократно снижает тепловые потери и стенки дефлегматора в нерабочий период находятся в прогретом состоянии. Особенно это заметно при низких температурах наружного воздуха, когда без дополнительной тепловой изоляции достаточно сложно запустить холодильный цикл.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований и их анализ позволил предложить следующие энергосберегающие режимы управления АХП, исследуемого типа.

Так, в условиях пониженных температур воздуха окружающей среды (8...15 °С), когда наиболее благоприятны условия для производства искусственного холода, но существуют проблемы с транспортировкой пара аммиака из генератора-термосифона в конденсатор, можно использовать комбинированный позиционный способ подвода тепловой нагрузки. Требуется «адиабатная» тепловая изоляция подъемного участка дефлегматора.

Такой режим и его сравнение с со штатным (тепловая нагрузка 110 Вт) приведены на рисунке 8. Проведенные испытания показали в этих условиях снижение суточного энергопотребления, исследуемого АХП на 36 % – при 110 Вт – 2,25 кВт·ч/сут, в комбинированном режиме теплоподвода – 1,44 2,25 кВт·ч/сут. Переход от

«форсажного» режима запуска 150 Вт к «текущему» 70 Вт осуществляют при прохождении потока ВАС по подъемному участку дефлегматора. Момент перехода определяют по температуре в верхней части дефлегматора 65 °С. Отключение тепловой нагрузки проводят при достижении заданных значений температуры в характерной точке ХК.

В условиях работы бытового АХП при умеренных температурах воздуха окружающей среды (16...27 °С) предлагается работать с постоянно-переменной тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне, по аналогии с известными собственными рекомендациями [16]: «ждущий» режим – 40 Вт; «текущий» – 70 Вт.

На подъемном участке дефлегматора используется тепловая изоляция «адиабатного» типа. Переход с «ждущего» режима на «текущий» проводится по фиксации температуры в верхней части дефлегматора 60...65 °С. Обратный переход – по достижению заданной температуры в ХК.

Снижение энергопотребления по сравнению со штатным позиционным регулированием составило 18 %.

При работе в условиях повышенных температур воздуха окружающей среды от 28 до 35 °С рекомендуется использовать тепловую изоляцию подъемного участка дефлегматора с минимальным термическим сопротивлением (рисунок 9), например, указанного в настоящей работе типа.

