

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ім В.С. МАРТИНОВСЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ ПРИКЛАДНОЇ ЕКОЛОГІЇ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

МАТЕРІАЛИ

XVI Всеукраїнської
науково-технічної
конференції

АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ

5-7 жовтня 2016 року, м. Одеса



ОДЕСА

2016

ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Голова:

Сторов Богдан Вікторович – ректор Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

Замісники:

Поварова Наталія Миколаївна – проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій, к.т.н., доцент,

Косой Борис Володимирович – директор Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

Члени оргкомітету:

Артеменко С.В.	Котлик С.В.	Роженцев А.В.
Бошкова І.Л.	Крусір Г.В.	Сагала Т.А.
Бошков Л.З.	Мазур В.О.	Семенюк Ю.В.
Василів О.Б.	Мазур О.В.	Смирнов Г.Ф.
Гоголь М.І.	Мілованов В.І.	Тітлов О.С.
Дьяченко Т.В.	Морозюк Л.І.	Шпирко Т.В.
Желєзний В.П.	Нікулина А.В.	Хлієва О.Я.
Зацеркляний М.М.	Ольшевська О.В.	Хмельнюк М.Г.
Князева Н.О.	Плотніков В.М.	Хобин В.А.
Кологривов М.М.	Роганков В.Б.	Цикало А.Л.

Відповідальний за випуск: Тітлов О.С., завідувач кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв

Мова видання: українська, російська, англійська

За достовірність інформації відповідає автор публікації

Рекомендовано до друку Радою факультету прикладної екології, енергетики та нафтогазових технологій, протокол № 2 від 21 вересня 2016 року.

А 43 Актуальні проблеми енергетики та екології / Матеріали XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Херсон: ФОП Грінь Д.С., 2016. – 312 с.

ББК 31:20.1

ISBN 978-966-930-137-6

© Одеська національна академія харчових технологій

© Факультет прикладної екології, енергетики та нафтогазових технологій

СЕКЦІЯ 5:

. ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕНЕРГОМАШИНОБУДУВАННЯ

ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ В ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЦІ І ЕНЕРГОМАШИНОБУДУВАННІ

6. Герлига В.А., Хабенский В.Б. Нестабильность потока теплоносителя в энергооборудовании АЭС. – М.: Атомэнергоиздат, 1994. – 288 с.
7. Коврижкин Ю.Л., Скалозубов В.И. Термоакустическая неустойчивость теплоносителя в активной зоне ВВЭР. – Одесса: ТЭС, 2003. – 172 с.

УДК 621.575

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Озолин Н.Е.¹, аспирант, Титлов А.С.¹, д-р техн. наук, профессор, Краснопольский А.Н.², главный менеджер научных проектов

1- Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

2 - Ариельский университет, Израиль

Показаны перспективы применения теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных агрегатов (АВХА) в системах кондиционирования на базе солнечных коллекторов. Предложена новая оригинальная конструкция АВХА периодического действия. Разработана методика расчета таких периодических циклов и определены энергетически эффективные режимы работы в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника.

Ключевые слова: водоаммиачный абсорбционный холодильный агрегат периодического действия, солнечные коллектора

The prospects of using heat absorption water-ammonia refrigeration units (AWRU) in air conditioning systems based on solar collectors. A new original design of periodic operation AWRU. A method for calculating such periodic cycles and energy-efficient modes of operation depending on the temperature of the cooling medium, the temperature of the cooling facility, the temperature of the heating source.

Keywords: water-ammonia absorption refrigeration unit, solar collectors

Циклы АВХМ реализованные в насосной и безнасосной схеме. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономные, но недостаточно эффективны.

Рабочее тело насосных АВХМ – ВАР, безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды t_h , температуры охлаждающей среды t_w , температуры объекта охлаждения t_{ob} . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [1-4].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения (t_{ob} , °C), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника.

Современные методики расчета [5-7] не учитывают такую взаимозависимость температур в абсорбционном холодильном цикле, так как допускают наличие источника тепловой энергии с необходимым температурным потенциалом.

В то же время, анализ параметров источников бросовой и альтернативной тепловой энергии показывает, что значительная их часть не может быть использована для реализации традиционных циклов АВХМ из-за недостаточно высокого температурного потенциала. К этим источникам относятся отходные газы ДВЗ, геотермальные источники и солнечные коллекторы.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

Проведение вариантных и оптимизационных расчетов циклов АВХМ невозможно без использования данных о свойствах водоаммиачного раствора (ВАР). На сегодня не существует единого уравнения состояния ВАР, которое удовлетворительно описывает его свойства в широком диапазоне температур и давлений, что связано с физико-химической аномальностью системы вода-аммиак. Поэтому использование табличных данных до сих пор не утратило актуальности.

Выбор системы MathCAD для расчета цикла АВХМ связан с простотой использования графического интерфейса системы. Была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD.

Возможно использование табличных данных в зависимости от набора двух произвольных параметров состояния термодинамической системы вода-аммиак. Такое расширение базового набора позволяет проводить расчет цикла АВХМ при различных вариациях исходных данных.

Алгоритм расчета циклов АВХА ПД

Схема потоков в АВХА ПД в различные периоды его работы приведена на рис.1.

В период зарядки АВХА ПД, на генератор (красный цвет на рис. 1.а)) поступает тепловой поток $Q_{гр}$, при температуре t_h . В начальный период, когда зоны АВХА ПД находятся при одинаковых температурах, равных температуре окружающей среды, состав рабочего тела (ВАР) одинаков в обеих зонах. Абсорбер-испаритель (зелёный цвет на рис.1.а)) находится при температуре атмосферного воздуха (t_w) и отводит теплоту абсорбции Q_a .

