

УДК 621.575.932:621.565.92  
DOI: 10.15587/2313-8416.2019.189497

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ УПРАВЛЕНИЕ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ БЫТОВЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

А. С. Титлов, А. О. Холодков

*Современная экологическая ситуация заставляет разработчиков бытовой холодильной техники пересмотреть отношение к абсорбционным холодильным приборам (АХП), которые могут рассматриваться как один из альтернативных вариантов перехода на экологически безопасные хладагенты. Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление. Было показано, что основным элементом, обеспечивающим эффективную работу АХП – дефлегматор. Моделирование показало, что для обеспечения полной очистки потока пара аммиака в жестких условиях эксплуатации АХП толщина теплоизоляции подъемного участка дефлегматора в виде стекловолоконной ткани должна быть толщиной 3...4 мм*

**Ключевые слова:** абсорбционный холодильный прибор, дефлегматор, энергосбережение, режимы управления

Copyright © 2019, О. Titlov, А. Kholodkov.

This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).

### 1. Введение

В настоящее время деятельность человечества достигла уже такого уровня, при котором ее влияние на природную среду приобретает глобальный характер. На протяжении последнего столетия постоянно увеличивалось содержание в атмосфере некоторых естественных газов ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{CH}_4$ ). Дополнительно в атмосферу поступали газы, не являющиеся естественными компонентами глобальной экосистемы. Главные среди них – фторхлоруглеродороды (фреоны), которые активно поглощают отраженную от поверхности Земли солнечную радиацию и способствуют формированию «парникового» эффекта [1].

Сложившаяся ситуация заставляет разработчиков бытовой холодильной техники пересмотреть отношение к абсорбционным холодильным приборам (АХП), в дальнейшем, согласно существующим нормативным требованиям и определениям [2] – абсорбционным холодильным и морозильным, которые комплектуются абсорбционными холодильными агрегатами (АХА) и могут рассматриваться как один из альтернативных вариантов перехода на экологически безопасные хладагенты.

Рабочее тело АХА состоит из природных компонентов – водоаммиачного раствора (ВАР) с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) и является абсолютно экологически безопасным – имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта [3].

Абсорбционные холодильные приборы имеют и ряд таких уникальных качеств, как:

а) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации;

б) возможность использования в одном аппарате нескольких источников энергии – как электри-

ческих, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания, «горячий» поток воздуха вихревой трубы, теплонагруженные элементы радиоэлектронной аппаратуры);

в) возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической, в диапазоне напряжения сети 160...240 В.

К достоинствам АХП следует отнести меньшую по сравнению с компрессионными аналогами стоимость, что во многих случаях и определяет их популярность у пользователей.

Абсорбционные холодильники и морозильники, оснащенные горелочными устройствами, широко используются туристами и путешественниками, так как им нет альтернативы в районах с отсутствием электроэнергии.

Вместе с тем, АХП имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделями энергопотребление. Такое положение связано не только с несовершенством их холодильного цикла, но и с отсутствием соответствующих научных и инженерных разработок.

Таким образом, работы, связанные с повышением энергетической эффективности АХП, можно считать актуальными.

### 2. Литературный обзор

Основной задачей энергосберегающего управления АХП является повышение энергетической эффективности посредством поддержания оптимального режима работы [4]. Понятие оптимальности многогранно и должно быть конкретизировано для каждого отдельного случая. Для АХП критерий оптимальности должен учитывать необходимость поддержания требуемых температурных режимов при холодильном хранении пищевых продуктов.

Применение систем автоматического регулирования в большинстве моделей бытовой холодильной техники как компрессионного, так и абсорбционного типа, как правило, сводится к установке манометрических реле температуры, которые, однако, имеют высокую погрешность измерения температуры и не удовлетворяют современным требованиям (цифровая индикация режимов холодильного хранения, поддержание заданного уровня температур холодильного хранения) [5].

Бытовые абсорбционные холодильники и морозильники принадлежат к числу статических объектов с большой тепловой инерцией и медленно изменяющейся тепловой нагрузкой на испаритель, что не предъявляет особых требований к системам поддержания температурных режимов, однако ограниченные возможности воздействия – практически только посредством изменения тепловой нагрузки на генераторе [6, 7], значительно усложняют алгоритмы управления.

Современный уровень развития электронной техники позволяет создавать всевозможные системы управления без каких-либо ограничений по сложности их алгоритмов [8]. В настоящее время в бытовой холодильной технике получают развитие системы управления, получившие название «Fuzzy Logic» («нечеткой логики»). Такие системы позволяют поддерживать заданную температуру хранения с минимальным отклонением и, одновременно, снизить энергопотребление холодильного прибора. Так, например, фирма «Electrolux» в новых моделях минибаров (RH340LD, RH341LD, RH355LD) с системами «Fuzzy Logic» добилась снижения энергопотребления, по сравнению с аналогами до 40 % [9].

### 3. Цели и задачи исследования

Цель исследования – определить энергосберегающие режимы работы АХП в широком диапазоне температур эксплуатации.