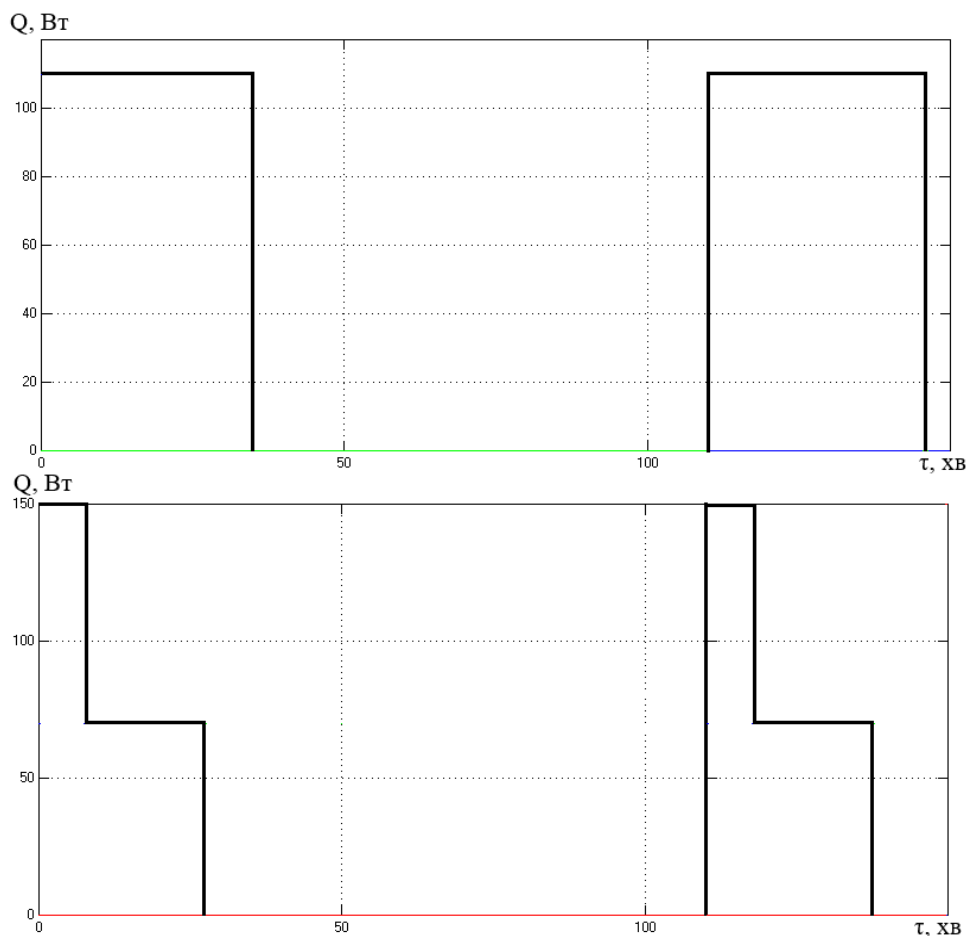


Рисунок 8 – Сравнение позиционного способа подачи тепловой нагрузки в генератор-термосифон с комбинированным при температуре воздуха окружающей среды 10 °С. При комбинированном управлении на подъемном участке дефлегматора установлена «адиабатная» тепловая изоляция

