

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.575.932:621.565.92

### Моделирование тепловых режимов дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата

А. О. Холодков, А. С. Титлов, О. А. Титлова

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039, Украина

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*При поиске энергосберегающих режимов абсорбционных холодильных агрегатов необходимо обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. Ключевую роль при этом играет подъемный участок дефлегматора, где могут иметь место нерасчетные потери. При моделировании процессов тепломассообмена предлагается проводить учет сопротивления процессу диффузии пара воды от оси потока к охлаждаемой стенке, так как режим течения ламинарный. С учетом этого допущения проведено уточнение расчетной модели дефлегматора. Выполнен вариантный расчет режимов работы дефлегматора. Для проверки адекватности модельных представлений проведены экспериментальные исследования отечественных абсорбционных холодильных приборов.*

**Ключевые слова:** абсорбционный холодильный агрегат; дефлегматор; моделирование; тепломассообмен; энергетическая эффективность; влияние температуры воздуха окружающей среды.

### Моделювання теплових режимів дефлегматора побутового абсорбційного холодильного агрегата

А. О. Холодків, О. С. Тітлов, О. О. Тітлова

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

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*При пошуку режимів абсорбційних холодильних агрегатів необхідно звернути особливу увагу на ефективність транспортування аміаку в випарник, особливо в умовах роботи при знижених температурах зовнішнього повітря. Ключову роль при цьому відіграє підйомна ділянка дефлегматора, де можуть мати місце нерозраховані втрати. При моделюванні процесів тепломасообміну пропонується проводити облік опору процесу дифузії пара води від осі потоку до охолоджувальної стінки, так як режим течії ламінарний. З урахуванням цього припущення проведено уточнення розрахункової моделі дефлегматора. Виконано варіантний розрахунок режимів роботи дефлегматора. Для перевірки адекватності модельних уявлень проведені експериментальні дослідження вітчизняних абсорбційних холодильних приладів.*

**Ключові слова:** абсорбційний холодильний агрегат; дефлегматор; моделювання; тепломасообмін; енергетична ефективність; вплив температури повітря навколишнього середовища

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i4.703>

© 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

Основными источниками искусственного холода являются компрессионные (КХП) и абсорбционные холодильные приборы (АХП). Основным преимуществом КХП, которое обусловило их широкое распространение, является более высокая энергетическая эффективность. Вместе с тем АХП имеют ряд преимуществ: а) их рабочее тело состоит из легкодоступных природных компонентов; б) бесшумность, высокие

надежность и ресурс работы; в) возможность использования источников тепловой энергии различной физической природы; г) возможность работы с низкокачественными источниками электрической энергии постоянного и переменного тока с колебаниями напряжения сети до  $\pm 40\%$ ; д) минимальная среди аналогов стоимость производства.

В то же время АХП, содержащие абсорбционный холодильный агрегат (АХА), имеют повышенное по сравнению с аналогичными компрессионными моделя-

ми энергопотребление [1-4]. На наш взгляд, такое положение связано не только с несовершенством их холодильного цикла, но и с отсутствием соответствующих научных и инженерных разработок.

Сравнительно невысокая энергетическая эффективность АХА обуславливает и узкую область их применения, в основном, в качестве минихолодильников, и небольшую долю на рынке бытовой холодильной техники.

При поиске энергосберегающих режимов АХА необходимо обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. В настоящее время имеет место парадоксальная ситуация – при низких температурах воздуха в помещении энергопотребление АХА возрастает. Такое положение определяется режимами очистки и транспортировки аммиака на подъемном участке дефлегматора. В известных конструкциях АХА [5-7], которые проектируются для работы в позиционном режиме управления, подъемный участок дефлегматора выполняет функцию окончательной очистки пара аммиака от пара воды. Геометрические размеры подъемного участка дефлегматора определяются не расчетным путем, а из опыта практических разработок и компоновки рабочих элементов в составе конкретного АХА. Так, например, во всех современных конструкциях АХА внутренний диаметр подъемного участка не превышает 16 мм. Это ограничение связано с проблемами полного удаления парогазовой смеси из дефлегматора и конденсатора в абсорбер и испаритель в пусковом периоде. При большем диаметре трубы фронт парогазовой смеси размывается, часть инертного газа остается в зонах дефлегмации и конденсации и существенно снижает интенсивность этих процессов [6].

Длина участка дефлегматора определяется расположением конденсатора и ректификатора АХА. В однокамерных абсорбционных холодильниках это примерно 0,8 м, в двухкамерных – около 1,25 м.

Нижняя часть подъемного участка дефлегматора в зоне генератора закрывается общим теплоизоляционным кожухом. Толщина теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора не рассчитывается, а фактически определяется компоновкой элементов генераторного узла, имеющего сложную пространственную конфигурацию. Верхняя часть подъемного участка дефлегматора остается свободной (не закрытой теплоизоляцией).

Таким образом, очистка пара аммиака после ректификатора происходит как в зоне установки теплоизоляции (частично), так и на открытых участках подъемного дефлегматора. В идеальном режиме в конце подъемного участка дефлегматора процесс очистки аммиака заканчивается, флегма стекает в ректификатор, а чистый пар аммиака поступает в конденсатор.