Задачи исследования:

1. Провести анализ работы АХП и определить основные факторы влияния на энергетическую эффективность.

2. Путем моделирования процессов теплообмена и анализа результатов расчета определить энергосберегающие режимы работы АХП в широком диапазоне температур эксплуатации.

### 4. Анализ режимов работы бытовых абсорбционных холодильных приборов

АХП можно представить как объект с входным параметром – управляющим воздействием в виде тепловой нагрузки на генераторе, выходными параметрами (температура в охлаждаемой камере, минимум энергопотребления в заданном температурном режиме холодильного хранения) и множеством возмущающих воздействий.

Представим бытовой АХП в виде параметрической схемы с выделением непосредственно АХА и

охлаждаемой камеры (рис. 1). Входные параметры АХА обозначим  $(Q_T)$ , выходные –  $(Q_0, \bar{t}_0$  и  $N_T \rightarrow \min$ ), входные – выходные параметры охлаждаемой камеры соответственно  $Q_0, \bar{t}_0$  и  $t_{ХК}$ , возмущающие воздействия –  $Q_T^{\sim}, t_{o.c.}, Q_{ПР}, Q_{ЭКС}$ .

Если параметры входа и выхода объекта определены достаточно однозначно, что подтверждается в [4], то на описании влияния возмущающих воздействий следует остановиться подробнее.

Возмущающие воздействия на работу бытового АХП могут быть ограничены тремя факторам. Это воздействие:

- а) температуры окружающей среды ( $t_{o.c.}$ );
- б) степени загрузки охлаждаемой камеры и вида продуктов ( $Q_{ПР}$ );
- в) особенностей конструкции ( $Q_T^{\sim}$ ) и эксплуатации ( $Q_{ЭКС}$ ).

Указанные возмущающие факторы взаимосвязаны и могут усиливать или ослаблять действие друг друга. Их можно разделить на объективные или предсказуемые и субъективные или непредсказуемые.

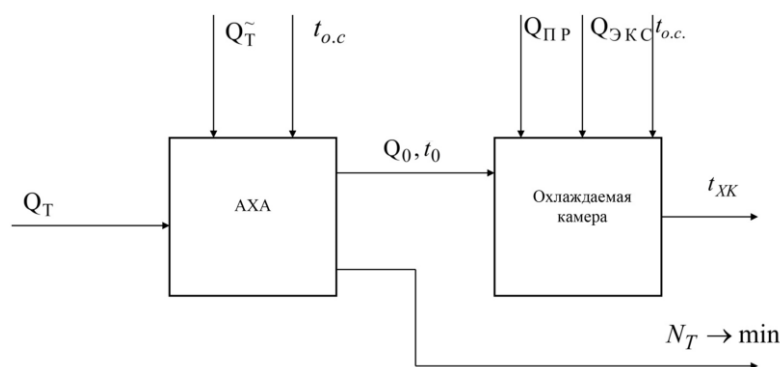


Рис. 1. Параметрическая схема бытового АХП

К объективным факторам относятся:

а) температура окружающей среды, которая не только определяет теплопритоки в охлаждаемую камеру, но и интенсивность отвода тепла с теплоотводящих элементов АХА, например, при низкой температуре окружающей среды теплопритоки снижаются, а потери тепла в генераторе возрастают;

б) степень загрузки охлаждаемой камеры и вид (теплофизические свойства) продукции, определяющие тепловую нагрузку на испаритель АХА в начальный период и тепловую инерционность при длительном хранении.

Непредсказуемые или субъективные факторы связаны с конструктивными особенностями АХП, возникшими из-за технологических отклонений и производственного брака, а также – с индивидуальными особенностями режима эксплуатации (частоты загрузки продуктов и оттайки испарителя, расположения относительно источников тепловыделений, частоты открывания двери и внутренней и внешней очистки поверхностей АХА и камеры).

В настоящее время для эксплуатации на территории стран бывшего СССР разрабатываются бытовые АХП класса SN, предназначенные для работы в

условиях умеренного климата (диапазон температур окружающей среды составляет  $10\text{ }^{\circ}\text{C} \dots 32\text{ }^{\circ}\text{C}$  [10]).

Как было отмечено выше, влияние температуры окружающей среды на работу бытового АХП неоднозначно и требует подробного анализа.

Рассмотрим работу бытового АХП при двух характерных значениях температуры окружающей среды – на границах диапазона, определенного для класса SN:  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  – «режим 1» и  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  – «режим 2».

При низкой температуре окружающей среды теплопритоки в охлаждаемую камеру минимальны, а потери тепла в генераторе максимальны. Снижение температуры на подъемном участке дефлегматора приводит к частичной конденсации пара аммиака до входа в конденсатор. Последний момент вызывает снижение подачи аммиака в испаритель и холодопроизводительности. С другой стороны, одновременно с этим снижается давление в АХА и температура потоков жидкого аммиака и очищенной парогазовой смеси (ПГС) на входе в испаритель, что, напротив, способствует росту холодопроизводительности испарителя.