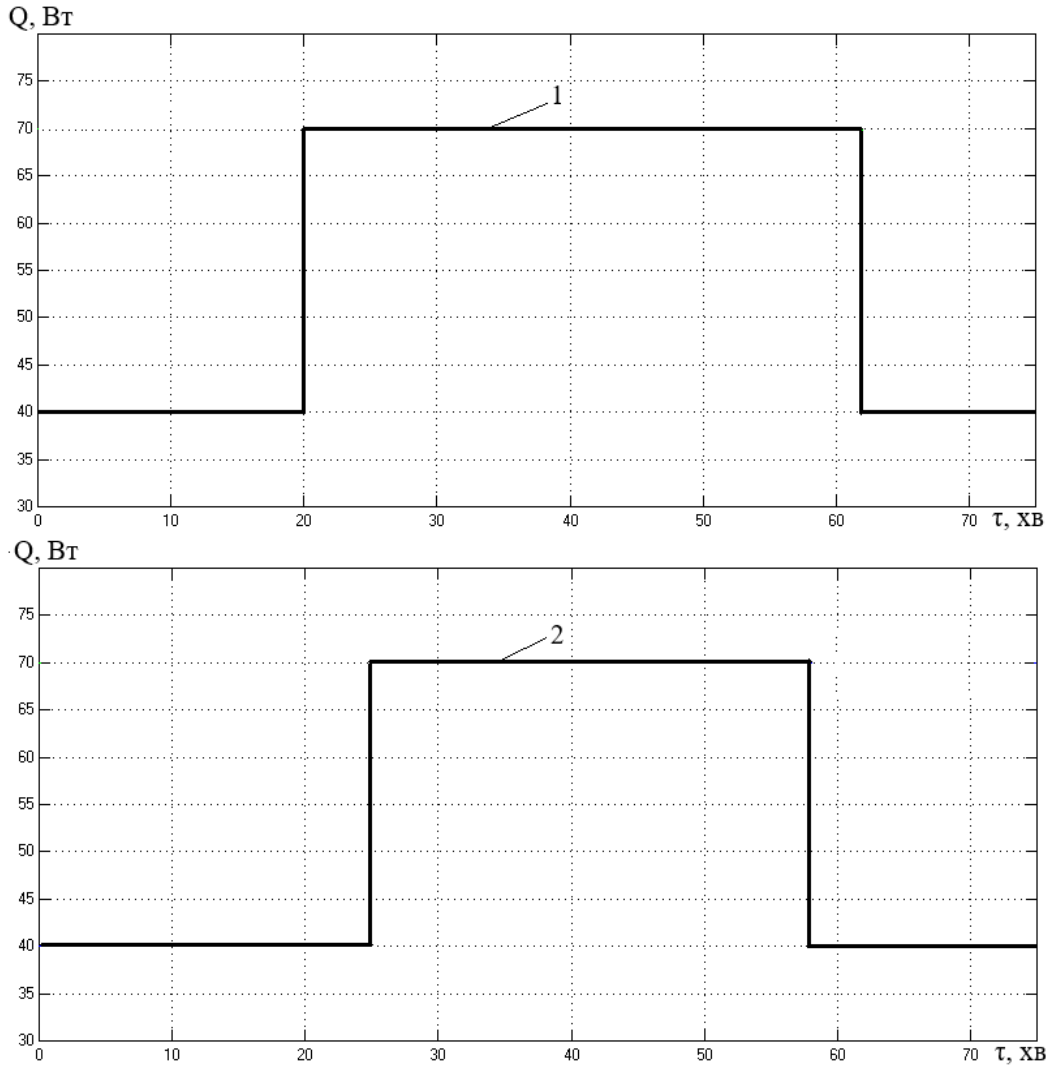


Рисунок 9 – Сравнение комбинированных способов подачи тепловой нагрузки в генератор-термосифон при температуре воздуха окружающей среды 25 °С при различных условиях теплоотвода с подъемного участка дефлегматора: 1(2) – без (с) тепловой изоляции подъемного участка; 2 – на подъемном участке дефлегматора установлена «адиабатная» тепловая изоляция

В этих условиях при 110 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона, как правило, режим работы генератора-термосифона «постоянный» [21]. Основное требование к холодильному прибору – обеспечение заданного уровня температур охлаждения [11].

С учетом большей холодопроизводительности испарителя предлагается режим тепловой нагрузки термосифона-генератора 150 Вт, при котором на нижнем диапазоне температур наружного воздуха реализуется позиционный режим работы, а время выхода из нерабочего состояния в рабочее – минимально. Экономия энергопотребления, по сравнению со штатными режимом, при работе с температурой наружного 30...31 °С воздуха составило до 4 %.

Следует отметить, что выделение трех диапазонов температур наружного воздуха достаточно условно и их границы могут накладываться друг на друга.

Результаты экспериментальных исследований, полученные в настоящей работе, позволяют сформировать исходные данные для идентификации АХП, как объекта управления.

3 Выводы и рекомендации

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований АХП типа «Киев-410 АШ-160» отечественного производства в диапазоне режимных параметров: тепловая нагрузка генератора-термосифона 60...150 Вт; температура воздуха окружающей среды 8...35 °С. Исследования проведены для условий, моделирующие различные условия теплообмена с окружающей средой подъемного участка дефлегматора АХА: «адиабатный» режим; штатный режим (без тепловой изоляции); промежуточный – с минимальной тепловой изоляцией.

2. Экспериментальные исследования показали приемлемую для инженерного проектирования сходимость результатов моделирования и реальных характеристик, на примере, температурных полей стенки дефлегматора. Такая сходимость позволяет предположить о достоверности результатов моделирования в части определения реальной температуры потока по температуре стенки, которая может достигать 36 °С.

3. На основе анализа результатов моделирования и

экспериментальных исследований показано, что большое количество воды, до 4 %, не оказывает заметного влияния на уровень температур охлаждения в ХК бытового АХП типа «Киев-410 АШ-160».

4. Установка тепловой изоляции по всему подъемному участку дефлегматора способствует не только сокращению потерь при транспортировке аммиака в конденсатор, но уменьшению времени запуска из нерабочего периода.

5. Предложен энергосберегающий способ управления бытовым АХП однокамерного типа с НТО на примере модели отечественного производства «Киев-410 АШ-160» в широком диапазоне температур окружающей среды – от 8 до 35 °С. Способ предполагает варьирование тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне в трех условных диапазонах температур наружного воздуха: 8...15 °С; 16...27 °С; 28...35 °С.

При пониженных температурах предложено позиционное регулирование с форсажным запуском в 150 Вт и последующим переходом на 70 Вт. Показано, что это позволит получить экономию тепловой энергии до 36 %. В среднем диапазоне умеренных температур наружного воздуха предлагается работать с постоянно-переменной тепловой нагрузкой: «ждущий» режим – 40 Вт; «текущий» – 70 Вт. Экономия тепловой энергии до 18 %. В зоне повышенных температур наружного воздуха рекомендуется применять позиционный режим с базовой тепловой нагрузкой 150 Вт. Экономия тепловой энергии до 4 %. В первых двух диапазонах рекомендуется применять «адиабатную» тепловую изоляцию. В зоне повышенных температур – тепловую изоляцию с минимальным термическим сопротивлением, в нашем случае – стекловолокно, толщиной 4 мм. Подача-отключение тепловой нагрузки на генераторе-термосифоне производится по заданному значению температуры в характерной точке ХК, а переход с большей нагрузки на меньшую – по значению температуры на выходе подъемного участка дефлегматора – 60...65 °С.