Вместе с тем, при существующем подходе к проектированию подъемного участка дефлегматора идеальные режимы его работы практически нереализуемы. Это связано с неоптимальным выбором размеров участков открытой и теплоизолированной зоны и толщины теплоизоляционного кожуха в нижней части дефлегматора.

В результате такого подхода в конденсатор поступает либо неочищенный пар аммиака, либо конденсация аммиака начинается уже в верхней части подъемного участка дефлегматора. Оба этих фактора неблагоприятно влияют на холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность АХА.

Первый фактор достаточно легко устраняется за счет увеличения поверхности теплообменника, например, за счет установки ребер [8] или увеличения длины трубы за счет зигзагообразного изгиба трубы в вертикальной плоскости [8].

Второй фактор может быть устранен посредством увеличения толщины теплоизоляционного покрытия нижнего участка дефлегматора, однако он будет оказывать неблагоприятное влияние при работе АХА в широком диапазоне температур окружающей среды – вызывать конденсацию паров аммиака.

В такой ситуации актуальной становится разработка математической модели режимов работы подъемного участка дефлегматора АХА.

## 2 Математическая модель тепловых режимов дефлегматора АХА

Функциональная схема работы подъемного участка дефлегматора АХА представлена на рисунке 1.

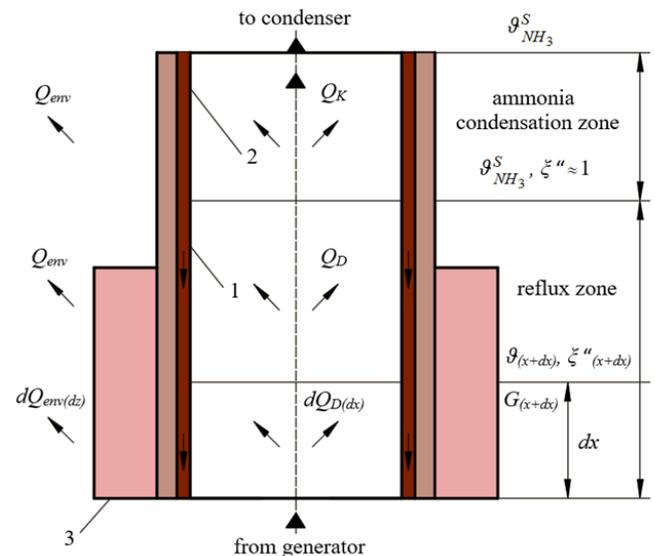


Рисунок 1 – Схема потоков тепла и массы в дефлегматоре АХА

В общем случае, исходя из общих физических представлений, можно выделить два режима работы дефлегматора: а) режим очистки паровой смеси, когда температура стенки ( $t_s$ ) превышает температуру конденсации аммиака ( $g_{NH_3}^S$ ); б) режим частичной конденсации чистых паров аммиака ( $t_s \leq g_{NH_3}^S$ ).

При идеальном режиме работы дефлегматора реализуется режим «а».

Исходными данными при моделировании являются: размеры подъемного участка дефлегматора (длина  $L_D$ , внутренний  $d_{in}$  и наружный  $d_{out}$  диаметры трубы);

теплофизические свойства материала стенки трубы дефлегматора и материала тепловой изоляции; массовый расход пара аммиака на выходе подъемного участка дефлегматора ( $G_{ex}''$ ); параметры потока паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора (температура  $\mathcal{G}_{ent}$ , массовая концентрация  $\xi_{ent}''$ ).

Аналитический путь решения этого уравнения достаточно сложен, особенно для нестационарного процесса. Поэтому математическая модель температурных режимов дефлегматора АХА была представлена в виде ячеистой модели.

Математическую модель дефлегматора АХА, как объекта с распределенными параметрами, в общем виде можно представить уравнением теплового баланса элементарных ячеек корпуса в частных производных [9]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial h}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial h}) + Q(h), \quad (1)$$

где  $\theta_D$  – температура стенки корпуса дефлегматора АХА, °С;  $\rho_D, c_D, \lambda_D$  – плотность, теплоемкость и коэффициент теплопроводности конструкционного материала дефлегматора, соответственно, кг/м<sup>3</sup>; Дж/(кг·К); Вт/(м·К);  $Q_h$  – тепловой поток от внутренних источников по высоте подъемного участка дефлегматора, Вт;  $\tau$  – время, с.

Левая часть уравнения (1) представляет собой изменение внутренней энергии элементарной ячейки корпуса дефлегматора во времени, а правая – сумму конвективных тепловых потоков при дефлегмации водоаммиачной паровой смеси  $Q_D$  (внутренняя задача) и теплоотдаче в окружающую среду  $Q_T$  (наружная задача) и кондуктивных перетоков от соседних ячеек (в общем случае с двух сторон  $Q_{K(i+1)}$  и  $Q_{K(i-1)}$ ).