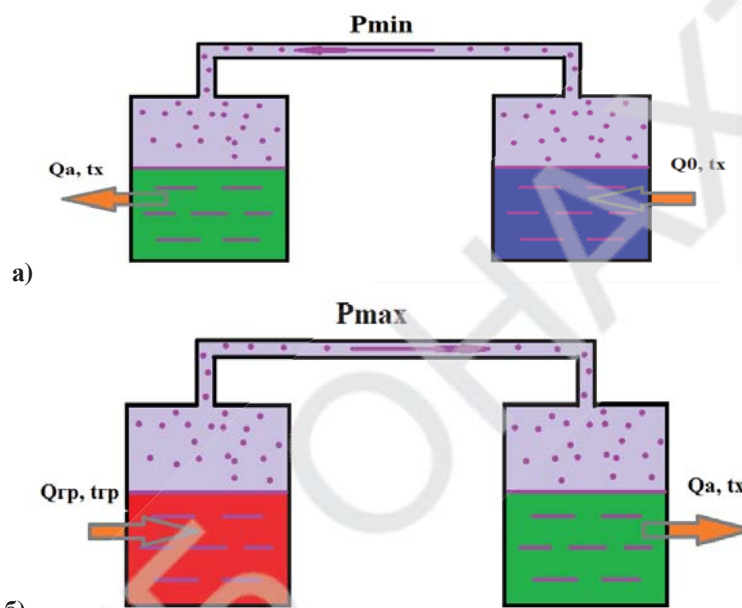


Рис. 1 – Схема потоков тепла и массы при работе АВХА ПД:
а) – работа в период зарядки; б) – работа в период охлаждения

В период зарядки (рис. 1.а)), происходит перемещение преимущественно легкокипящего компонента (аммиака) из генератора-абсорбера (Г-А) в зону абсорбера-испарителя (А-И). Температура при этом в Г-А увеличивается от температуры окружающей среды до некоторой температуры t_h , значение которой определяется начальным составом ВАР. В конце процесса выпаривания, температура в Г-А $t_h \Rightarrow \max$, давление в системе также максимально, а температуру А-И принимаем постоянной и равной t_w . В это же время, максимальная доля аммиака в ВАР находится в А-И, а минимальная – в Г-А.

В период охлаждения (рис. 1.б)), зона Г-А переходит в область температур окружающей среды, т. е. тепловой поток от источника тепла блокируется, а на внешнюю поверхность подается наружный воздух. За счёт смещения равновесия в ВАР, при понижении температуры в Г-А система переходит в зону пониженных давлений. Во внутреннем объёме АВХА ПД, давление падает до минимального (в первоначальный момент) значения P_{min} . Насыщенный аммиаком ВАР в А-И в этот момент вскипает с отводом тепла от потока наружного воздуха. При охлаждении ВАР, в Г-А из окружающей среды за счёт разности температур возникает тепловой поток Q_0 , который и представляет собой холодопроизводительность АВХА ПД. Образующийся пар аммиака абсорбируется в зоне Г-А с отводом теплоты абсорбции Q_a в окружающую среду с температурой t_x . В этом процессе происходит монотонное увеличение давления с соответствующим ростом температуры в зоне А-И. Воздушный поток, который омывает наружную поверхность А-И, охлаждается до температур ниже точки росы, и из него выпадает

конденсат воды. Процесс охлаждения происходит до установления температурного равновесия в зонах Г-А и А-И.

Для практической реализации предложенного способа получения воды из атмосферного воздуха необходимо оценить холодопроизводительность АВХА ПД при работе в различных климатических условиях, с перспективой максимального использования в засушливых жарких зонах планеты. Эта холодопроизводительность будет определяться количеством тепла, отобранного от воздуха при его охлаждении ниже температуры точки росы. В

связи с этим, исходные данные будут включать температуру и влагосодержание атмосферного воздуха и возможную максимальную температуру греющего источника t_h .

На начальном этапе расчёта необходимо задаться равновесным начальным составом ВАР – $x_{нач}$ (в жидкой фазе) и $y_{нач}$ (в паровой фазе). При расчёте примем количество ВАР в Г-А и А-И одинаковым. При равенстве температур $t_x^{Г-А} = t_x^{А-И}$, состав фаз будет определяться как:

а) для жидкой фазы:

$$x_{Г-А}^{нач} = \frac{m_{Г-А(x)}^A}{m_{Г-А(x)}^A + m_{Г-А(x)}^B} = x_{А-И}^{нач} = \frac{m_{А-И(x)}^A}{m_{А-И(x)}^A + m_{А-И(x)}^B} \quad (2.1)$$

а) для паровой фазы:

$$y_{Г-А}^{нач} = \frac{m_{Г-А(y)}^A}{m_{Г-А(y)}^A + m_{Г-А(y)}^B} = y_{А-И}^{нач} = \frac{m_{А-И(y)}^A}{m_{А-И(y)}^A + m_{А-И(y)}^B} \quad (2.2)$$

В период зарядки (рис. 1.а) из зоны Г-А в зону А-И переходит некоторое количество пара аммиака и пара воды. Максимально возможное значение доли аммиака в жидкой фазе в А-И будет определяться следующей зависимостью:

$$x_{А-И}^{max} = \frac{m_{А-И(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A}{m_{А-И(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A + m_{А-И(x)}^B + \Delta m_{(x)}^B} \quad (2.3)$$

Соответственно, в Г-А произойдёт убыль этой массы:

$$x_{Г-А}^{min} = \frac{m_{Г-А(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A}{m_{Г-А(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A + m_{Г-А(x)}^B - \Delta m_{(x)}^B} \quad (2.4)$$

где $\Delta m_{(x)}^A$ и $\Delta m_{(x)}^B$ – соответственно, масса аммиака и воды в жидкой фазе, перешедшая из Г-А в А-И.

Значения $x_{Г-А}^{min}$ и значения $x_{Г-А}^{max}$ связаны между собой при помощи термодинамических параметров (P, t).

Задачей термодинамического расчёта АВХА ПД является определение рабочего диапазона с оценкой холодопроизводительности, которая и определяет производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха методом механического осушения (обеспечения в зоне контакта стенки и воздуха температуры ниже точки росы).

Расчёт проведён для диапазона режимных параметров:

а) температура греющего источника (на стенке генератора) $t_h = 65..95$ °С;

б) температура «холодного» источника (температура атмосферного воздуха) $t_w = 25..45$ °С;
В качестве рабочего тела использован водоаммиачный раствор (ВАР).

