

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції
**«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»**

29-30 вересня 2020 року



Одеса
Видавець Бондаренко М. О.
2020

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.2я73

3-41

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Одеської національної академії харчових технологій,
протокол № 3 від 6 жовтня 2020 р.*

Відповідальний редактор:

Тітлов О. С., завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, д-р. техн. наук, професор.

*За достовірність інформації
відповідає автор публікації*

Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської 3-41 науково-технічної онлайн-конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» 29-30 вересня 2020 року / ред. О. С. Тітлов. – Одеса : ФОП Бондаренко М. О., 2020. – 280 с.

ISBN 978-617-7829-81-1

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень, що представлені вченими України, Білорусії, Молдови, Росії, а також роботи студентів.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: тепломасообмін; теплофізичні властивості робочих тіл енергетичного обладнання; нанотехнології в холодильній техніці; екологічні проблеми енергетики; теплові насоси. Системи опалення та кондиціонування; теплообмінні апарати; енергетичні та екологічні проблеми нафтогазової галузі; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; енергетичні та екологічні проблеми харчової промисловості; екологічна безпека; екологічні проблеми сучасності; раціональне використання природних ресурсів.

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.2я73

ISBN 978-617-7829-81-1

© Одеська національна академія
харчових технологій, 2020

Секція 1:

**«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ»**

УДК 66.021.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ТРЕХПОТОЧНОМ ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Титлов А.С., д-р техн. наук, проф., Васильев О.Б., к.т.н., доцент, Адамбаев Д.Б.,
аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий

Современный переход систем холодильной техники на природные холодильные агенты [1] заставляет разработчиков бытовой холодильной техники пересмотреть отношение к абсорбционным холодильным приборам (АХП), в дальнейшем, согласно существующим нормативным требованиям и определениям [2] – абсорбционным холодильникам и морозильникам, 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 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 электрических, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания, 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.

АХП эффективны при использовании в качестве минихолодильников, минибаров, во встраиваемых и в транспортных моделях холодильников, когда холодопроизводительность не превышает 20 Вт и нецелесообразно использовать компрессионные холодильники.

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, а это не позволяет им расширить свое присутствие на рынке бытовой холодильной техники.

Такая энергетическая ситуация связана с наличием дополнительного «теплого» цикла в АХА, который выполняет нагнетательную функцию компрессора, а также низкоинтенсивными диффузионными процессами при испарении аммиака в инертную парогазовую среду (ПГС) и абсорбции водоаммиачным раствором пара аммиака из ПГС [4].

Испаритель и абсорбер в АХА составляют так называемый «контур естественной циркуляции» [5], в котором в режиме естественной конвекции перемещается ПГС, что также снижает интенсивность внутренних процессов теплообмена.

Испаритель АХА обеспечивает и заданный уровень температур в камерах холодильного прибора и требуемую холодопроизводительность. В этой связи актуальным являются исследования режимов работы испарителя, обеспечивающие максимальную энергетическую эффективность АХП, что и является целью настоящей работы.

Моделирование тепловых режимов работы испарителя АХА

Многолетний опыт разработчиков АХА позволил в настоящее время остановиться на прямооточной трехтрубной конструкции испарителя, в которой процесс получения искусственного холода осуществляется при испарении стекающего потока жидкого аммиака в поток ПГС [6]. В такой конструкции предусматривается предварительное охлаждение и потока жидкого аммиака и ПГС (рис.1).

На начальный участок испарителя (сечение I) по каналу 1 поступает жидкий аммиак 4, где он контактирует с потоком очищенной ПГС 5, приходящим по каналу 2. На начальном участке при низком парциальном давлении аммиака в потоке очищенной ПГС (порядка 1,0...1,5 бар [7]) происходит испарение жидкого аммиака при температуре минус 33...минус 28 °С. Это самая минимальная температура испарителя.

Далее в процессе испарения ПГС насыщается паром аммиака. Концентрация аммиака в ПГС и плотность ПГС при этом увеличиваются.