Предварительная оценка тепловых и гидродинамических параметров стекающего потока флегмы в диапазоне рабочих характеристик бытовых абсорбционных холодильников типа АШ-150 и АШ-160 показала их незначительное воздействие на режимы работы дефлегматора и при дальнейшем модельном представлении наличие флегмы не учитывалось.

В результате в общем случае температура  $\theta_{Di}(\tau)$  каждой  $i$ -ой элементарной ячейки корпуса дефлегматора определяется начальными значениями температуры на этом участке  $\theta_{Di}(\tau=0)$ , суммарным тепловым потоком к ней

$$\Delta Q_i(\tau) = Q_D + Q_T + Q_{K(i+1)} + Q_{K(i-1)} \quad (2)$$

и продолжительностью процесса теплообмена элементарной ячейки  $\tau$ :

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau=0) + \frac{1}{m_{Di} c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau. \quad (3)$$

На первых этапах моделирования режимов работы дефлегматора АХА [10, 11] процесс внутреннего теплообмена при дефлегмации (конденсации преимущественно пара высококипящего компонента – воды) представляли идеальным, т.е. считали, что имеет место идеальное перемешивание потока в радиальном направлении от ядра потока к стенке дефлегматора.

Дальнейшие предварительные оценки параметров потока паровой смеси в диапазоне работы типичных дефлегматоров бытовых АХП АШ-160 и АШ-150 показали наличие ламинарного режима движения с числами Рейнольдса 300...550 при линейной скорости 0,0075...0,0130 м/с.

Наличие ламинарного слоистого течения оказывает сопротивление поперечному потоку вещества и представляется целесообразным провести учет такого фактора.

Так для цилиндрических координат (высота элементарной ячейки  $dh$ ) поток массы (кг/с) будет определяться следующей зависимостью [9]:

$$dm_W = \frac{\mu_W}{8314 \cdot T} \cdot \frac{P_{W(r=r_o)} - P_{W(r=r_D)}}{\ln \frac{r=r_o}{r=r_D}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{AB} \cdot dh, \quad (4)$$

где  $\mu_W = 18$  кг/кмоль – молекулярная масса диффундирующего компонента-пара воды;  $T$  – абсолютная температура диффундирующего компонента-пара воды, К;  $P_{W(r=r_o)}, P_{W(r=r_D)}$  – парциальные давления пара воды в потоке паровой водоаммиачной смеси, соответственно, в ядре потока и на стенке дефлегматора, Па;  $D_{AB}$  – коэффициент диффузии пара воды в паровой водоаммиачной смеси, м<sup>2</sup>/с.

Коэффициент конвективного теплообмена при дефлегмации паров из потока паровой водоаммиачной смеси можно определить по известному соотношению [13]:

$$Nu = 0,154 \cdot Re^{0,8} \cdot \Pi_W^{1,25} \cdot Pr^{0,33}, \quad (5)$$

где  $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$  – безразмерное число Нуссельта;

$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$  – безразмерное число Рейнольдса;

$\Pi_W = \frac{m_W \cdot d}{\mu}$  – безразмерный комплекс;

$Pr = \frac{\nu}{a}$  – безразмерное число Прандтля.

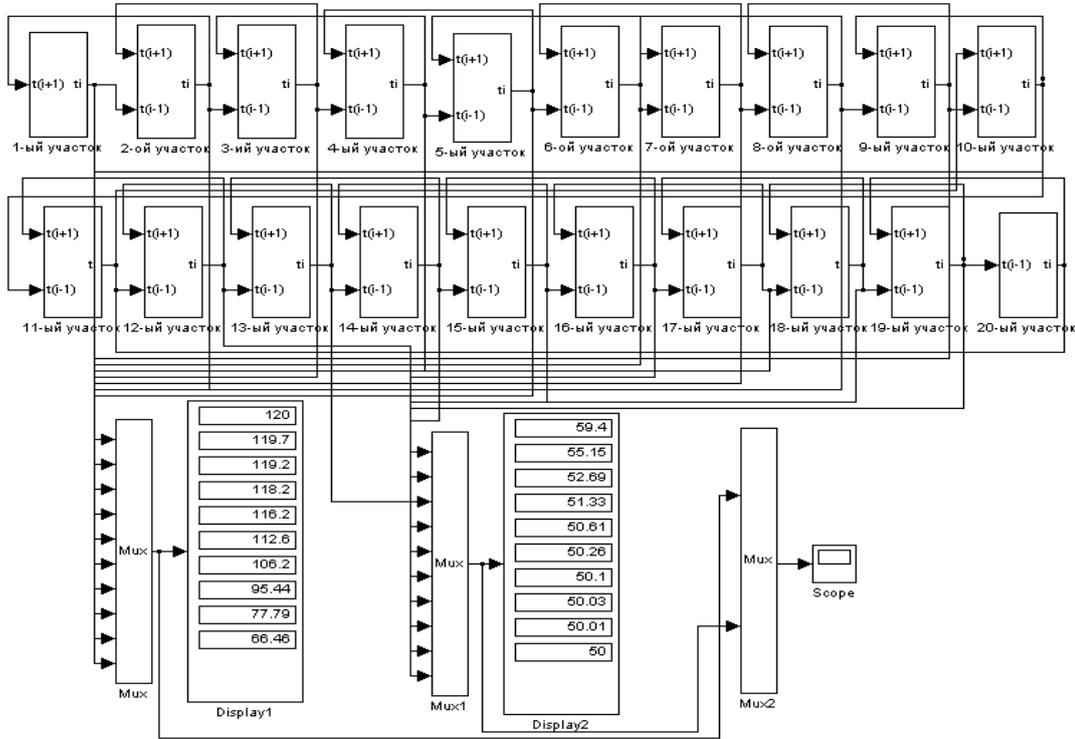
Для расчета коэффициента наружного свободно-конвективного теплообмена вертикальной трубы использовалась справочная обобщающая эмпирическая формула [14], а для расчета коэффициента лучистого теплообмена формула Стефана-Больцмана [14], в которой было принята степень черноты материала поверхности трубы, равная 0,92. Принимая во внимание гипотезу о регулировании условий теплоотдачи с наружной поверхности дефлегматора при изменении температуры воздуха в помещении, был рассмотрен случай конвективного теплообмена в замкнутом пространстве, подробно изученный в [14].