Уменьшение давления связано с меньшим расходом пара аммиака на входе конденсатора. В этом случае поверхность теплообмена минимальна и пар аммиака лишь частично заполняет конденсатор, не вытесняя полностью инертный газ в контуре естественной циркуляции (КЕЦ). При увеличении температуры окружающей среды давление в АХА возрастает [11].

Свой вклад в снижение давления в АХА вносит и абсорбер. В абсорбере при уменьшении температуры равновесное состояние ВАР смещается в область меньших давлений [11], парциальное давление аммиака в потоке ПГС падает, что приводит к снижению давления в системе.

Давления в системе обратно пропорционально интенсивности диффузионных процессов [12], сопровождающих процессы испарения и абсорбции, поэтому его снижение позволяет увеличить степень очистки ПГС в абсорбере и способствует интенсификации процесса испарения жидкого аммиака при минимальных значениях температур [13]. Оба этих фактора приводят к увеличению холодопроизводительности испарителя АХА.

Работа АХП при высокой температуре окружающей среды («режим 2») происходит с максимальными теплопритоками в охлаждаемые камеры, но и потери тепла в генераторе АХА при этом минимальны. Давление в системе повышено. Это снижает эффективность работы испарителя и абсорбера и приводит к снижению холодопроизводительности АХА. «Режим 2» наиболее неблагоприятный для эксплуатации холодильных приборов всех типов, поэтому разработчики серийной продукции стремятся решать задачу обеспечения требуемых температурных режимов холодильного хранения именно на верхней границе диапазона температуры окружающей среды за счет создания запаса теплообменных поверхностей и увеличения продолжительности работы холодильного агрегата коэффициент рабочего времени стремится к единице ( $KPB \rightarrow 1$ ).

Работа АХП с позиционным регулированием в условиях низких температур окружающей среды при таком подходе к конструированию становится неэффективной. Это связано со значительными энергетическими потерями при прогреве элементов генераторного узла в пусковой период.

Вид загруженных продуктов определяет уровень температур холодильного хранения, который выбирается в зависимости от срока хранения [14, 15]. Как правило, большинство вопросов холодильного хранения в быту могут быть решены при помощи широко распространенного двухкамерного холодильника, содержащего морозильную камеру (МК) либо низкотемпературное отделение (НТО) и холодильную камеру (ХК).

Степень загрузки полезного объема охлаждаемой камеры продуктами предопределяет соответствующие температурные поля и, в значительной мере, термическое сопротивление цепи «испаритель АХА – продукт». Степень загрузки является нормируемой величиной, которая рекомендуется пользователю для каждого типа холодильного прибора [16].

Фактическое воздействие загруженных продуктов сводится к теплопритоку на испаритель АХА, который прямо пропорционален разности температур между воздушной средой в охлаждаемой камере и испарителем. При относительном постоянстве средних температур испарителя ( $\bar{t}_o$ ) теплопритоки определяются уровнем температур воздушной среды в холодильной камере ( $t_{ХК}$ ). Эта температура занимает промежуточное положение между температурами продукта ( $t_{ПР}$ ) и испарителя:  $t_{ПР} > t_{ХК} > \bar{t}_o$ .

Конструктивные особенности АХП связаны с технологическими отклонениями или браком в процессе производства. Наиболее часто встречается нарушение толщины слоя теплоизолирующего материала генераторного узла и изменение сечений трубопроводов АХА в процессе их сгиба, плющения и сварки.

Как показывает практика, в основной своей массе такие отклонения приводят к ухудшению энергетических характеристик абсорбционных холодильников [17]. Это может быть связано со снижением холодопроизводительности испарителя АХА, например, за счет уменьшения проходных сечений трубопроводов элементов КЕЦ, либо с ростом тепловых потерь в генераторном узле при некачественной набивке теплоизоляционного кожуха минеральной ватой. Отклонения компенсируются в процессе эксплуатации путем увеличения КРВ АХА, т.е. дополнительными энергозатратами  $Q_T^{\sim}$ .

Проблемы, связанные с ухудшением характеристик бытового холодильного прибора, вызываются, в основном, отступлениями от правил эксплуатации или их нарушением пользователем. Это и несвоевременная замена дверных уплотнителей, и установка холодильного прибора под прямые солнечные лучи или возле газовых плит, и нерациональная компоновка продуктов в полезном объеме камеры. Все эти моменты увеличивают энергопотребление бытового холодильного прибора и могут учиты-

ваться путем введения дополнительного эксплуатационного теплопритока в охлаждаемую камеру  $Q_{\text{ЭКС}}$ .

Эксплуатационные теплопритоки связаны и с таким субъективным фактором, как частота открывания дверей холодильного прибора. Так, например, по результатам испытаний, проведенных с привлечением работа, было показано, что этот фактор приводит к росту энергопотребления до 10 % [18].

Влияние субъективных возмущающих воздействий практически невозможно оценить заранее, однако в процессе эксплуатации оно может контролироваться по значению температуры в охлаждаемой камере, а компенсироваться – дополнительными энергозатратами, т.е. увеличением КРВ АХА.