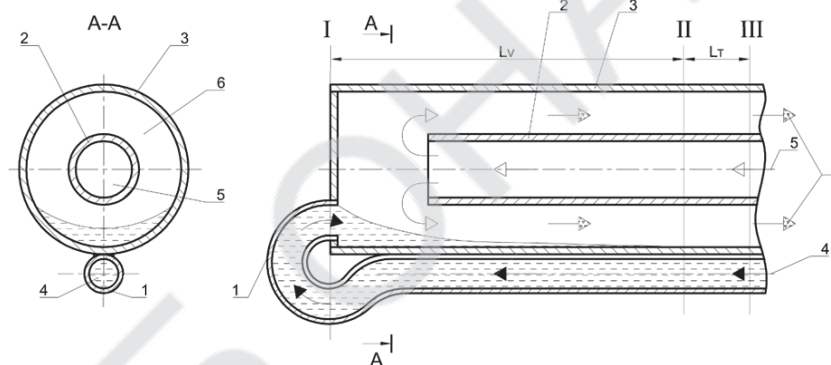


Рис.1. Схема потоков на начальном участке прямооточного испарителя:

а) поперечный разрез; б) начальный участок испарителя;

1 – канал жидкого аммиака; 2 (3) – канал потока очищенной (насыщенной) ПГС; 4 – поток жидкого аммиака; 5 (6) – поток очищенной (насыщенной) ПГС

Во-первых, это приводит к росту парциального давления аммиака и, соответственно, к росту температур испарения. При полном испарении жидкого аммиака в ПГС будут иметь максимальная температура испарения (сечение II).

Во-вторых, возникает разность плотностей между насыщенной аммиаком и ненасыщенной аммиаком ПГС, что приводит в движение контур естественной циркуляции между испарителем и абсорбером АХА.

При течении потоков по испарителю на участке I-II имеют место процессы теплообмена:

а) между потоком испаряющегося аммиака в межтрубном пространстве и потоком жидкого аммиака, проходящего к начальному участку испарителя;

б) между потоком холодной насыщенной ПГС и потоком очищенной ПГС.

Оба процесса идут в режиме противотока и способствуют снижению температуры на начальном участке испарителя [8, 9].

На участке II-III испарение заканчивается и охлаждение поступающих потоков жидкого аммиака и очищенной ПГС осуществляется потоком холодной насыщенной ПГС, движущейся в межтрубном пространстве.

Тепловые режимы прямоточного испарителя АХА определяются температурными и концентрационными параметрами потоков ПГС и жидкого аммиака, поступающих на начальный участок. Концентрация потока очищенной ПГС зависит от режима работы абсорбера, а температура потоков ПГС и аммиака – от режима работы испарителя, т.е. от части холодопроизводительности, идущей на переохлаждение этих потоков. Известно, что на начальном участке прямоточного испарителя достигается минимальная температура испарения аммиака при контакте с очищенной ПГС. С учетом небольших размеров зоны контакта (в современных моделях испарителей величина этой площади порядка 1 см²) можно принять, что процесс взаимодействия происходит в адиабатных условиях.

На основе этого достаточно правомерного допущения ранее получены соотношения для минимальной температуры испарения, соответственно, для режима противотока [10] и прямотока [11]. Под “прямотоком” и “противотоком” в известных работах понимаются направления движения потоков испаряющейся жидкости и ПГС. Соотношение для прямотока было получено с допущением о равенстве числа Льюиса $Le = 1$ в процессе испарения жидкого аммиака в ПГС.

В тоже время, несмотря на использование этого допущения при расчете процессов абсорбции аммиака в химической технологии [12], оно дает удовлетворительные результаты только для случая испарения воды в воздух и приводит к значительным расхождениям в ряде других случаев.

Экспериментальные исследования процесса испарения аммиака в ПГС [13] показали, что значения числа Льюиса лежали в диапазоне $Le = 0,745...0,758$.

При дальнейшем анализе принято $Le = 0,750$.

Расчетное соотношение для прямоточного испарителя получено с учетом допущения об адиабатности процесса испарения, когда вся теплота фазового перехода идет на охлаждение поступающих потоков ПГС и жидкого аммиака до минимальной температуры (v_{\min})

$$\alpha \cdot (\theta_V^S - v_{\min}) = \beta_p \cdot r_{v(\min)} \cdot (P_{x(\min)}^S - P_{x(\min)}), \quad (1)$$

где α – коэффициент конвективного теплообмена в процессе испарения аммиака в ПГС, Вт/(м²·К);

θ_V^S – температура потока очищенной ПГС в начале процесса испарения, °С;

v_{\min} – минимальная температура испарения жидкого аммиака, °С;