Литература

1. **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.
2. **Титлов А. С.** Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов и их экономическая эффективность / А.С. Титлов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 9-17.
3. **Очеретяный Ю. А.** Результаты испытаний транспортного абсорбционного холодильника с горелочным устройством // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 2. – С. 34-37.
4. **Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J.** (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
5. **Ищенко І. М.** Моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин / І.М. Іщенко, О.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – № 36. – Т.2. – С. 263-266.

6. **Васылив, О. Б.** Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата / О.Б. Васылив, А.С. Титлов, А.О. Холодков // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №54(1). – С. 20-26.
7. **Титлов, А. С.** Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов, И.Н. Ищенко, О.А. Титлова, А.О. Холодков, Ю.А. Очеретяный // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №55(2). – С. 21-28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591>
8. **Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I.** (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Engineering, 27(13), 2213-2219. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025.
9. **Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert.** Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. Journal of Physics: Conference Series 745 (2016) 032053. P. 1—8.
10. **Kholodkov A., Titlov A.** Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. № 3. P.31-40. DOI: 10.21303/2461-4262.2017.00358.
11. **Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A.** The psychrometric problem for the evaporation of NH₃ in NH₃ /H₂ atmosphere in neutral gas absorption refrigeration units for pressures 17,5 to 27,5 bar. Warme-und Stoffubertrag. 1988. Vol. 22. № 6. P. 373—378.
12. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Чинний від 1995-07-20]. Вид. офіц. К.: Держстандарт України, 1996. 22 с.
13. Абсорбционный холодильник: пат. 19328 Україна: МПК5 F 25 В 15/10. № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. №6.
14. **Smirnov G. F., Bukraba M.A., Fattuh T., Nabulsi B.** Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. Int. J. Refrig. 1996. Vol. 19. № 8. P. 517—521.
15. **Stirling H.** Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik. Klima-Kalte-Heizung. 1991. № 4. P.1-8.
16. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / Богданов С. Н. и др.; СПб. : СПбГАХИТ, 1999. 320 с.
17. **Титлов А. С.** Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2008 – № 34 – Т.1. – С. 295-303.
18. **Титлов А. С.** Экспериментальные исследования температурно-энергетических характеристик низкотемпературных камер на основе АДХМ / А.С. Титлов, В.В. Завертаний, О.Б. Васылив, Л.Р. Ленский // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. Научно-технический сборник. –1998. – № 1. – С. 60-67.
19. **Титлов А. С.** Методика расчета трехпоточных испарителей абсорбционно-диффузионных холодильных машин / А.С. Титлов, Ю.С. Ботук, О.Б. Васылив, В.В. Завертаний // Вестник Международной Академии Холода. – 1998. – № 2. – С. 26-27.
20. **Ксенофонтова Т. С., Маркив Э. Я., Поляков Д. А.,**

Ходаковская Т. А. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника. Холодильная техника. 1986. № 11. С. 31—33.

21. Хобин В. А., Титлова О. А. Энергоэффективное

управление абсорбционными холодильниками. Херсон: Гринь Д.С., 2014. 216 с.

22. Бабакин Б. С., Выгодин В. А. Бытовые холодильники и морозильники. Рязань: Узоречье, 2005. 860 с.

Отримана в редакції 02.06.2017, прийнята до друку 08.09.2017

Simulation of the Thermal Regime of the Reflux Condenser Domestic Absorption Refrigeration Unit

A. O. Kholodkov, A. S. Titlov

Odesa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatna St., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