В расчётах принимаем максимальную рабочую температуру в зоне охлаждения равной 10 °С;

Результаты расчета и анализ

На рис. 2 (а, б, в) приведены зависимости максимального и минимального состава (по ВАР) от температур греющей среды $t_h = 65..95$ °С при фиксированной температуре атмосферного воздуха, равной $t_w = 25, 35, 45$ °С.

Анализ зависимостей на рис. 2 показывает, что при увеличении температуры греющего источника снижается доля аммиака в зоне генерации, что позволяет в период охлаждения получить более высокий движущий потенциал поглощения в процессе абсорбции, т.е. имеется возможность увеличить холодопроизводительность АВХА ПД и производительность установки по воде.

На рис. 3 приведены зависимости максимального состава в зоне А-И от температуры греющего источника $t_{гр}$ при фиксированных температурах атмосферного воздуха $t_w = 25, 35, 45$ °С, соответственно.

Анализ рис. 3 показывает, что с увеличением температуры греющего источника во всех случаях увеличивается доля аммиака в зоне охлаждения, а это увеличивает производительность установки по воде.

На рис. 2.б приведені залежності максимального тиску в системі від мінімального складу в зоні Г-А і температури греючого джерела ($t_h = 65, 75, 85, 95 \text{ }^\circ\text{C}$) при температурі атмосферного повітря $35 \text{ }^\circ\text{C}$. Аналіз рис. 2.б показує, що з збільшенням температури і частки аміака в ВАР в зоні генерації, тиск в АВХА ПД зростає, причём цей ріст найбільш помітний при максимальних значеннях X_{\min} .

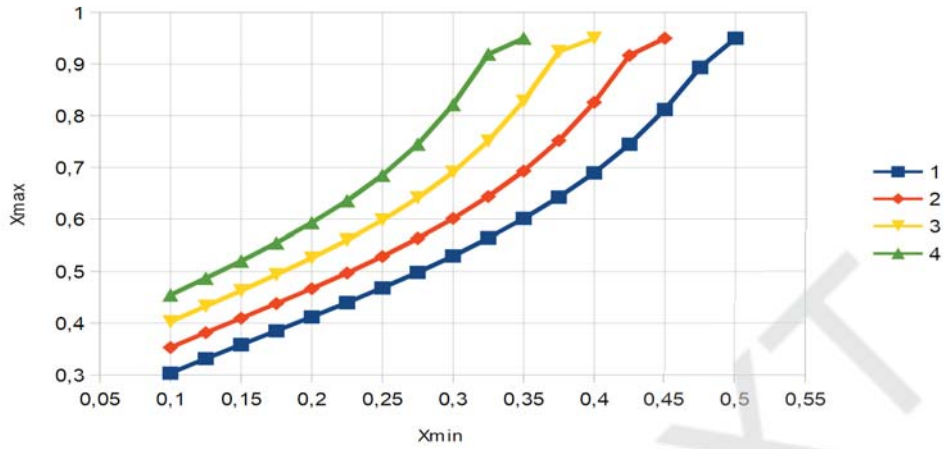


Рис.2.а)

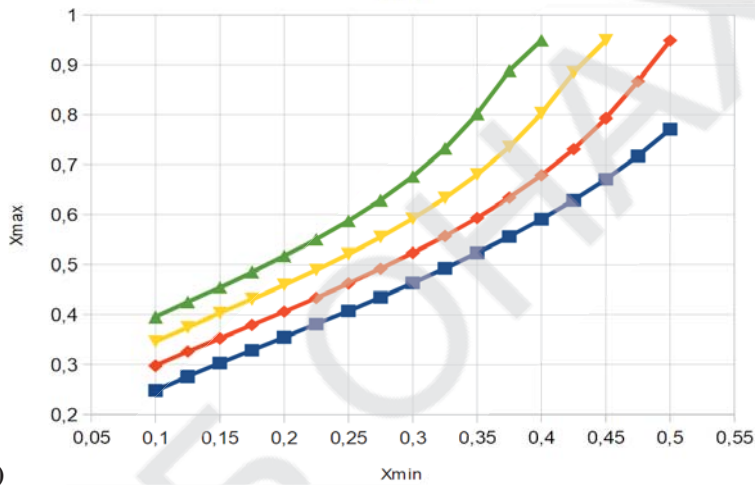


Рис.2.б)

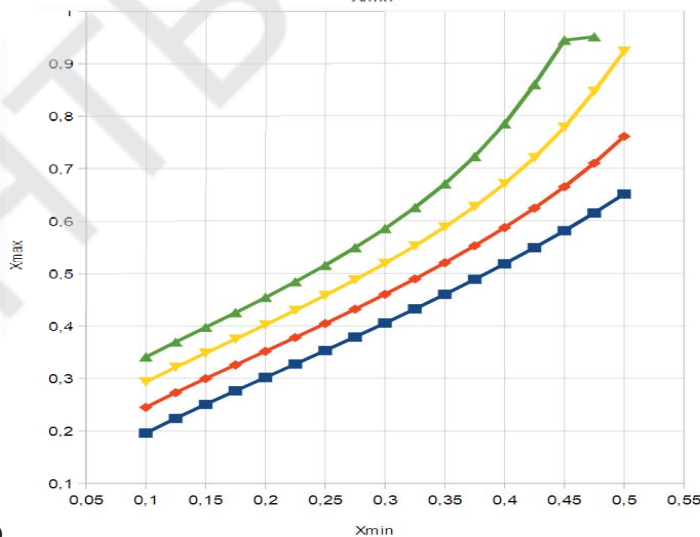


Рис.2.в)

Рис. 2 – Соотношение между максимальным и минимальным составом ВАР при фиксированной температуре атмосферного воздуха и различных температурах греющего источника:

а) $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ б) $t_w = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ в) $t_w = 45 \text{ }^\circ\text{C}$; 1, 2, 3, 4 – температура греющего источника, соответственно: 65, 75, 85, 95 $^\circ\text{C}$.