Таким образом, весь комплекс возмущающих воздействий на АХП может контролироваться двумя значениями температур – окружающей среды и охлаждаемой камеры.

### 5. Поиск энергосберегающих режимов работы бытовых абсорбционных холодильных приборов

Вопросы, связанные с поиском энергосберегающих режимов работы бытовых АХП, рассматривались с середины 50-х годов. Лихарева Н.В. [19] предлагала режим работы с двухсекционным электронагревателем, одна секция которого включена постоянно, а вторая периодически подключается при помощи терморегулятора. Снижение энергопотребления при этом в сравнении с односекционным электронагревателем составляет 10...15 %. Такая схема впоследствии была реализована в бытовых двухкамерных абсорбционных холодильниках фирмы "Sibir" и в лицензионных моделях ВЗХ "Кристалл-9" и "Кристалл-9М" [20].

В 60-х и 70-х годах в СССР практически все нагреватели для абсорбционных холодильников выпускались двух- либо трехсекционными [21], причем большому числу секций соответствовала большая экономичность. Подключение секций осуществлялось либо вручную, либо автоматически.

Как показал опыт собственных исследований и разработок бытовых АХП различного назначения [22], при выборе способа управления необходимо учитывать тепловую инерционность, в первую очередь, охлаждаемой камеры. С этой позиции бытовые АХП можно разделить на два типа: с низкой и высокой тепловой инерционностью охлаждаемой камеры. Так как основной вклад в инерционность вносит теплоизоляционное покрытие, то в первую группу войдут одно – и двухкамерные холодильники, а во вторую – морозильники.

В первом случае в состав АХП входят или НТО или МК, однако регулирование осуществляют по температурным режимам ХК, толщина теплоизоляции которой, выполненной из пенополиуретана (ППУ), составляет 35...45 мм [23].

Во втором случае рассматриваются камеры с высоким термическим сопротивлением ограждающих конструкций, например, МК с «суперизоляцией» толщина теплоизоляционного покрытия из ППУ составляет 100 мм [23].

Авторами [24] был выполнен анализ режимов течения паровой водоаммиачной смеси по частично

теплоизолированному дефлегматору АХА в широком диапазоне температур окружающей среды и определены условия как частичной, так и полной очистки пара аммиака от пара воды. Однако для количественной оценки эффективности режимов очистки требуется провести моделирование режимов теплообмена на подъемном участке дефлегматора.

Исходными данными при таком моделировании являются:

а) размеры подъемного участка дефлегматора (длина  $L_D$ , внутренний  $d_{\text{вн}}$  и наружный  $d_{\text{н}}$  диаметры трубы);

б) коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора ( $\lambda_{\text{ст}}$ ) и материала теплоизоляции ( $\lambda_{\text{из}}$ );

в) массовый расход пара аммиака на выходе подъемного участка дефлегматора  $G_{\text{вых}}''$ ;

г) параметры потока паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора (температура  $\vartheta_{\text{вх}}$ , массовая концентрация  $\xi_{\text{вх}}''$ ).

На вход подъемного участка дефлегматора поступает паровая водоаммиачная смесь с параметрами  $\vartheta_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вх}}''$ ,  $G_{\text{вх}}''$ .

При частичной дефлегмации на начальном (нижнем) участке за счет разности температур стенки и потока концентрация аммиака в нем увеличивается. Равновесная температура потока паровой смеси ( $\vartheta$ ) при этом снижается [24] и на следующем, расположенном выше участке дефлегматора, температура стенки будет ниже, чем на начальном.

За счет изменения температуры стенки по высоте дефлегматора будут иметь место аксиальные перетечки тепла по сечению трубы ( $Q_{\text{ак}}$ ).

Противотоком паровой смеси по внутренней стенке дефлегматора стекает охлажденная флегма. Теплота дефлегмации ( $Q_D$ ) после подогрева флегмы ( $Q_F$ ) отводится в окружающую среду ( $Q_{\text{о.с}}$ ) как в зоне установки теплоизоляционного кожуха, так и со свободной поверхности трубы.

В основе математической модели лежат уравнения сохранения тепла и массы, которые для участка дефлегматора высотой  $\Delta x$  имеют вид

$$\Delta Q_{D(\Delta x)} = \Delta Q_{\text{о.с}(\Delta x)} + \Delta Q_F + \Delta Q_{\text{ак}}, \quad (1)$$

$$G_{\text{вх}}'' = G_{\Delta x}'' + G_{\Delta x}', \quad (2)$$

где  $G_{\Delta x}''$  и  $G_{\Delta x}'$  – массовые расходы паровой смеси на выходе участка  $\Delta x$  и флегмы, образующейся на этом участке, соответственно, кг/с.

Для начального участка аксиальные перетечки тепла будут входить в левую часть уравнения (1) со знаком "+", а для конечного участка – со знаком "-". На промежуточных участках вклад аксиальных перетечек представляет разность между притоком тепла от нижнего участка и оттоком тепла к верхнему участку.