Absorption refrigerators (AHP) have advantages over widely known compression analogues: high reliability and long service life; the possibility of working on low quality electrical sources; lower cost price, and accessibility to the general public. An important aspect is the ecological safety of the working fluid (water-ammonia solution with inert gas-hydrogen), which excludes costly measures for switching to natural refrigerants. At the same time, AHP have an increased energy consumption, in comparison with compression analogs. System analysis showed that the greatest effect in energy saving with minimal changes in design can be achieved by improving the operating modes of generating units, in particular, with optimal modes of transporting ammonia to the condenser in the entire range of ambient air temperatures. At low ambient air temperatures, an unaccountable loss occurs in the elevating portion of the reflux condenser, due to the additional condensation of pure ammonia. Experimental studies in this work, firstly, are intended to determine the degree of reliability of previously developed techniques for modeling the thermal regimes of a reflux condenser in the generator assembly, including accepted assumptions. Secondly, for the development of energy-saving methods of controlling the AHP, information on the operation of all structural elements is required, both in a wide range of ambient air temperatures and in the starting and transient regimes. In the course of experimental studies, a thermal load was applied to the generator-thermosyphon in the range of 60-150 W. In non-stationary modes of supply of heat load in transient regimes, daily electricity consumption was recorded. Studies were carried out in the range of ambient air temperatures from 8...11 °C to 31 ... 34 °C. To study the peculiarities of the operation of household AHP in a wide range of ambient air temperatures and to check the previously formulated positions, a heat insulating glass fiber casing was additionally installed on the elevating part of the reflux condenser. The results of experimental studies of various modes of AHP operation are presented in the form of temperature dependences at characteristic points from the thermal load of the thermosyphon generator and various ambient air temperatures. Experimental studies of AHP have been carried out for conditions simulating various cases of heat exchange with the environment of the elevating part of the reflux condenser: "adiabatic" mode; regular mode (without thermal insulation); intermediate - with minimal thermal insulation. The convergence of simulation results and real characteristics, sufficient for engineering design, is shown, for example, for the temperature fields of the wall of a reflux condenser. This convergence allows us to assume the reliability of the simulation results in terms of determining the actual flow temperature from the wall temperature, which can reach 36 °C. It has been shown that a small amount of water, up to 4 %, does not have a noticeable effect on the cooling temperature level in the AHP-type cooling chamber of the «Kiev-410» type, and the installation of thermal insulation throughout the refluxing lift contributes not only to reducing losses during transportation of ammonia in the condenser, but reducing the start-up time from the non-working period. An energy-saving way to control AHP in a wide range of ambient air temperatures - from 8 to 35 °C is proposed. The method assumes a variation of the thermal load in the thermosyphon generator in three conventional temperature ranges of the outside air: 8...15 °C; 16...27 °C; 28...35 °C. Thus, at low temperatures, positional regulation with a forcing start of 150 W and a subsequent transition of 70 W is proposed. It is shown that this will make it possible to obtain heat savings of up to 36 %. In the middle range of outside air temperatures, it is proposed to work with a constant-variable thermal load: the "waiting" mode is 40 W; "Current" is 70 watts. Saving thermal energy up to 18 %. In the zone of increased outdoor temperatures, it is recommended to use the position mode with a base thermal load of 150 W. Saving of thermal energy up to 4 %. In the first two ranges it is recommended to use "adiabatic" thermal insulation. In the zone of elevated temperatures - thermal insulation with a minimum thermal resistance, in our case - glass fiber, 4 mm thick. The feed-off of the thermal load on the thermosyphon generator is performed at a given temperature value at the characteristic point of the refrigerating chamber, and the transition from a larger load to a lower one by the temperature at the exit of the refluxing section of the refluxed is 60 ... 65 °C.

Keywords: Absorption refrigeration unit; experimental research; generating unit; a reflux condenser; energy efficiency; influence of ambient temperature