При моделировании были приняты следующие допущения о неизменности по высоте элементарного участка дефлегматора температуры и массовой концентрации потока водоаммиачной смеси и температура стенки корпуса дефлегматора.

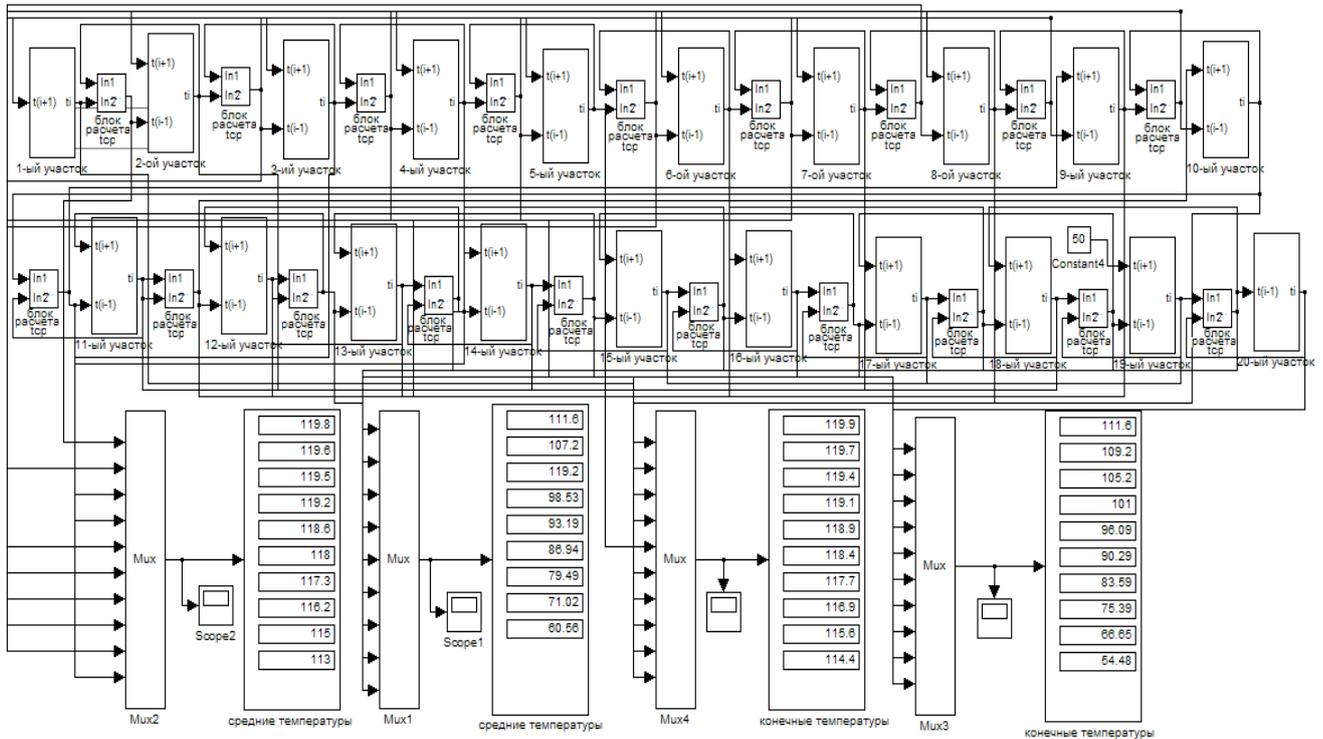
Как и в ранних работах [11,12], рассматривается выпускаемый отечественный АХП «Киев-410» типа АШ-160 с трубчатым дефлегматором наружным диаметром 0,016 м, а внутренним – 0,0146 м.

Модель реализована в среде имитационного моделирования Simulink специализированной программы MATLAB [15]. Учет изменения теплофизических свойств [16] водоаммиачной паровой смеси в зависимости от состава и температуры проводился при помощи встроенного блока Look-Up-Table.