β_p – коэффициент массообмена, отнесенный к разности давлений аммиака у поверхности жидкости и в потоке ПГС, кг/(Па·с);

$r_{v(\min)}$ – удельная теплота парообразования аммиака при минимальной температуре испарения v_{\min} , Дж/кг;

$P_{x(\min)}^S$; $P_{x(\min)}$ – давление паров аммиака, соответственно, насыщения при температуре испарения v_{\min} и парциальное в потоке ПГС на входе адиабатного участка, Па; С учетом известных соотношений [14]

$$Le = \frac{\alpha}{\beta \rho C_p} \quad \text{и} \quad \beta = \beta_p \frac{R}{\mu_{\Gamma}} \theta_V^S$$

уравнение (1) примет вид

$$Le \frac{R}{\mu_{\Gamma}} \cdot \theta_V^S \cdot \rho C_p (\theta_V^S - v_{\min}) = r_{v(\min)} (P_{x(\min)}^S - P_{x(\min)}), \quad (2)$$

где $R = 8314$ – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

μ_{Γ} – относительная молекулярная масса ПГС;

ρ , C_p – соответственно, плотность и изобарная теплоемкость ПГС при температуре θ_V^S

и давлении $P_{x(\min)}$, кг/м³ и Дж/(кг·К).

В реальном диапазоне режимов работы современных АХА, когда значения минимальной температуры испарения v_{\min} лежат в диапазоне минус 30...минус 20 °С [15], зависимость давления насыщения аммиака от температуры, полученная аппроксимацией табличных данных [16], имеет вид

$$P_{x(\min)}^S = 0,07 v_{\min} - 15,98, \text{ бар}, \quad (3)$$

где v_{\min} – минимальная температура испарения аммиака, К.

Уравнение (2) с учетом (3) можно решить относительно температур θ_V^S или v_{\min} .

В первом случае уравнение (2) преобразуется в квадратное уравнение

$$\theta_V^S - v_{\min} \cdot \theta_V^S - n = 0, \text{ К} \quad (4)$$

где $n = \frac{0,07 v_{\min} - 15,98 - P_{x(\min)}}{C}$;

$$C = \frac{Le \cdot R \cdot \rho \cdot C_p}{\mu_{\Gamma} \cdot r_{v(\min)} \cdot 10^5}.$$

Физический смысл этого решения состоит в том, что находится температура потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя, обеспечивающая при заданной концентрации очищенной ПГС заданную минимальную температуру испарения.

Или, другими словами – температуру, до которой необходимо охладить поток очищенной ПГС заданной концентрации, чтобы получить заданную минимальную температуру испарения. Во втором случае

$$v_{\min} = \frac{m \theta_V^S + r_{v(\min)} \cdot 10^5 \cdot (P_{x(\min)} + 15,98)}{0,07 \cdot 10^5 \cdot r_{v(\min)} + m}, \quad (5)$$

где $m = Le \frac{R}{\mu_{\Gamma}} \theta_V^S \rho C_p$.

Физический смысл второго решения состоит в том, что определяется минимальная температура испарения аммиака на входе адиабатного участка испарителя, в зависимости от заданной концентрации и температуры входящего потока очищенной ПГС.

Уравнения (4) и (5) являются основой для анализа влияния параметров входящих потоков ПГС и жидкого аммиака на режимы работы трехпоточного испарителя АХА.

Анализ результатов моделирования тепловых режимов работы испарителя АХА

Анализ проводили в диапазоне режимных параметров, характерных для современных АХП.

Так, минимальная температура испарения изменялась от минус 35 °С (морозильник) до минус 20 °С (холодильники с низкотемпературным отделением – НТО). Этим температурам соответствует давление насыщения аммиака 0,93 бар и 1,9 бар. Движущий перепад давлений в испарителе определяется уровнем минимальных температур испарения и степенью очистки потока ПГС в абсорбере. На выходе из абсорбера поток ПГС взаимодействует с потоком слабого ВАР, концентрация которого ограничена коррозионными процессами в генераторе и

практически во всех современных схемах составляет $\xi_w \approx 15\%$ [17]. При такой концентрации и температуре на выходе из абсорбера $T'_A = 44\text{ }^\circ\text{C}$ парциальное давление аммиака в потоке ПГС не может быть меньше 0,7 бар. При температурах $T'_A = 40\text{ }^\circ\text{C}$ и $T'_A = 20\text{ }^\circ\text{C}$ парциальное давление составляет 0,5 бар и 0,2 бар, соответственно. С учетом этих соображений значения движущего перепада давлений в испарителе $\Delta P'$ при проведении анализа лежали в диапазоне от 0,1 до 1,0 бар.