References

1. **Titlov A. S.** (2007). Sovremennyy uroven' razrabotok i proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodil'nykh priborov. *Kholodil'nyy biznes*, No. 8., 12-17; No. 9, 28-30; No.10, 47-49; No. 11, 46-47. (in Russian)
2. **Titlov A. S.** (2007). Sovremennyy uroven' razrabotok i proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodil'nykh priborov i ikh ekonomicheskaya effektivnost. *Energoberezheniye. Energetika. Ergoaudit*, No. 9, 9-17
3. **Ocheretyanyy Yu. A.** (2007). Rezul'taty ispytaniy transportnogo absorbtionnogo kholodil'nika s gorelochnym ustroystvom. *Refrigeration engineering and technology*, No. 2, 34-37. (in Russian)
4. **Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J.** (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
5. **Ishchenko I. M., Titlov O. S.** (2009). Modelyuvannya i analiz tsykliv absorbtionnykh vodoamiachnykh kholodil'nykh mashyn. *Naukovi pratsi ONAKHT*, No. 36, vol. 2, 263-266. (in Ukrainian)
6. **Vasylyv O. B., Titlov A. S., Kholodkov A. O.** (2017). Thermal modes simulation of household absorption-type refrigerating unit rectifier lift site. *Refrigeration engineering and technology*, 53(1), 20-26. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.534> (in Russian)
7. **Titlov A. S., Ishchenko I. N., Titlova O. A., Kholodkov A. O., Ocheretyanyy Yu. A.** (2017). Search of Methods for Increasing Absorption Refrigeration Devices Power Efficiency. *Refrigeration engineering and technology*, 53(2), 21-28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591> (in Russian)
8. **Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I.** (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering*, 27(13), 2213-2219. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025>.
9. **Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert.** (2016). Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. *Journal of Physics: Conference Series* 745 032053, 1-8.
10. **Kholodkov A., Titlov A.** (2017). Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. *EUREKA: Physics and Engineering*, 3, 31-40. DOI: [10.21303/2461-4262.2017.00358](https://doi.org/10.21303/2461-4262.2017.00358).
11. **Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A.** (1988). The psychrometric problem for the evaporation of NH₃ in NH₃/H₂ atmosphere in neutral gas absorption refrigeration units for pressures 17,5 to 27,5 bar. *Warme-und Stoffubertrag.* Vol. 22, no. 6, 373-378.
12. DSTU 3023-95 (HOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). *Prylady kholodil'ni pobutovi. Eksploatatsiyni kharakterystyky ta metody vyprobuvan'* [Chyunnyy vid 1995-07-20]. Vyd. ofits. K.: Derzhstandart Ukrayiny, 1996. 22 p.
13. Absorbtsyonnyy kholodil'nyk: pat. 19328 Ukrayina: MPK5 F 25 B 15/10. № 95321331; zayavl. 03.04.91; opubl. 25.12.97, Byul. 6.
14. **Smirnov G. F., Bukraba M. A., Fattuh T., Nabulsi B.** (1996). Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *Int. J. Refrig.* 19(8), 517-521.
15. **Stirlin H.** (1991). Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik. *Klima-Kalte-Heizung*. No. 4, 1-8.
16. *Spravochnyk. Svoystva veshchestv. Kholodil'naya tekhnika.* Bohdanov S. N. y dr.; SPb.: SPbHAKHPT, 1999. 320 p.
17. **Tytlov A. S.** (2008). Povyshenye enerhetycheskoy efektyvnosti absorbtionnykh kholodil'nykh pryborov. *Naukovi pratsi ONAKHT*. Vol. 34(1), 295-303.
18. **Tytlov A. S., Zavertany V. V., Vasylyv O. B., Lensky L. R.** (1998). Eksperymental'nye issledovaniia temperaturno-enerhetycheskikh kharakteristik nizkotemperaturnykh kamer na osnove ADKHM. *Teplovye rezhymy y okhlazhdenye radyoélektronnoy apparatury. Nauchno-tekhnicheskyy sbornik*, 1, 60-67.
19. **Tytlov A. S., Botuk Yu. S., Vasylyv O. B., Zavertany V. V.** (1998). Metodyka rascheta trekhpotochnykh ysparyteley absorbtionno-dyffuzyonnykh kholodil'nykh mashyn. *Vestnyk Mezhdunarodnoy Akademyy Kholoda*, 2, 26-27.
20. **Ksenofontova T. S., Markyv E. Ya., Polyakov D. A., Khodakovskaya T. A.** (1986). Vlyyanye temperatury kypenyya vodoammyachnogo rastvora na korrozyyu v ahrehate bytovoho absorbtionnoho kholodil'nyka. *Kholodil'naya tekhnika*, 11, 31-33.
21. **Khobyn V. A., Tytlova O. A.** (2014). *Energoeffektivnoe upravlenie absorbtionnymi kholodil'nikami*. Kherson: Hryn' D.S., 216 p.
22. **Babakyn B. S., Vyhodyn V. A.** (2005). *Bytovye kholodil'niki i morozil'niki*. Ryazan: Uzorech'e., 860 p.

Received 02 June 2017
Approved 08 September 2017
Available in Internet 30 October 2017