Фрагменты реализации предложенных моделей для получения распределения температур поверхности на элементарных участках дефлегматора с высотой  $\Delta h = 1$  мм представлены на рисунке 2, ее основной подсистемы – на рисунке 3.



а)



б)

Рисунок 2 – Фрагмент структурных схем моделирования характера распределения температур по внешней поверхности участка дефлегматора, состоящего из 20 ячеек: а) по средним температурам; б) по крайним температурам

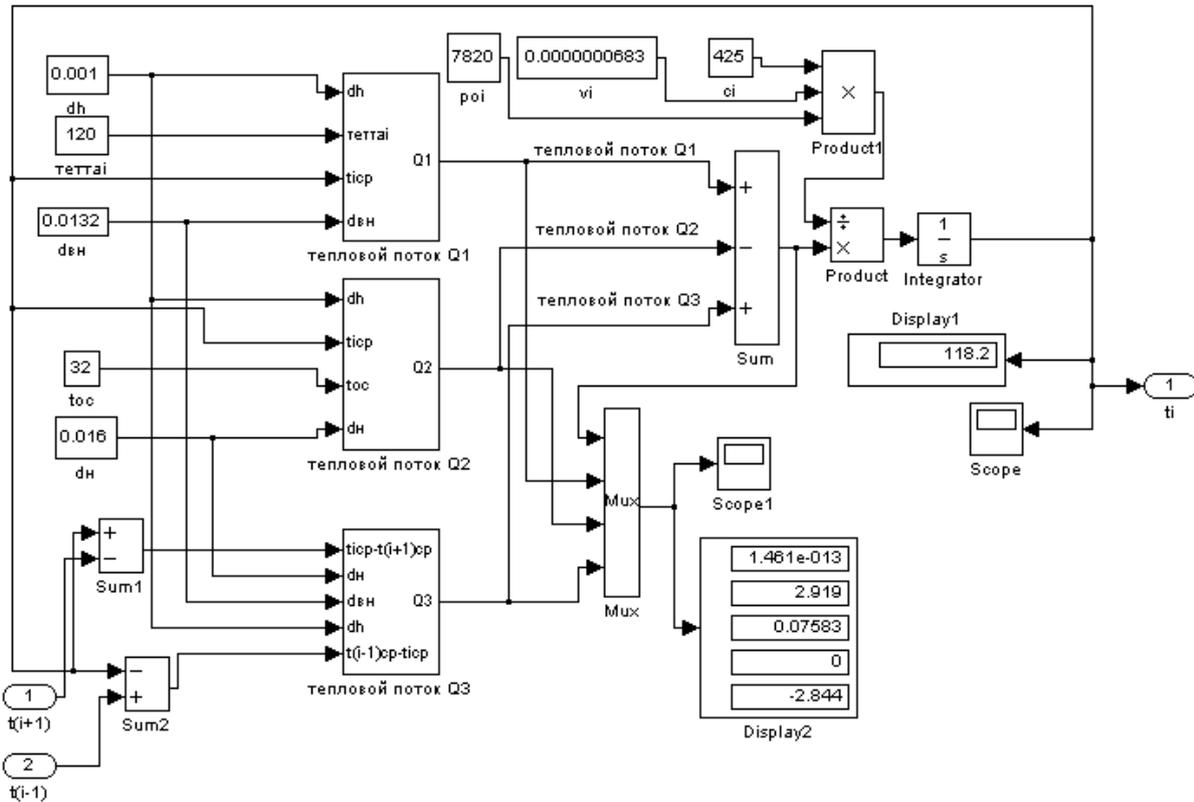


Рисунок 3 – Схема моделирования температуры внешней поверхности одной из ячеек модели дефлегматора

Результаты расчетов температурных полей элементов генераторного узла АХА в диапазоне типичных режимов работы представлены на рисунке 4.

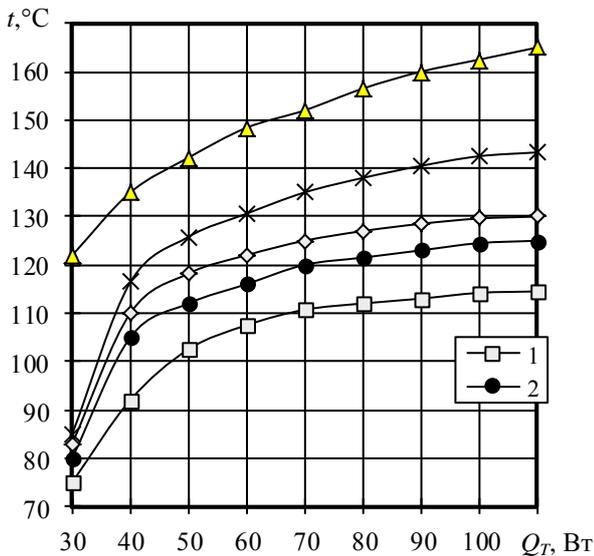


Рисунок 4 – Расчетные значения температурных режимов элементов генераторных узлов АХА при различных тепловых нагрузках генератора (температура воздуха окружающей среды 25°C): 1 – вход крепкого ВАР; 2 – выход пара; 3 – вход пара; 4 – выход крепкого ВАР; 5 – ректификатор (центр).