На первом этапе аналитических исследований был проведен анализ влияния числа Льюиса на значения расчетных температур. Оценивалась правомерность принятых допущений с учетом различия режимных и конструктивных параметров. Числа Льюиса изменялись в диапазоне от 0,75 до 1,00. Расчеты показали, что они незначительно влияют на значения расчетных температур в диапазоне $v_{\min} = \text{минус } 35 \dots \text{минус } 20\text{ }^\circ\text{C}$ (максимально до $1\text{ }^\circ\text{C}$). Тем не менее, при дальнейшем анализе использовалось значение $Le = 0,75$, как наиболее близкое к реальным процессам испарения аммиака в ПГС. Результаты расчета разности температур $\Delta T = \theta_V^S - v_{\min}$ на адиабатном участке испарителя приведены на рис. 2.

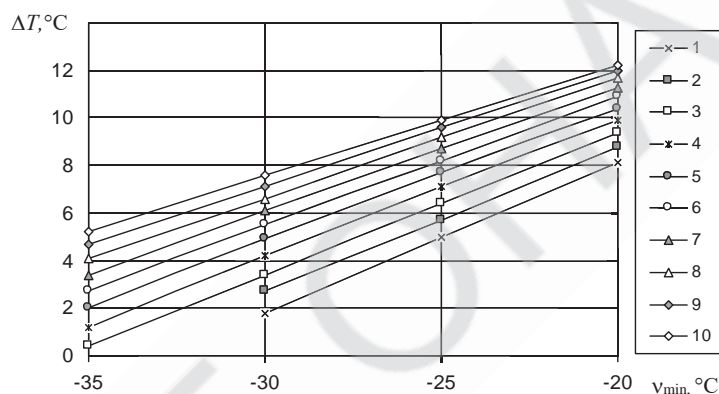


Рис. 2. Влияние минимальной температуры испарения и парциального давления аммиака в ПГС на разность температур на начальном (адиабатном) участке испарителя. Парциальное давление аммиака в потоке очищенной ПГС на входе в испаритель, бар: 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1.

На рис. 3 представлена зависимость температуры потока ПГС от минимальной температуры испарения на адиабатном участке испарителя.

Представленные на рис. 2 и рис. 3 результаты позволяют сделать вывод о необходимости значительного переохлаждения потока очищенной ПГС, особенно в случае морозильников. Так, в диапазоне температур $v_{\min} = \text{минус } 35 \dots \text{минус } 30\text{ }^\circ\text{C}$ среднее значение температуры потока ПГС на входе адиабатного участка лежит в диапазоне от минус 32 до минус 26 $^\circ\text{C}$. Для холодильников с НТО ситуация более благоприятна – поток ПГС необходимо охладить, в среднем, до минус 10 $^\circ\text{C}$.

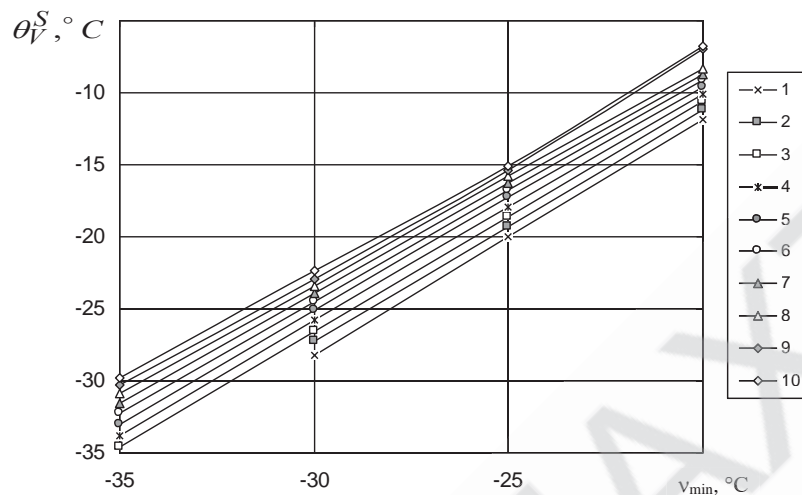


Рис. 3. Зависимость температуры очищенной ПГС от минимальной температуры испарения и парциального давления аммиака в ПГС на адиабатном участке испарителя. Парциальное давление аммиака в потоке ПГС на входе в испаритель, бар: 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1.