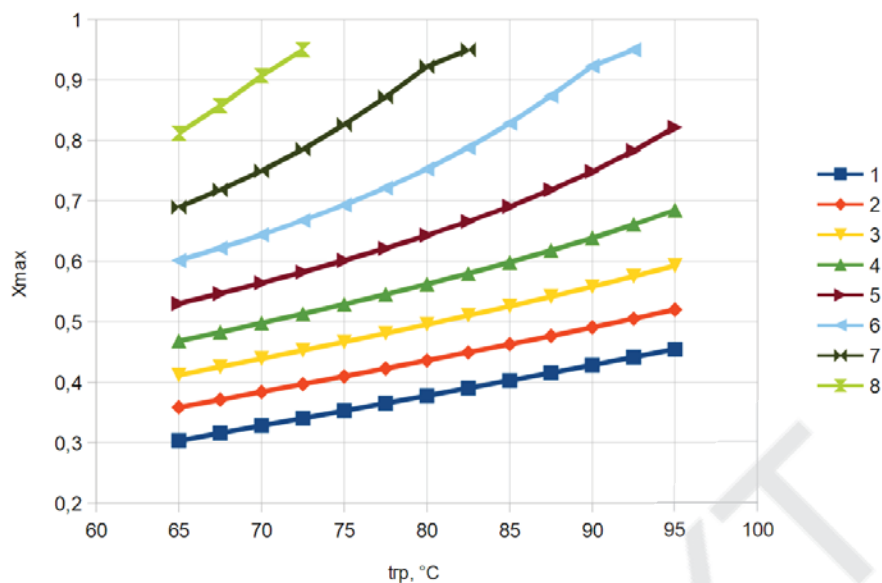


Рис. 3.а)

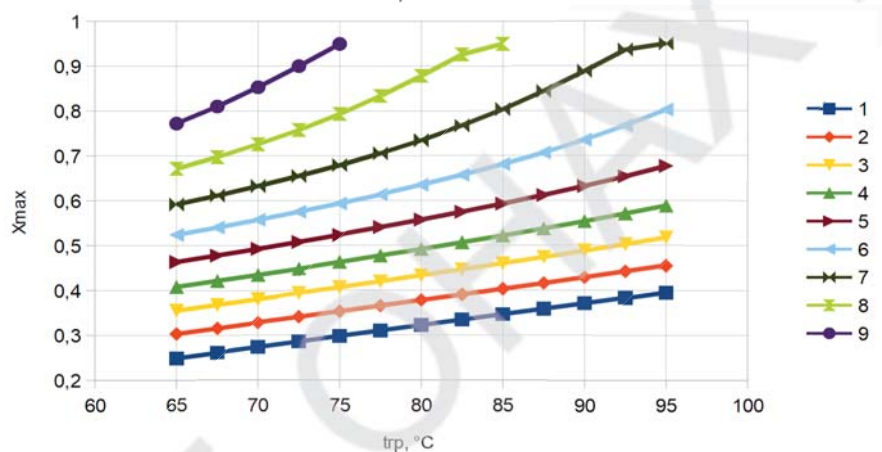


Рис. 3.б)

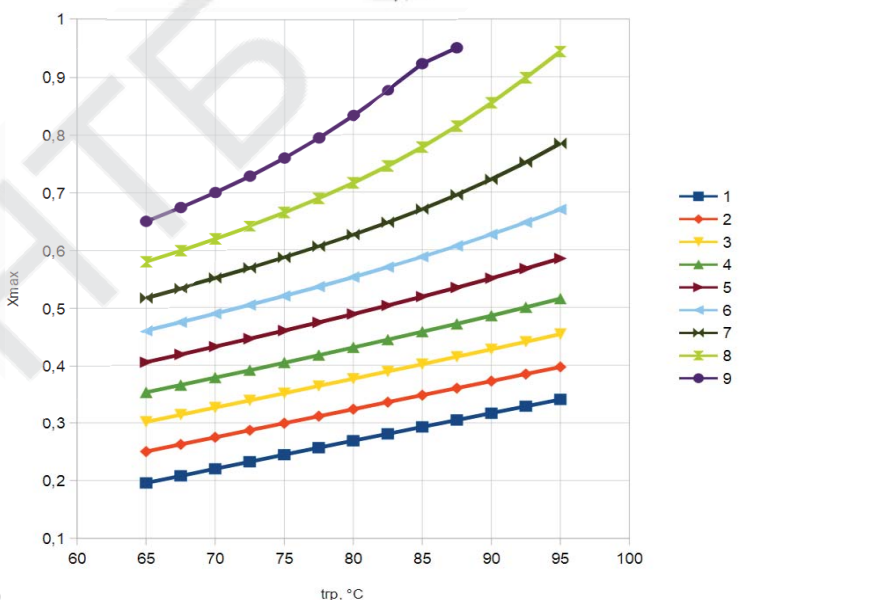


Рис. 3.в)

Рис. 3 – Влияние температуры греющего источника на состав ВАР в зоне охлаждения при различных составах ВАР в генераторе-абсорбере и фиксированной температуре атмосферного воздуха: а) $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$ б) $t_w = 35\text{ }^\circ\text{C}$ в) $t_w = 45\text{ }^\circ\text{C}$; 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – состав ВАР при минимальной доли аммиака X_{\min} , соответственно: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5