### 3 Экспериментальные исследования

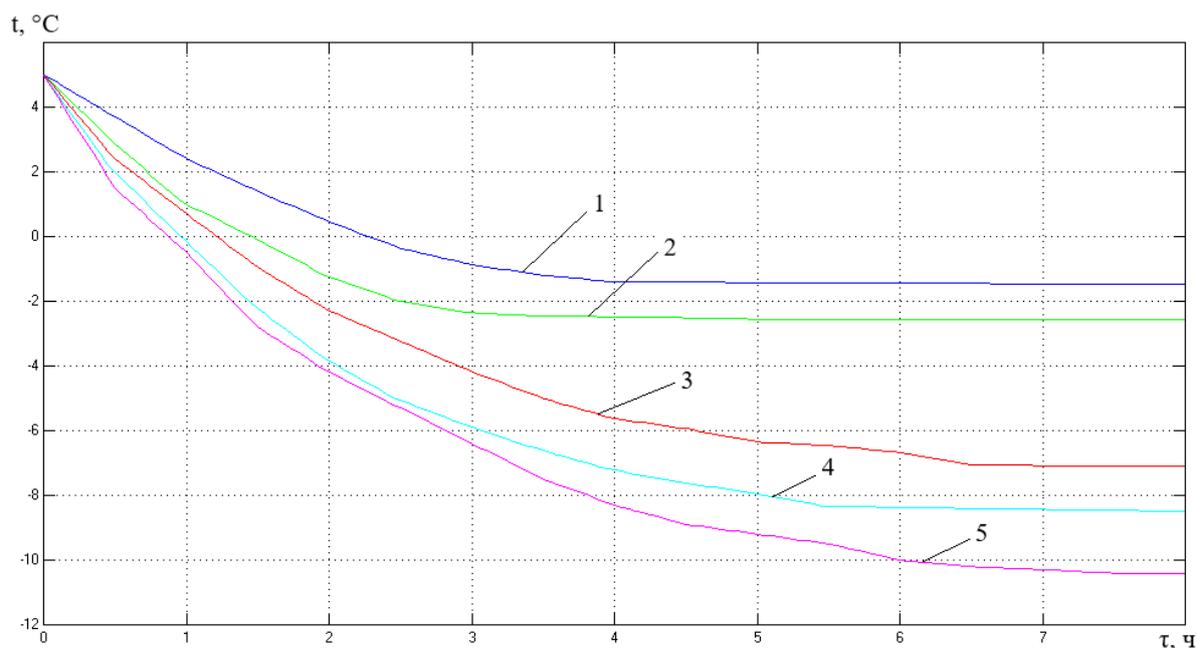
Для проверки адекватности разработанных модельных представлений были выполнены экспериментальные исследования. Исследования проводились в стационарном режиме при фиксированных температурах окружающей среды 25°C.

На рисунке 5 представлены результаты экспериментальных исследований модели АШ-160.

Минимальное значение тепловой нагрузки на генераторе, необходимое для запуска в работу исследуемого АХА, составило 30 Вт. При значениях  $Q_T < 30$  Вт имеет место запаривание и перегрев в зоне подвода тепла к генератору. Это вызвано недостаточным количеством генерируемого пара и малой подъемной силой, неспособной протолкнуть порции жидкого водоаммиачного раствора (ВАР) в верхнюю часть генератора. Начиная со значений 30 Вт, работа генератора-термосифона стабилизируется. Пар аммиака подается в конденсатор и далее – в испаритель.

В процессе экспериментальных исследований температура на выходе теплоизолированного кожуха дефлегматора ( $t_{ДФ}''$ ) измерялась специальным датчиком температуры и поддерживалась на уровне температуры насыщения аммиака ( $t_{ДФ}'' \approx 48...50^\circ\text{C}$ ) посредством изменения подводимой тепловой нагрузки.

Кроме этого, с позиций энергосбережения представляет интерес и форсированный режим запуска АХА из нерабочего состояния. Такой способ управления



**Рисунок 5** – Динамические характеристики объекта исследований в зависимости от подводимой в генератор-термосифон тепловой нагрузки: 1 – 70 Вт; 2 – 90 Вт; 3 – 100 Вт; 4 – 110 Вт; 5 – 150 Вт

ранее не исследовался и для оценки его перспективности был проведен отдельный анализ.

Как уже было отмечено выше, выход из «ждущего» режима АХА связан с вытеснением инертного газа из зоны дефлегмации. Процесс обусловлен прогревом паром водоаммиачной смеси стенок элементов генераторного узла (генератора, опускного и подъемного участков дефлегматора, ректификатора).

Для оценки скорости вытеснения инертного газа в пусковой период необходимо определить количество генерируемого пара.

Подведенная к генератору тепловая нагрузка затрачивается не только на генерацию пара, но и на предварительный подогрев и подачу жидкого ВАР в верхнюю часть абсорбера. В настоящее время отсутствуют какие-либо данные о соотношении тепловых нагрузок, идущих на выпаривание, предварительный нагрев и подъем жидкой фазы ВАР.