Что касается влияния степени очистки инертного газа в абсорбере на режимы работы испарителя, то повышение ее позволяет увеличить температуру потока ПГС на входе адиабатного участка, т.е. уменьшить затраты холода на предварительное охлаждение потока ПГС. В исследуемом диапазоне парциальных давлений аммиака $\Delta P' = 0,1 \dots 1,0$ бар за счет более высокой степени очистки можно увеличить температуру ПГС на входе адиабатного участка испарителя на 4...6 °C для всех типов бытовых АХП.

Расчеты удельных расходов инертного газа и балластной массы аммиака проводили для трех режимов работы при температуре конца испарения: минус 5 °C; 0 °C; плюс 5 °C (рис. 4).

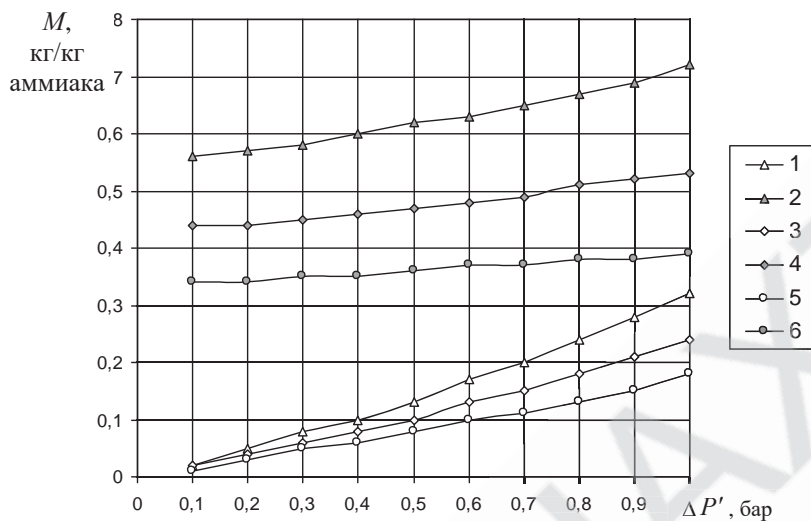


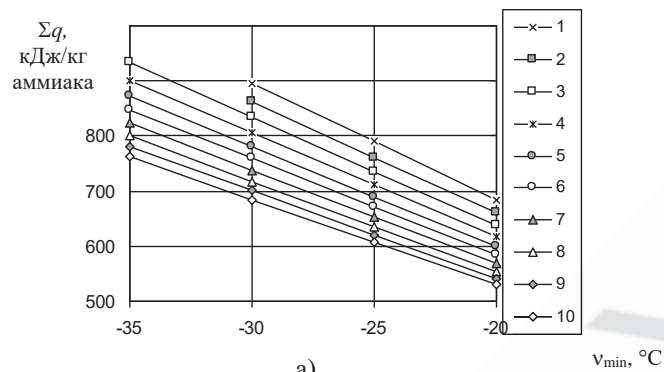
Рис. 4. Результаты расчетов удельных расходов инертного газа и балластной массы аммиака при различных режимах работы испарителя.

Массовая концентрация аммиака в потоке очищенной ПГС на выходе испарителя (ξ_{\max}): 1, 2 – 0,648; 3, 4 – 0,700; 5, 6 – 0,747; 1, 3, 5 – поток балластной массы аммиака; 2, 4, 6, – поток инертного газа.

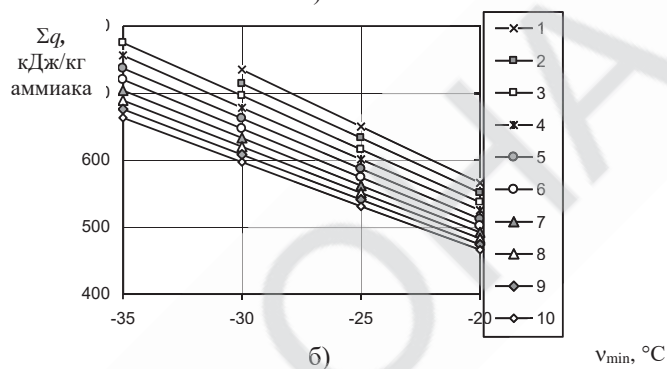
Такие режимы характерны для всего диапазона температур в бытовых АХП. Массовая концентрация потока ПГС для этих температурных режимов составляет, соответственно 0,648; 0,700; 0,747.