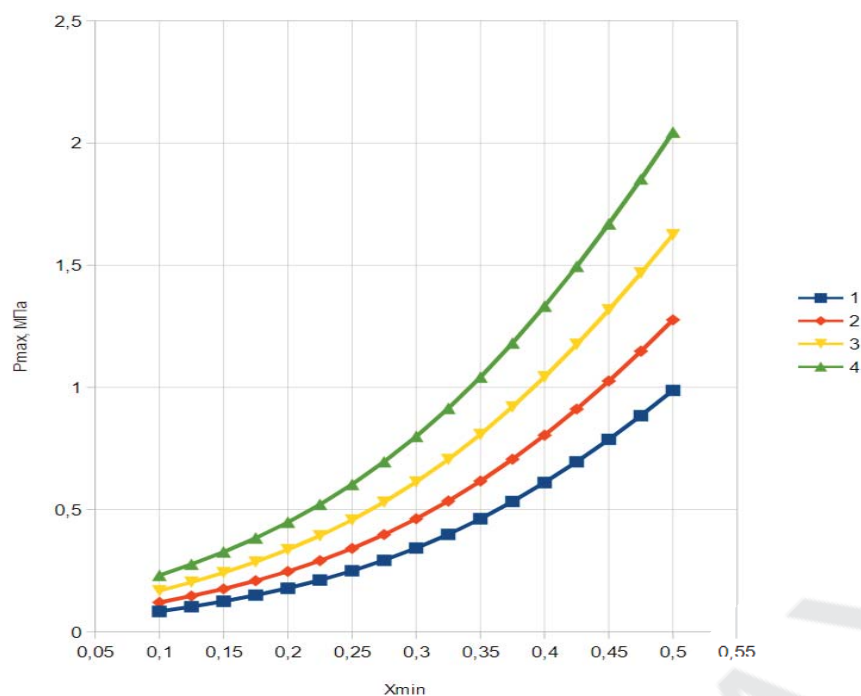


Рис. 4 – Зависимость максимального давления в АВХМ ПД от минимального состава ВАР в зоне генерации и температуры греющего источника для всего диапазона температур атмосферного воздуха: 1, 2, 3, 4 – температура греющего источника, соответственно: 65, 75, 85, 95 °С

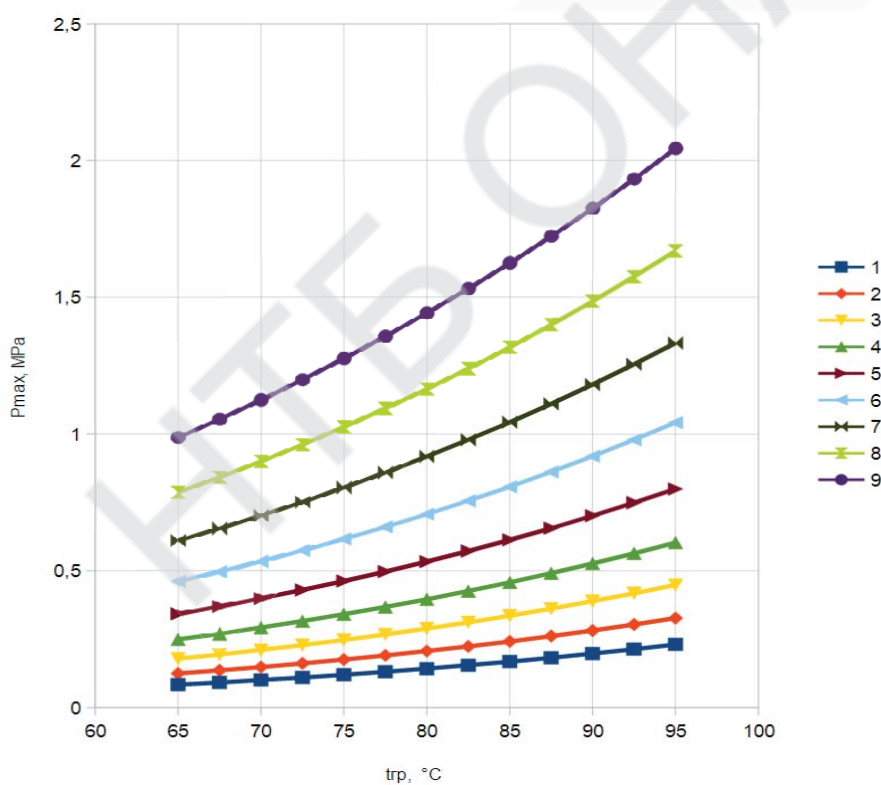


Рис. 5 – Зависимость максимального давления в АВХМ ПД от минимального состава ВАР в зоне генерации и температуры греющего источника для всего диапазона температур атмосферного воздуха: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – состав ВАР при минимальной доли аммиака X_{\min} , соответственно: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5.