Дальнейшее увеличение тепловой нагрузки приводит к опережающему росту количества пара воды в смеси. В результате, в испаритель поступает не чистый аммиак, а водоаммиачный раствор с малым (до 3 %) содержанием воды. Вместе с тем, наши исследования (рисунок 5) показали, что некоторое содержание воды в испарителе приводит к росту температур только в низкотемпературном отделении АХП, но не в холодильной камере. Этот результат может быть решающим в выборе способа управления подводимой тепловой нагрузки в генератор-термосифон АХА при работе в изменяющихся условиях окружающей среды.

Так, например, можно рекомендовать «форсажный режим» с повышенной тепловой нагрузкой на генератор-термосифон в режиме запуска из нерабочего состояния, особенно в условиях низких температур воздуха окружающей среды.

## Выводы

1. При поиске энергосберегающих режимов абсорбционных холодильных агрегатов необходимо обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. Ключевую роль при этом играет подъемный участок дефлегматора, где могут иметь место нерасчетные потери.

2. При моделировании процессов теплообмена предложено проводить учет сопротивления процессу диффузии пара воды от оси потока к охлаждаемой стенке, так как режим течения ламинарный.

3. Экспериментальные исследования отечественных абсорбционных холодильных приборов показали адекватность модельных представлений, а также возможность и энергетическую эффективность форсажного режима запуска АХА из нерабочего состояния при повышенных (до 150 Вт) тепловых нагрузках в генератор-термосифоне.

## Литература

1. **Dincer, I., & Ratlamwala, T. A.** (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9\_8
2. **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.
3. **Abdullah Yildiz, Mustafa Ali Erzöz, Bengi Gözmen** (2014). Effect of insulation on the exergy performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems.

- International Journal of Refrigeration, 54, 161-167. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021.
4. **Zhang, N., & Lior, N.** (2007). Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resour. Technol.*, 129(3), 254. doi:10.1115/1.2751506.
  5. **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
  6. **Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A.** (2014). Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *International Journal of Refrigeration*, 45, 83-91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.06.002.
  7. **Dincer, I., & Ratlamwala, T. A.** (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9\_8.
  8. **Титлов, А. С.** Современный уровень разработки и производство бытовых абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17.
  9. **Крейт Ф.** Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. — М.: Мир, 1983. — 512 с.
  10. **Titlova O.** Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units / O. Titlova, O. Titlov, O. Olshevska // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2016. – 5/2(83). – P. 45-53. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.79353.
  11. **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.
  12. **Данилов, Р.Л.** Исследование коэффициента теплоотдачи при дефлегмации водоаммиачных паров / Р.Л. Данилов, В.М. Турецкий // *Холодильная техника*. – 1974. – № 11. – С.36-39.
  13. **Дульнев, Г.Н.** Тепло - и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г.Н. Дульнев. – М.: Высш.шк., 1984. – 247 с.
  14. **Гульгяев, А.К.** Matlab 5.2. имитационное моделирование в среде Windows : практ. пособ. / А.К. Гульгяев. — СПб. : КОРОНА Принт, 1999. — 288 с.
  15. *Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: справ.* / [С. Н. Богданов, С. И. Бурцев, О. П. Иванов, А. В. Куприянова]; под ред. С. Н. Богданова. — [4-е изд., перераб. и доп.] — СПб. : СПбГАХПТ, 1999. — 320 с.

Отримана в редакції 17.05.2017, прийнята до друку 06.06.2017

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

A. O. Kholodkov, A. S. Titlov, O. A. Titlova

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya St., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*Absorption refrigerators (AR) have a number of unique advantages over analogues: the working body consists of natural components; Noiselessness, high reliability and service life; the possibility of using sources of thermal energy of various physical nature; possibility of working with low-quality electric power sources of direct and alternating current with voltage fluctuations of the network up to 40 %; the minimal cost of production among analogues. At the same time, they have an increased power consumption compared to similar compression models. When searching for energy-saving AR regimes, special attention must be paid to the efficiency of ammonia transport to the evaporator, especially under operating conditions at low outside air temperatures. At present, there is a paradoxical situation - at low temperatures in the room, energy consumption of AR increases. This situation is determined by the modes of cleaning and transportation of ammonia in the elevating part of the reflux condenser. In such a situation, the development of a mathematical model of the operation modes of the AHA reflux section is becoming topical. In general, proceeding from general physical concepts, two modes of operation of the reflux condenser can be distinguished: a) the mode of cleaning the vapor mixture when the wall temperature exceeds the condensation temperature of ammonia b) the partial condensation of pure ammonia vapor. With the ideal operating mode of the reflux condenser, the "a" mode is realized. The initial data for the simulation are: the dimensions of the lift section of the reflux condenser (length, inner and outer diameters of the pipe); thermophysical properties of the wall material of the reflux tube and the thermal insulation material; mass flow rate of ammonia vapor at the outlet of the lift section of the reflux condenser; parameters of the flow of the steam mixture at the inlet to the elevating portion of the reflux condenser (temperature, mass concentration). The design equation is a change in the internal energy of the unit cell of the reflux vessel in time. The right-hand side is the sum of the convective heat fluxes during the reflux of the water-ammonia vapor mixture (internal task) and heat dissipation into the environment (external problem) and conductive flows from neighboring cells (generally from both sides). A preliminary assessment of the thermal and hydrodynamic parameters of the flowing reflux stream in the range of operating characteristics of household absorption refrigerators of the type AR150 and AR160 showed their insignificant effect on the operating modes of the reflux condenser and, in the further model representation, the presence of reflux was not taken into account. Preliminary estimates of the parameters of the flow of a steam mixture in the range of operation of typical refluxes of household AR showed the presence of a laminar motion regime with*