При записи составляющих уравнения (1) применялись следующие допущения:

а) термическое сопротивление пленки флегмы незначительно и при моделировании тепловых режимов дефлегматора ими можно пренебречь;

б) температуры флегмы и стенки дефлегматора равны и на участке  $\Delta x$  постоянны;

в) на участке  $\Delta x$  температура стенки дефлегматора постоянна в аксиальном и радиальном направлениях.

С учетом этих допущений уравнения (1) приобретает вид:

а) входной (начальный) участок 1:

$$\alpha_{D(1)} (\vartheta_{ex} - t_1) \cdot \Delta F_{вн} = K_l (t_1 - t_{o.c.}) \cdot \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} (t_1 - t_2) + \frac{\lambda}{\Delta x} (t_1 - t_2) \cdot F_{ceч}; \quad (3)$$

б) выходной (конечный) участок  $K$ :

$$\alpha_{D(K)} (\vartheta_K - t_K) \cdot \Delta F_{вн} = K_l (t_K - t_{o.c.}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (t_{K-1} - t_K) \cdot F_{ceч}; \quad (4)$$

в) промежуточный участок  $i$  ( $i = 2 \dots K - 1$ ):

$$\alpha_{D(i)} (\vartheta_i - t_i) \cdot \Delta F_{вн} = K_l (t_i - t_{o.c.}) \cdot \Delta x + G_{F(i)} \cdot C_{F(i)} (t_i - t_{i+1}) + \frac{\lambda}{\Delta x} (t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}) \cdot F_{ceч}; \quad (5)$$

где  $\alpha_D$  – коэффициент теплообмена при конденсации водоаммиачного парового потока, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [298];

$\vartheta, t$  – температуры на участке  $\Delta x$  парового потока и стенки (флегмы), соответственно, °С;

$K_l$  – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующимся паровым потоком и окружающей средой на участке  $\Delta x$ , Вт (м·К);

$\Delta F_{вн}$  и  $\Delta F_{ceч}$  – площадь внутренней стенки участка  $\Delta x$  и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м<sup>2</sup>;

$G_F, C_F$  – массовый расход и массовая теплоемкость поступающей флегмы, соответственно, кг/с и Дж/(кг·К).

Для нахождения неизвестных параметров парового потока на выходе участка  $\Delta x$  ( $\vartheta_{(x+\Delta x)}, G_{(x+\Delta x)}$  и  $\xi_{(x+\Delta x)}''$ ) к уравнениям (3-5) добавляются уравнения материального баланса по подъемному участку дефлегматора.

С учетом того, что дефлегматор должен покинуть поток чистого аммиака  $G''$ , а в ректификатор возвратиться флегма, содержащая как воду  $G_g^D$ , так и аммиак  $G_a^D$ , выражения для равновесной массовой концентрации можно представит в виде:

а) для паровой смеси

$$\xi'' = \frac{G'' + G_a^D}{G'' + G_a^D + G_g^D}; \quad (6)$$

б) для жидкой смеси (флегмы)

$$\xi' = \frac{G_a^D}{G_a^D + G_g^D}. \quad (7)$$

Равновесные концентрации определяются температурой  $\vartheta_{ex}$  и полным давлением в системе.

Решая систему (6), (7) относительно  $G_a^D$  и  $G_g^D$ , находим

$$G_a^D = G'' \cdot \frac{1 - \xi''}{\xi' - 1 + \xi'' \left( \frac{1 - \xi'}{\xi'} \right)}. \quad (8)$$

$$G_g^D = G_a^D \cdot \frac{1 - \xi'}{\xi'}. \quad (9)$$

Из уравнений (8) и (9) можно определить полный поток флегмы, стекающей в ректификатор

$$G_F = G_a^D + G_g^D. \quad (10)$$

Таким образом, по заданной входной концентрации потока паровой смеси и расхода очищенного аммиака на выходе можно однозначно определить расход паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора

$$G_{ex}'' = G'' + G_F. \quad (11)$$

На участке  $\Delta x$  теплоту дефлегмации можно выразить и через теплоту фазового перехода  $r$ :

$$\Delta Q_{D(\Delta x)} = G_{F(\Delta x)} \cdot r. \quad (12)$$

Массовая концентрация флегмы определяется по температуре стенки дефлегматора, которую в первом приближении можно принять равной температуре потока  $\vartheta$ .

Находим долю аммиака и воды в потоке флегмы на участке  $\Delta x$

$$G_{a(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot \xi'_{(\Delta x)}. \quad (13)$$

$$G_{g(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot (1 - \xi'_{(\Delta x)}). \quad (14)$$

С учетом сжиженной флегмы, запишем уравнение для массовой концентрации потока на выходе участка  $\Delta x$

$$\xi_{вых(\Delta x)}'' = \frac{G'' + G_a^D - G_{a(\Delta x)}^D}{G'' + G_a^D - G_{a(\Delta x)}^D + G_g^D - G_{g(\Delta x)}^D}. \quad (15)$$

По значению концентрации  $\xi_{вых(\Delta x)}''$  определяется равновесная температура потока паровой смеси на выходе участка  $\Delta x$ .