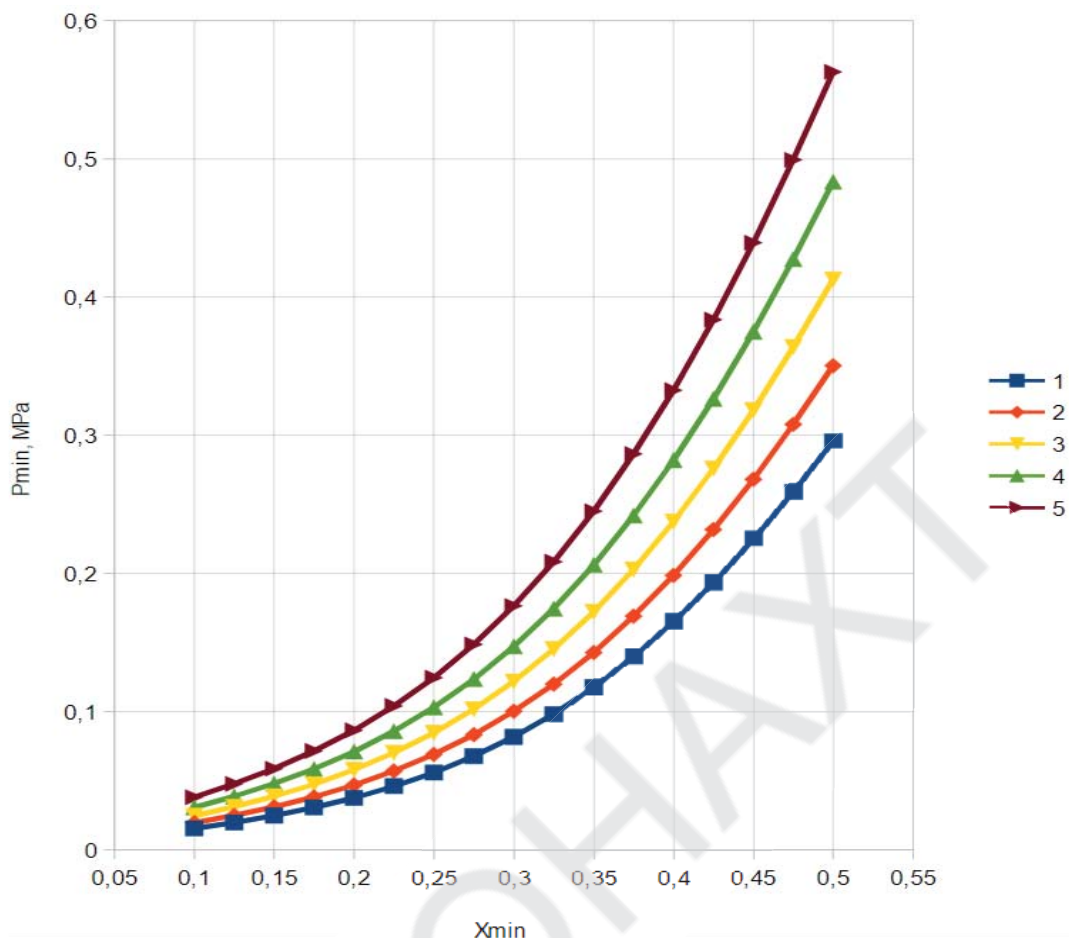
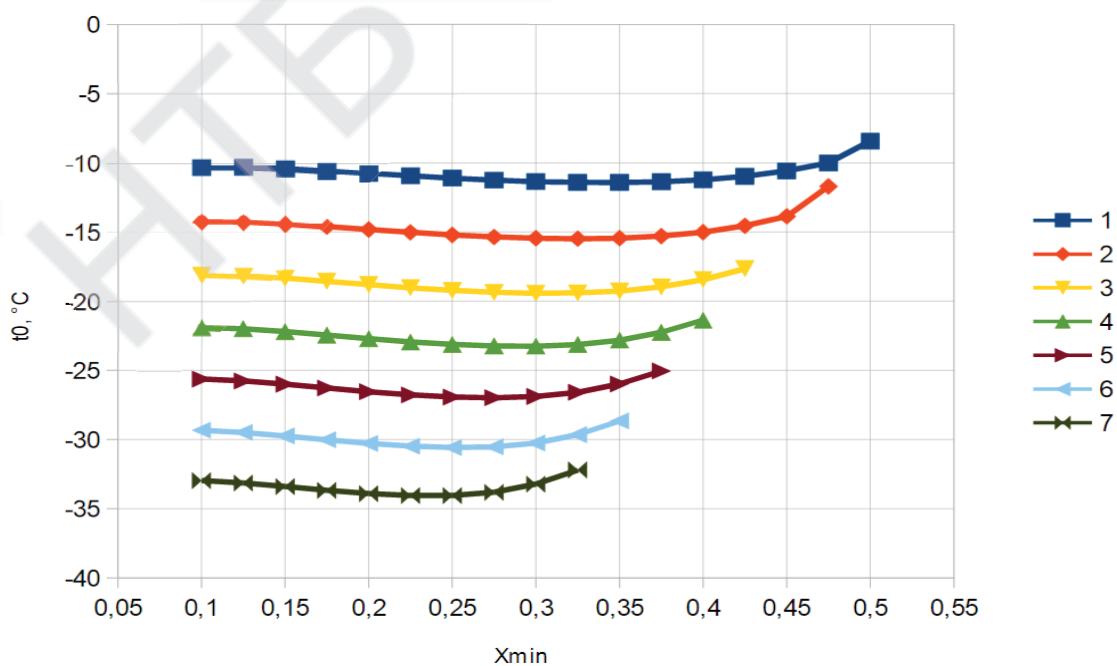


Рис. 6 – Зависимость минимального давления в АВХА ПД от минимального состава смеси в зоне генерации и температуры атмосферного воздуха для всего диапазона греющих температур: 1, 2, 3, 4, 5 – температура атмосферного воздуха, соответственно: 25, 30, 35, 40, 45 °С



а)