Reynolds numbers 300 ... 550 at a linear velocity of 0.0075 ... 0.0130 m/s. The presence of a laminar layered flow exerts a resistance to the transverse flow of matter and it seems expedient to take into account such a factor. In the simulation, the following assumption was made about the invariance in height of the elementary section of the reflux condenser and the mass concentration of the flow of the water-ammonia mixture and the wall temperature of the reflux vessel. The model is implemented in the SIMULINK simulation environment of the specialized program MATLAB. Accounting for the change in the thermophysical properties of the water-ammonia vapor mixture, depending on the composition and temperature, was carried out using the built-in Look-Up-Table. To verify the adequacy of the developed model representations, experimental studies were carried out. The studies were carried out in a stationary mode at fixed ambient temperatures of 25 °C. Experimental studies of domestic absorption refrigeration devices have shown the adequacy of model representations, as well as the possibility and energy efficiency of the afterburning regime of AR start-up from a non-operating state at elevated (up to 150 W) thermal loads in a thermosyphon generator.

**Keywords:** Absorption Cooling Unit; Reflux Condenser; Modeling; Heat And Mass Transfer; Energy Efficiency; Effect Of Ambient Air Temperature.

## References

1. **Dincer, I., & Ratlamwala, T. A.** (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology, 241-257. doi: 10.1007/978-3-319-33658-9\_8
2. **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.
3. **Abdullah Yildiz, Mustafa Ali Erzöz, Bengi Gözmen** (2014). Effect of insulation on the exergy performance in Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) systems. International Journal of Refrigeration, 54, 161-167. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.021.
4. **Zhang, N., & Lior, N.** (2007). Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. Journal of Energy Resources Technology J. Energy Resour. Technol., 129(3), 254. doi: 10.1115/1.2751506.
5. **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
6. **Mazouz, S., Mansouri, R., & Bellagi, A.** (2014). Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. International Journal of Refrigeration, 45, 83-91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.06.002.
7. **Dincer, I., & Ratlamwala, T. A.** (2016). Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology, 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9\_8.
8. **Titlov, A. S.** (2007). Sovremennyiy uroven razrabotok i proizvodstva byitovyyih absorbtionnyih holodilnyih priborov. Holodilnyiy Biznes, 8, 12-17.
9. **Kreyt F.** Osnovy teploperedachi / F. Kreyt, U. Blek. - M.: Mir, 1983. - 512 s.
9. **Kreyt F.** Osnovy teploperedachi / F. Kreyt, U. Blek. - M.: Mir, 1983. - 512 s.
10. **Titlova O.** Poisk energoeffektivnykh rezhimov raboty absorbtionnykh kholodil'nykh ustanovok / O. Titlova, O. Titlov, O. Ol'shevskaya // Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal korporativnykh tekhnologiy. - 2016. - № 5/2 (83). - S. 45-53. DOI: 10,15587 / 1729-4061.2016.79353.
11. **Vasylyiv, O.B.** Modelirovaniye teplovykh rezhimov pod"yemnogo uchastka deflegmatora bytovogo absorbtionnogo kholodil'nogo agregata / O.B. Vasylyiv, A.S. Titlov, A.O. Kholodkov // Kholodil'na tekhnika ta tekhnologiya. - 2017. - №54 (1). - S. 20-26.
12. **Danilov, R.L.** Issledovaniye koefitsiyenta teplootdachi pri deflegmatsii vodoammiachnykh parov / R.L. Danilov, V.M. Turetskiy // Kholodil'naya tekhnika. - 1974. - № 11. - S.36-39.
13. **Dul'nev, G.N.** Teplo- i massoobmen v radioelektronnoy apparature / G.N. Dul'nev. - M.: Vyssh.shk., 1984. - 247 s.
14. **Gul'tyayev A.K.** Matlab 5.2. imitatsionnoye modelirovaniye v srede Windows: prakt. posob. / A.K. Gul'tyayev. - SPb.: KORONA Print, 1999. - 288 s.
15. Kholodil'naya tekhnika. Konditsionirovaniye vozdukh. Svoystva veshchestva: sprav. / [S. N. Bogdanov, S. I. Burtsev, O. P. Ivanov, A. V. Kupriyanova]; pod red. S. N. Bogdanova. - [4-ye izd., Pererab. i dop.] - SPb.: SPbGAKHPT, 1999. - 320 s.

Received 17 May 2017  
Approved 06 June 2017  
Available in Internet 04 September 2017