Представленная модель позволяет проводить как конструкторский, так и поверочный расчет подъемного участка дефлегматора АХА.

Минимизацию неизбежных потерь аммиака при его транспортировке в конденсатор при работе в условиях низких и комфортных температур воздуха в помещении предлагается осуществить исходя из следующих соображений.

В умеренных широтах АХА в «жестком» режиме эксплуатируется в году 2–3 месяца. Остальное время его работы проходит при температурах воздуха в помещении от 18 до 25 °С.

Предполагается, что оптимальным при этом будет следующий подход – провести расчет теплоизоляционного кожуха подъемного участка дефлегматора из условия полной очистки пара аммиака при температуре воздуха в помещении 32 °С. Такой подход к проектированию позволит осуществлять работу АХА в жестких условиях и минимизировать неизбежные потери при транспортировке в условиях умеренных и низких температур воздуха в помещении.

В результате конструкторского расчета подъемного участка дефлегматора с учетом исходных данных следует определить диаметр ( $d_{из}$ ) и высоту ( $h_{из}$ ) теплоизоляционного кожуха, при которых при температуре воздуха в помещении 32 °С обеспечивается полная очистка пара аммиака ( $\xi'' = 1$ ).

На первом этапе конструкторского расчета определяем диаметр теплоизоляционного кожуха на основе приближенного соотношения

$$G''_{ex} \cdot i''_{ex} - G'' \cdot i'' = \frac{\bar{g} - t_{o.c.}}{R_{из}}, \quad (16)$$

где  $i''_{ex}$  и  $i''$  – удельная энтальпия паровой водоаммиачной смеси на входе подъемного участка дефлегматора и пара аммиака на выходе, соответственно, Дж/кг;  $\bar{g}$  – средняя температура паровой смеси на подъемном участке дефлегматора, °С;

$$\bar{g} = \frac{g_{ex} + g_{NH_3}^S}{2};$$

$t_{o.c.}$  – температура воздуха в помещении (принимаем равной 25 °С);  $R_{из}$  – суммарное термическое сопротивление теплоизоляционного кожуха, К/Вт.

В результате расчета получаем распределение температур и концентраций по высоте подъемного участка дефлегматора и проводим оценку параметров парового потока на выходе. В случае если полная очистка аммиака не достигается, уменьшаем толщину теплоизоляции, а в случае, если очистка происходит на некотором расстоянии до выхода – увеличиваем. Расчет заканчиваем тогда, когда в пределах заданной точности на выходе подъемного участка дефлегматора достигается полная очистка пара аммиака. Фиксируем толщину теплоизоляционного кожуха.

На втором этапе при температуре воздуха в помещении 22 °С (комфортная температура [25]), проводим поверочный расчет теплоизоляционного кожуха. Определяем неизбежные потери аммиака при транспортировке в двух случаях – при традици-

онном проектировании с частичной установкой теплоизоляции на подъемном участке дефлегматора и при полной его теплоизоляции.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет не только определить оптимальные конструкторские размеры теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора, но также определить неизбежные потери аммиака при транспортировке при умеренных и низких температурах, в том числе и при различных тепловых нагрузках на кипятильнике – генератор.

Система уравнений (3-5) – (12-15) решалась при помощи итерационного метода, основанного на непосредственном определении температуры в каждом узле из разностного уравнения балансов энергии [26].

Для участка цилиндрической трубы длиной  $\Delta x$  с учетом принятых допущений можно записать три типа уравнений – для входного и выходного участка и для промежуточных участков (рис. 2).

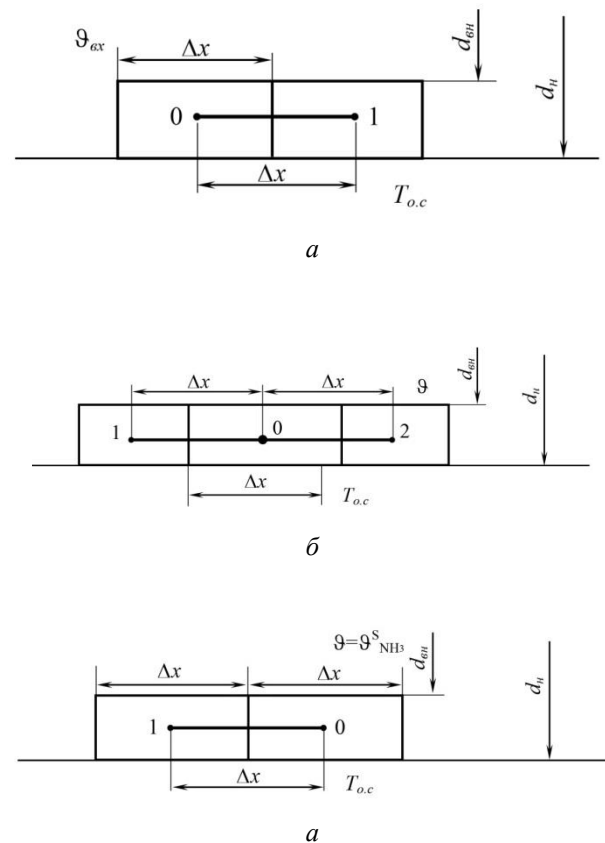


Рис. 2. Тепловые схемы типичных узлов подъемного участка дефлегматора АХА без теплоизоляционного кожуха. Типы узлов: а – входной; б – промежуточный; в – выходной