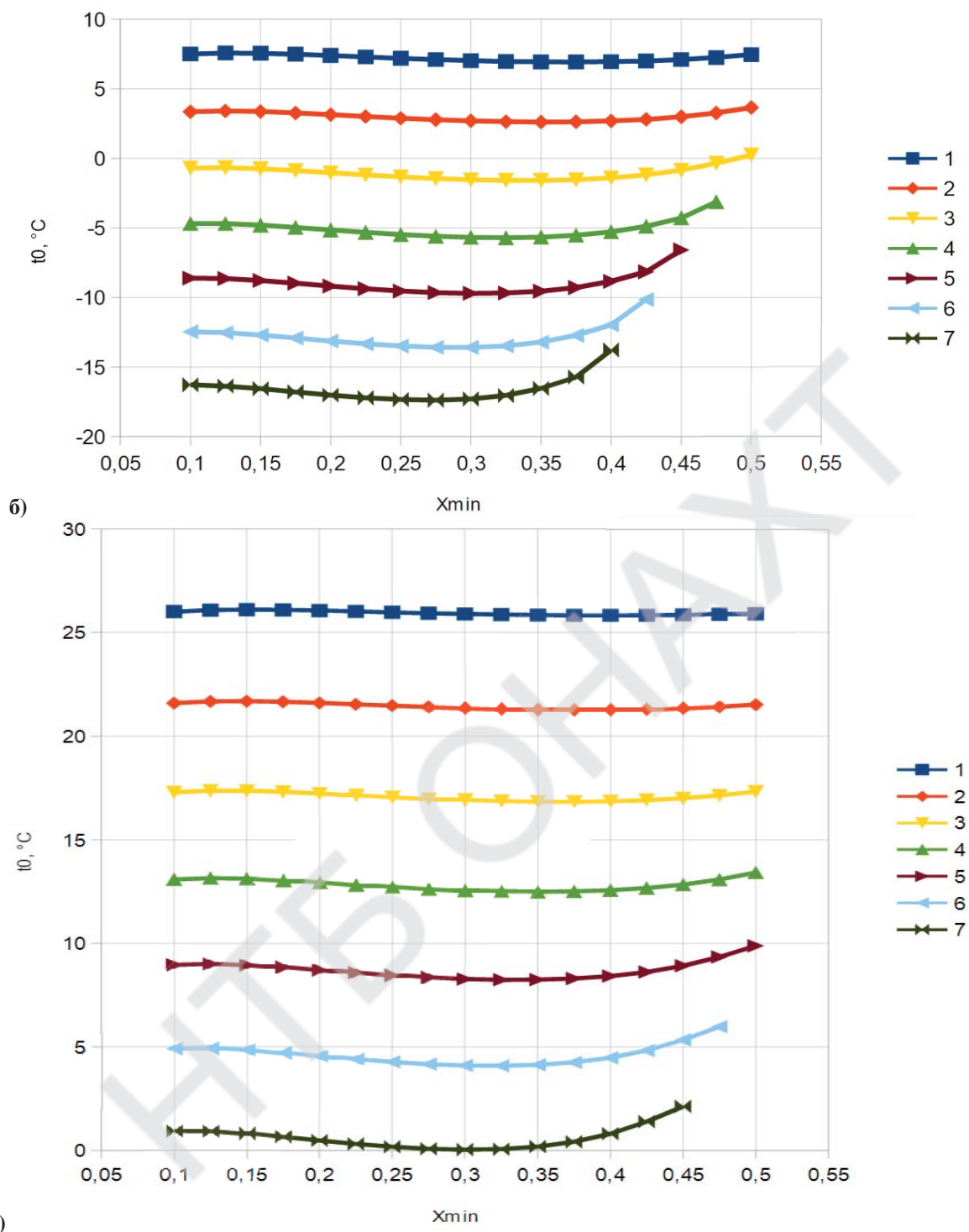


Рис. 7 – Зависимость минимальной температуры в зоне охлаждения от состава ВАР в зоне генерации и температуры греющего источника при фиксированной температуре атмосферного воздуха: а) $t_w = 25\text{ °C}$ б) $t_x = 35\text{ °C}$ в) $t_w = 45\text{ °C}$: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – температура греющего источника, соответственно: 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95 °C

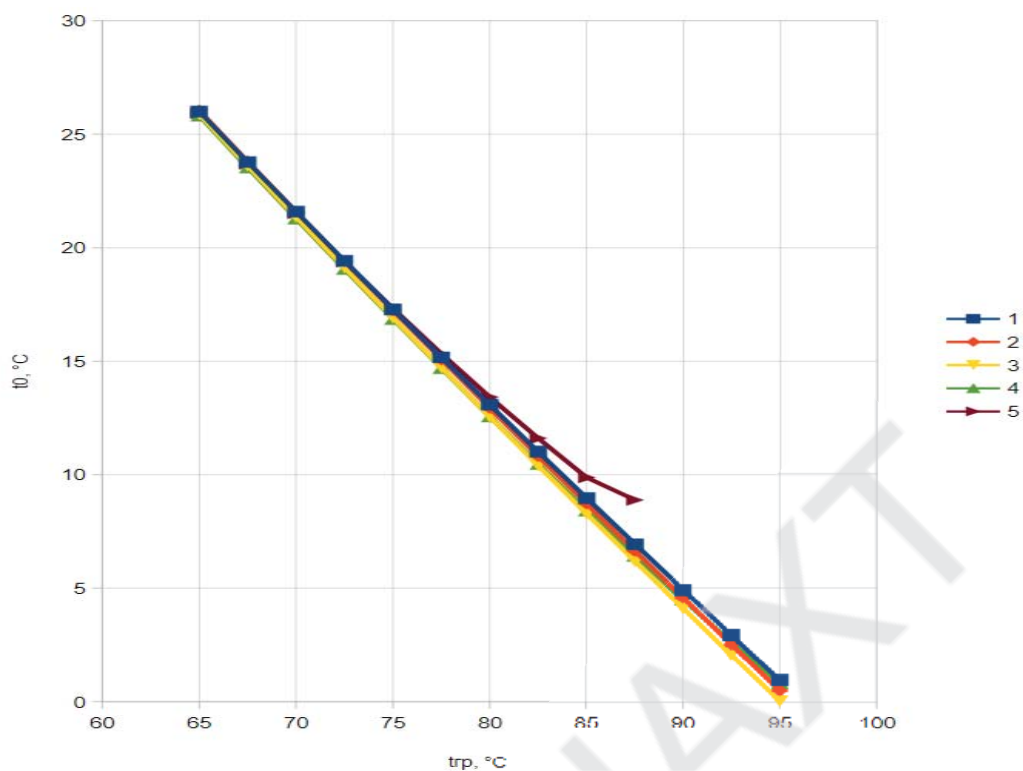
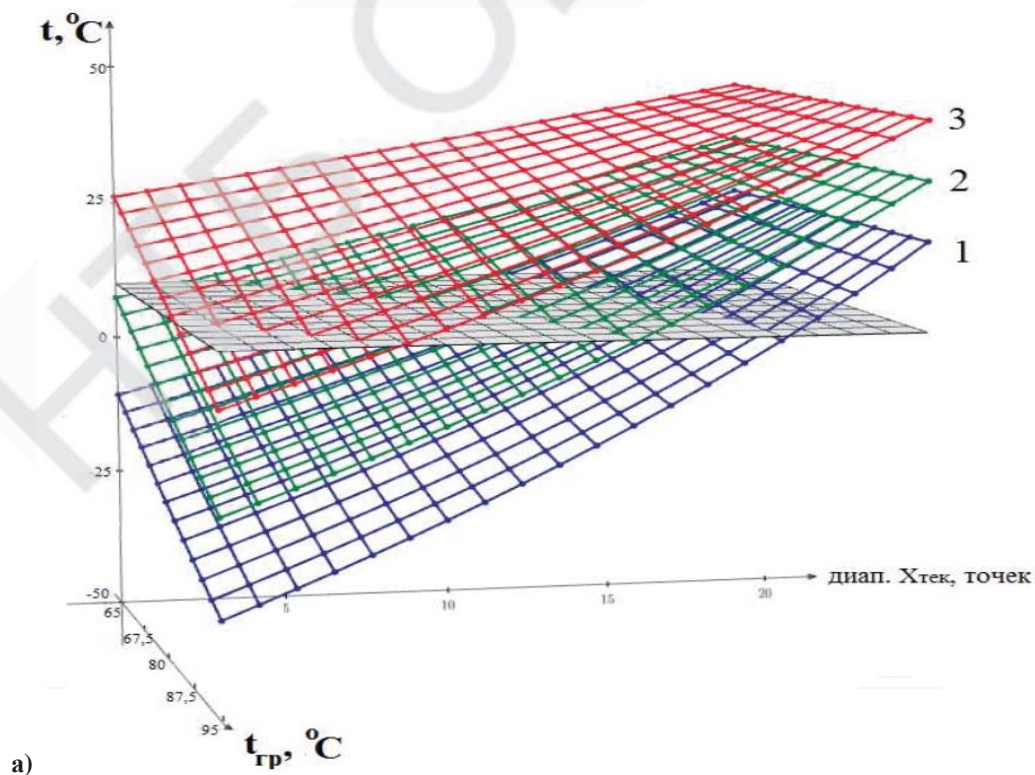