Результаты расчета суммарных удельных тепловых нагрузок на охлаждение потоков ПГС и жидкого аммиака в трехпоточном испарителе приведены на рис. 5.

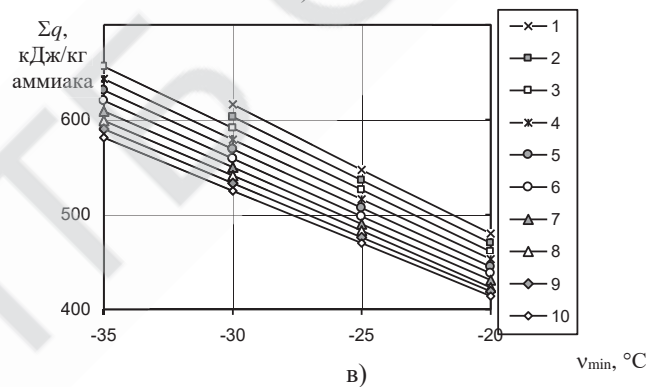
Как показывают результаты, представленные на рис. 5, максимальная тепловая нагрузка теплообменника-охладителя характерна для низкотемпературных АХП. Если принять такую нагрузку за 100 %, то для среднетемпературных она составит 80 %, а для высокотемпературных – 70 %. Повышение степени очистки потока ПГС в абсорбере позволяет уменьшить эту тепловую нагрузку в среднем на 20 %.



а)



б)



в)

Рис. 5. Результаты расчета суммарных удельных тепловых нагрузок на охлаждение потоков очищенной ПГС и жидкого аммиака.
 Парциальное давление аммиака в потоке очищенной ПГС на входе в испаритель, бар:
 1 – 1; 2 – 0,9; 3 – 0,8; 4 – 0,7; 5 – 0,6; 6 – 0,5; 7 – 0,4; 8 – 0,3; 9 – 0,2; 10 – 0,1. Массовая концентрация пара аммиака в потоке очищенной ПГС на выходе испарителя (ξ_{\max}):
 а – 0,648; б – 0,700; в – 0,747.

Анализ результатов, представленных на рис. 5, показывает также, что минимальная температура испарения практически не влияет на распределение тепловой нагрузки, затрачиваемой на охлаждение потоков жидкого аммиака и ПГС. В этой связи можно сделать вывод о том, что в специализированных АХП, работающих на одном, либо двух уровнях температур охлаждения, соотношение тепловых нагрузок на трехпоточном испарителе постоянно.

На распределение тепловых потоков оказывает влияние диапазон температур испарения. Так, в универсальных АХП, работающих в широком диапазоне температур от минус 18 °С до плюс 12 °С, на охлаждение потока ПГС затрачивается около 65 %, в абсорбционных холодильниках с НТО (температуры в двух камерах от минус 12 °С до плюс 5 °С) – 60 %, в однокамерных абсорбционных холодильниках (температура от плюс 5 °С до плюс 12 °С) – 55 %.

Представленные результаты получены в предположении о полном переохлаждении потока аммиака, т.е. доведении его температуры до температуры начала испарения.

Из общефизических представлений следует, что в испарительных системах степень переохлаждения жидкости на входе следует поддерживать максимальной, т.е. температура жидкого аммиака на входе адиабатного участка испарителя должна приближаться к минимальной температуре испарения (v_{\min}). В противном случае произойдет дросселирование недостаточно охлажденного жидкого аммиака в двухфазную область, где в равновесии будут находиться насыщенный пар и жидкость. Наличие дополнительного пара аммиака на адиабатном участке испарителя приведет к снижению движущего перепада в процессе испарения и к росту как минимальной температуры (v_{\min}), так и всех температур в испарителе. Соответствующим образом возрастут и температуры в холодильной камере.

Проведем оценку влияния переохлаждения входящего потока жидкого аммиака на режимы работы адиабатного участка испарителя.