Для случая “а” уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{вн} \cdot (g_{ex} - T_0) \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \cdot (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{сеч} (T_1 - T_0) + \alpha_k \pi d_{из} (T_{o.c.} - T_0) \Delta x = 0. \quad (17)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(1)} \cdot C_{F(1)};$$

$$C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}}; \quad D = \alpha_K \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x,$$

уравнение (17) примет вид

$$\frac{A g_{\text{ex}}}{(A+B+C+D)} + \frac{B+C}{(A+B+C+D)} \cdot T_1 + \frac{D}{(A+B+C+D)} \cdot T_{o.c} = T_0. \quad (18)$$

Обозначая постоянные величины в уравнении (18) соответствующим образом, получим соотношение для температуры узла "0"

$$T_0 = a_0 + a_1 T_1 + a_2 T_{o.c}. \quad (19)$$

Для случая "б" уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{\text{вн}} \cdot (g - T_0) \Delta x + G_{F(2)} \cdot C_{F(2)} \cdot (T_2 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}} (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}} (T_2 - T_0) + \alpha_K \pi d_{\text{вн}} (T_{o.c} - T_0) \Delta x = 0. \quad (20)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(2)} \cdot C_{F(2)};$$

$$C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}}; \quad D = \alpha_K \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x,$$

уравнение (20) примет вид

$$\frac{A}{(A+B+2C+D)} \cdot g + \frac{C}{(A+B+2C+D)} \cdot T_1 + \frac{B+C}{(A+B+2C+D)} \cdot T_2 + \frac{D}{(A+B+2C+D)} \cdot T_{o.c} = T_0. \quad (21)$$

Применяя аналогичные обозначения, получаем соотношение для температуры узла "0"

$$T_0 = b_0 + b_1 g + b_2 T_1 + b_3 T_2. \quad (22)$$

Для случая "в" уравнение баланса энергии:

$$\alpha_D \pi d_{\text{вн}} \cdot (g - T_0) \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}} (T_1 - T_0) + \alpha_K \pi d_{\text{вн}} (T_{o.c} - T_0) \Delta x = 0. \quad (23)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x; \quad B = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{\text{сеч}}; \quad C = \alpha_K \pi d_{\text{вн}} \cdot \Delta x,$$

уравнение (23) примет вид

$$\frac{A}{(A+B+C)} \cdot g + \frac{B}{(A+B+C)} \cdot T_{o.c} + \frac{C}{(A+B+C)} \cdot T_1 = T_0. \quad (24)$$

Упрощая (24) получим соотношение для температуры узла "0"

$$T_0 = c_0 + c_1 g + c_2 T_1. \quad (25)$$

Расчет по уравнениям типа (19), (22) и (25) проводился методом Гаусса-Зайделя [25], который позволяет значительно уменьшить время сходимости за счет постоянного обновления текущих расчетных температур.

Расчет тепловых режимов в зоне установки теплоизоляционного кожуха проводится аналогичным образом с учетом термического сопротивления цилиндрического слоя теплоизоляции.

Расчеты проведены для трубы дефлегматора диаметром  $16 \times 1,5$  мм. Материал трубы – сталь ( $\lambda_{\text{ст}} = 45$  Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолокна ( $\lambda_{\text{тк}} = 0,056$  Вт/(м·К)). На вход подъемного участка дефлегматора поступает водоаммиачная паровая смесь с температурой равной  $120$  °С.

Расчет показал [27], что для обеспечения полной очистки потока пара аммиака в жестких условиях эксплуатации АХП толщина теплоизоляции подъемного участка дефлегматора в виде стекловолокнистой ткани должна быть толщиной 3...4 мм.

Анализ результатов расчета показал, что установка теплоизоляционного кожуха по всей высоте подъемного участка дефлегматора на основных базовых конструкциях АХП позволяет повысить холодильную мощность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией подъемного участка дефлегматора на 17...22 %.

Особый интерес разработанная модель представляет при оптимизации режимов работы АХП с переменными тепловыми нагрузками в генераторе, в том числе и с форсажными. Имея зависимость расхода паровой смеси на входе в дефлегматор от подводимой тепловой нагрузки, можно контролировать расположение зоны очистки пара аммиака при любой температуре воздуха в помещении и реализовывать энергосберегающие режимы работы бытовых АХП с помощью электронных систем управления.

## 6. Выводы

1. Показана целесообразность форсирования подводимой тепловой нагрузки на генератор АХА в период пуска – снижение энергозатрат при эксплуатации может составить от 25 до 35 %.