В расчете используем соотношение для удельной энтальпии в двухфазной области

$$i_x = i'(1-x) + i''x, \quad (6)$$

где i' , i'' – удельные энтальпии насыщенной жидкости и насыщенного пара, соответственно;

$$x = \frac{M_{II}}{M_{II} + M_{жс}} - \text{степень сухости.}$$

Из (6) находим

$$x = \frac{i_x - i'}{i'' - i'}. \quad (7)$$

Так как при анализе цикла принято, что $M_{II} + M_{жс} = 1$, то

$$M_{II} = \frac{i_x - i'}{i'' - i'}. \quad (8)$$

Результаты расчетов представлены в табл.1.

Таблица 1 – Результаты расчета потоков пара аммиака на адиабатном участке испарителя, обусловленных неполным охлаждением жидкого аммиака, M_{II} , кг/кг аммиака

Температурный напор на начальном адиабатном участке испарителя, °С	Минимальная температура испарения, v_{\min} , °С			
	минус 35	минус 30	минус 25	минус 20
5	0,016	0,016	0,017	0,017
10	0,032	0,033	0,033	0,034
15	0,049	0,049	0,050	0,051

20	0,065	0,066	0,068	0,068
----	-------	-------	-------	-------

Анализ результатов расчета показывает, что для всех типов абсорбционных холодильных аппаратов достаточным будет снижение температуры жидкого аммиака на входе испарителя на 5 °С по сравнению с температурой испарения. В этом случае температуры в испарителе возрастут в среднем 1,5 °С.

Особое внимание на предварительное охлаждение жидкого аммиака следует обращать разработчикам универсальных АХП с широким диапазоном температур охлаждения. В таких аппаратах при температурном напоре на входном участке испарителя 5 °С рост температур по длине достигает 2,5 °С.

Выводы

Моделирование и анализ режимов работы АХА с использованием результатов экспериментальных исследований серийных и опытных образцов АХА показали, что:

а) для реализации нормативных температурных режимов в камерах охлаждения бытовых АХП необходимо обеспечивать предварительное охлаждение потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя с недорекупацией в 1...5 °С (для морозильников) и в 5...10 °С (для моделей с НТО);

б) повышение степени очистки потока ПГС в абсорбере за счет интенсификации наружного теплообмена или посредством использования «бросового» холода испарителя позволяет повысить температуру потока очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя на 4...6 °С, т.е. уменьшить затраты холода на предварительное охлаждение на 10 (для морозильников)...15 % (для моделей с НТО);

в) на распределение тепловой нагрузки, идущей на предварительное охлаждение потоков очищенной ПГС и жидкого аммиака в трехпоточном испарителе АХА, оказывает влияние диапазон температур испарения;

г) для всех типов АХА, за исключением работающих в составе универсальных АХП, на входе адиабатного участка трехпоточного испарителя достаточно поддерживать температурный напор в 5 °С между потоком жидкого аммиака и минимальной температурой испарения.

Литература

1. Melanie Ashton. UNIDO Releases Guide on Transitioning to Natural Refrigerants. [Электронный ресурс]. URL : <http://sdg.iisd.org/news/unido-releases-guide-on-transitioning-to-natural-refrigerants/>
2. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань: ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – [Чинний від 1995-7-20] – К. : Держстандарт України, 1996. – 22 с. – (Національний стандарт України).
3. Dincer I., Ratlamwala T. A. Developments in Absorption Refrigeration Systems. Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology. 2016. P. 241-257. doi:10.1007/978-3-319-33658-9_8.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.
5. 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. No 8. P. 517-521.
6. Norcold RV Refrigerators And Parts For Sale! [Электронный ресурс]. URL : <https://thenorcoldguy.com/norcold-refrigerator-wont-get-cold-enough/>
7. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. 166 с.
8. Laguerre O., Derens E., Palagos B. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator. Int.J. Refr. 2002. Vol. 25. No 5. P. 653-659.

9. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Моделирование режимов работы испарителя абсорбционного холодильного агрегата (АХА). *Харчова наука і технологія*. 2011. 1(14). С. 102-106.
10. Морозюк Л. И. Решение психрометрической задачи в абсорбционно-диффузионной холодильной машине методом аналогий. *Холодильная техника и технология*. 2000. 69. 57-62.
11. Васильев О. Б., Титлов А.С. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов. *Холодильная техника и технология*. 1999. 60. 28-37.
12. Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. – М: Химия, 1982. 696 с.
13. Adnan Sozen, Engin Ozbas, Tayfun Menlik, M. Tarik Cakir, Metin Guru, Kurtulus Boran. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 2012. No 33-34. 44-53.
14. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
15. Бабакин Б. С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. – Рязань: Узоречье, 2005. – 860 с.
16. Богданов С.Н. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. 320 с.
17. Ищенко И. Н., Титлов А.С. Анализ влияния давления в системе на процессы теплообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата. *Харчова наука і технологія*. 2012. 4 (21). 108-112.

УДК 621.575

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

**Титлов А.С., д.т.н., профессор, Дорошенко В.М., д.т.н., профессор, Закушняк М.Ю.,
магистр
Одесская национальная академия пищевых технологий**

Компрессорные станции магистральных трубопроводов, оснащенные газотурбинными агрегатами, имеют значительное количество низкопотенциального тепла, которое в настоящее время выбрасывается в окружающую среду с продуктами сгорания. При этом бросовое тепло может быть использовано для решения различных задач при транспортировке газа непосредственно на компрессорных станциях. Одна из таких задач – предварительное охлаждение газа перед компримированием. Для решения этой задачи необходимо использовать источник искусственного холода, а в нашем случае, с учетом наличия бросового тепла – теплонпользующую холодильную машину. С учетом современного состояния разработок и уровня техники можно сделать вывод, что наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ). В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы [1] уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников – изобутан; для средних

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ТРЕХПОТОЧНОМ ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА <i>Титлов А.С., Васылив О.Б., Адамбаев Д.Б.</i>	165
ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ БРОСОВОЙ ТЕПЛОТЫ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ <i>Титлов А.С., Дорошенко В.М., Закушняк М.Ю.</i>	175
РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ <i>Титлов А.С., Титлова О.А., Березовская Л.В.</i>	178
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ НА СУДАХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ <i>Титлов О.С., Адамбаев Д.Б., Редунов Г.М.</i>	180
РОЗРОБКА СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ <i>Титлов О.С., Осадчук Є.О., Васи́лів О.Б., Адамбаев Д.Б.</i>	182
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА <i>Холодков А.О., Титлов А.С., Титлова О.А.</i>	184
РАЗРАБОТКА ПЕРВИЧНЫХ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКАХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ <i>Цой А.П., Титлов А.С., Алимкешиова А.Х., Джамашева Р.А.</i>	195
РАЗРАБОТКА БЫТОВЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОВЫМИ КАМЕРАМИ <i>Титлов А.С., Гратий Т.И., Козонова Ю.А., Приймак В.Г.</i>	211
ПРЯМЕ ПІДКЛЮЧЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО НАСОСУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ВІД ФОТОЕЛЕКТРИЧНОГО МОДУЛЯ <i>Баганов Є.О., Соловійов М.В.</i>	213
Секція 2: «ЕКОЛОГІЯ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА РАЦІОНАЛЬНЕ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ»	217
МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА АТМОСФЕРНЕ ПОВІТРЯ І ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ <i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	218
МОРСЬКІ НАФТОВІ ТЕРМІНАЛИ – ДЖЕРЕЛА ВПЛИВУ НА ВОДНІ РЕСУРСИ І ШЛЯХИ ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ <i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	221
ПРИРОДООХОРОННІ ЗАХОДИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОГО ПОВОДЖЕННЯ З ВІДХОДАМИ НАФТОВИХ ТЕРМІНАЛІВ <i>Купріяшкіна О.В., Зацеркляний М.М., Столевич Т.Б.</i>	223

Наукове видання

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за матеріалами
XVIII Всеукраїнської науково-технічної
онлайн-конференції

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ»

29-30 вересня 2020 року

(українською, російською, англійською мовами)

Підписано до друку 6.10.2020
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк офсетний. Ум. др. арк. 16,27. Наклад 100 прим.
Зам № 231120/2

Надруковано з готового оригінал-макету у друкарні «Апрель»
ФОП Бондаренко М.О.
65045, м. Одеса, вул. В.Арнаутська, 60
тел.: +38 048 700 11 55
www.aprel.od.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців ДК № 4684 від 13.02.2014 р.