2. Показано, что способ управления однокамерным абсорбционным холодильником с НТО с постоянным ступенчатым подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 22 % по сравнению с традиционным двухпозиционным управлением. Энергосберегающий эффект нового способа управления в значи-

тельной степени связан с установкой теплоизоляционного кожуха на всем подъемном участке дефлегматора. Это позволяет не только использовать мини-

мальную холодопроизводительность испарителя, но и перейти на меньший по сравнению с серийным исполнением уровень тепловой нагрузки.

#### Литература

1. Болин, Б., Деес, Б. Р., Ягер, Дж. (1989). Парниковый эффект, изменение климата и экосистемы. Ленинград: Гидрометеоздат, 557.
2. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань (1996). ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Київ: Держстандарт України.
3. Perspectives in refrigerant development (1993). Bitzer Kuhlmaschinenban. No. 9306E, 23.
4. Ужанский, В. С. (1982). Автоматизация холодильных машин и установок. Москва: Легкая и пищевая промышленность, 304.
5. Laguerre, O., Derens, E., Palagos, B. (2002). Study of domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature: a French survey. *International Journal of Refrigeration*, 25 (5), 653–659. doi: [http://doi.org/10.1016/s0140-7007\(01\)00047-0](http://doi.org/10.1016/s0140-7007(01)00047-0)
6. Васылив, О. Б., Титлов, А. С. (1999). Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов. *Холодильная техника и технология*, 60, 28–37.
7. Василів, О. Б. (1998). Оптимізація режимів роботи побутових абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення. *Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технологій*, 18, 174–179.
8. Куо, Б. (1986). Теория и проектирование цифровых систем управления. Москва: Машиностроение, 488.
9. Open the door (1999). Рекламные материалы фирмы «Electrolux» на международной выставке «Домотехника». Кельн.
10. Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови (1996). ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, ІЕС 335-2-24-84). Київ: Держстандарт України.
11. Яровой, С. В., Пилипенко, А. М. (1989). Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность. *Холодильная техника*, 12, 19–20.
12. Рид, Р., Праусниц, Дж., Шервуд, Т. (1982). Свойства газов и жидкостей. Ленинград: Химия, 592.
13. Пилипенко, А. М., Зирка, Л. П., Иванов, А. А. (1983). Сравнительный анализ различных режимов работы ПГК АДХМ. Сб. тр. ВНИЭКИМЭМП "Исследование и разработка нового поколения машин и приборов для быта". Москва, 33–42.
14. Быков, А. В. (1979). Применения холода в пищевой промышленности. Москва: Пищевая промышленность, 271.
15. Холодильное консервирование (1982). Руководство РК 7524912-16-91. Смоленск: ИПП "Кострома".
16. Бабакин, Б. С., Выгодин, В. А. (2005). Бытовые холодильники и морозильники. Рязань: Узоречье, 860.
17. Холодков, А. О., Титлов, А. С. (2017). Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. *Холодильная техника та технологія*, 53 (5), 4–13. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i5.847>
18. Liu, D.-Y., Chang, W.-R., Lin, J.-Y. (2004). Performance comparison with effect of door opening on variable and fixed frequency refrigerators/freezers. *Applied Thermal Engineering*, 24 (14-15), 2281–2292. doi: <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.01.009>
19. Лихарева, А. В. (1957). Исследование абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата. *Холодильная техника*, 2, 23–29.
20. Терехов, А. А. (1973). Ремонт холодильников абсорбционного типа. Москва: Легкая индустрия, 70.
21. А.С. 1747816 СССР (1992). Способ регулирования производительности абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата и абсорбционно-диффузионный холодильный аппарат. № 4820950/06; заявл. 04.05.90; опубл. 15.07.92, Бюл. № 26.
22. Шелашова, С. Л., Барыкина, Г. П. (1990). Эффективные теплоизоляционные конструкции в бытовой холодильной технике. *Холодильная техника*, 5, 14–16.
23. Пеклов, А. А., Степанова, Т. А. (1978). Кондиционирование воздуха. Киев: Вища школа, 328.
24. Холодков, А. О., Титлов, А. С., Титлова, О. А. (2017). Моделирование тепловых режимов дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. *Холодильная техника та технологія*, 53 (4), 4–11. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i4.703>
24. Крейт, Ф., Блэк, У. (1983). Основы теплопередачи. Москва: Мир, 512.
25. Васылив, О. Б., Титлов, А. С., Холодков, А. О. (2017). Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. *Холодильная техника та технологія*, 53 (1), 20–26. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i1.535>
27. Холодков, А. О., Титлов, А. С. (2017). Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. *Холодильная техника та технологія*, 53 (5), 4–13. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i5.847>

Received date 26.11.2019

Accepted date 16.12.2019

Published date 30.12.2019

**Титлов Александр Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры, кафедра теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина, 65039  
E-mail: [titlov1959@gmail.com](mailto:titlov1959@gmail.com)

**Холодков Андрей Олегович**, аспирант, кафедра теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина, 65039  
E-mail: [desper.fair@gmail.com](mailto:desper.fair@gmail.com)