Рис. 8 – Зависимость минимальной температуры в зоне охлаждения от температуры греющего источника и состава ВАР в зоне генерации при фиксированной температуре атмосферного воздуха $t_w = 35$ °C: 1, 2, 3, 4, 5 – состав ВАР при минимальной доле аммиака X_{\min} , соответственно: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5



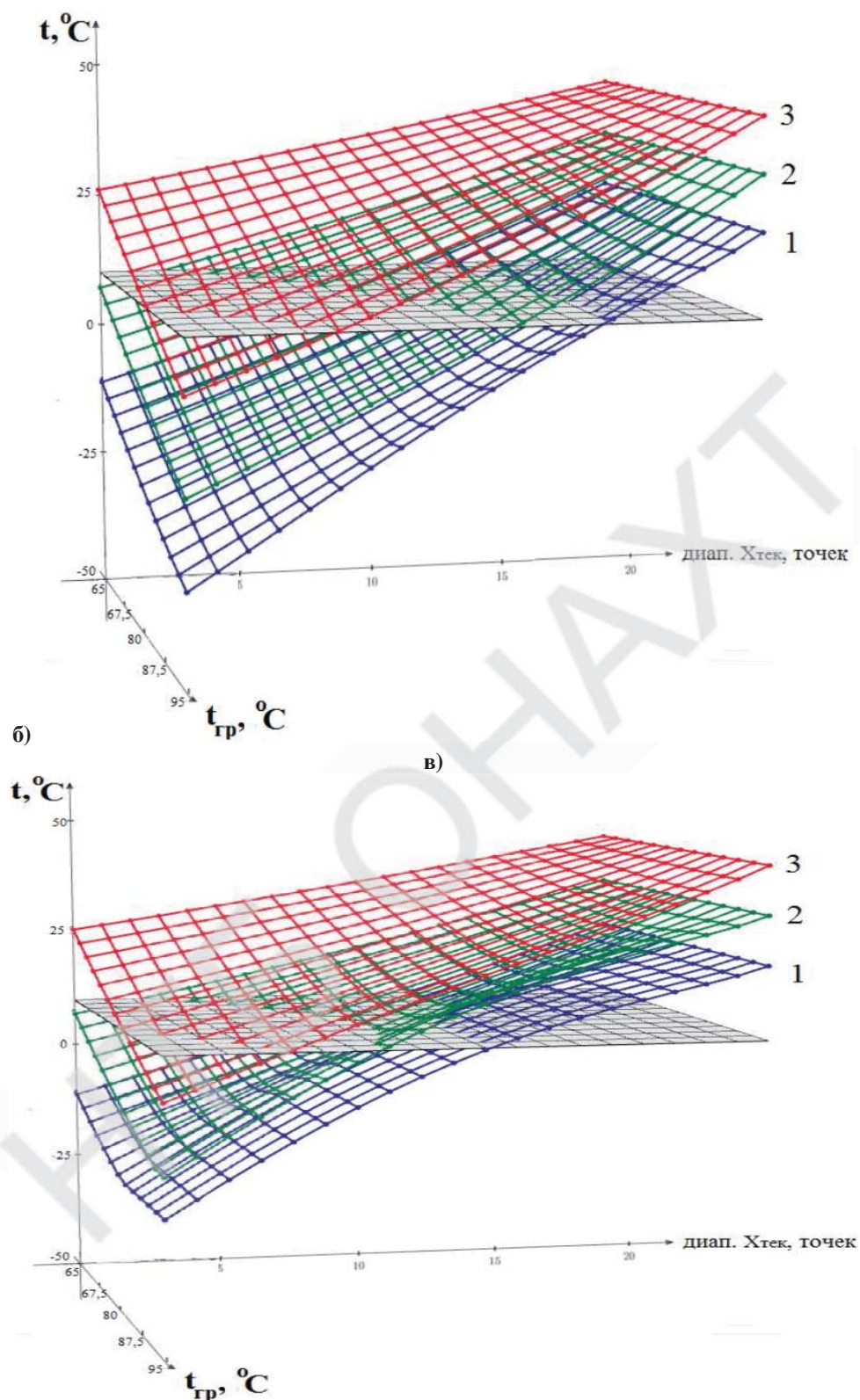


Рис. 9 – Зависимость текущей температуры в зоне охлаждения от состава ВАР и температуры греющего источника при фиксированном составе ВАР в зоне генерации: а) $X_{\min} = 0,2$ б) $X_{\min} = 0,3$ в) $X_{\min} = 0,4$; (а, б, в) плоскости 1, 2, 3, – температура атмосферного воздуха, соответственно: 25, 35, 45, °C

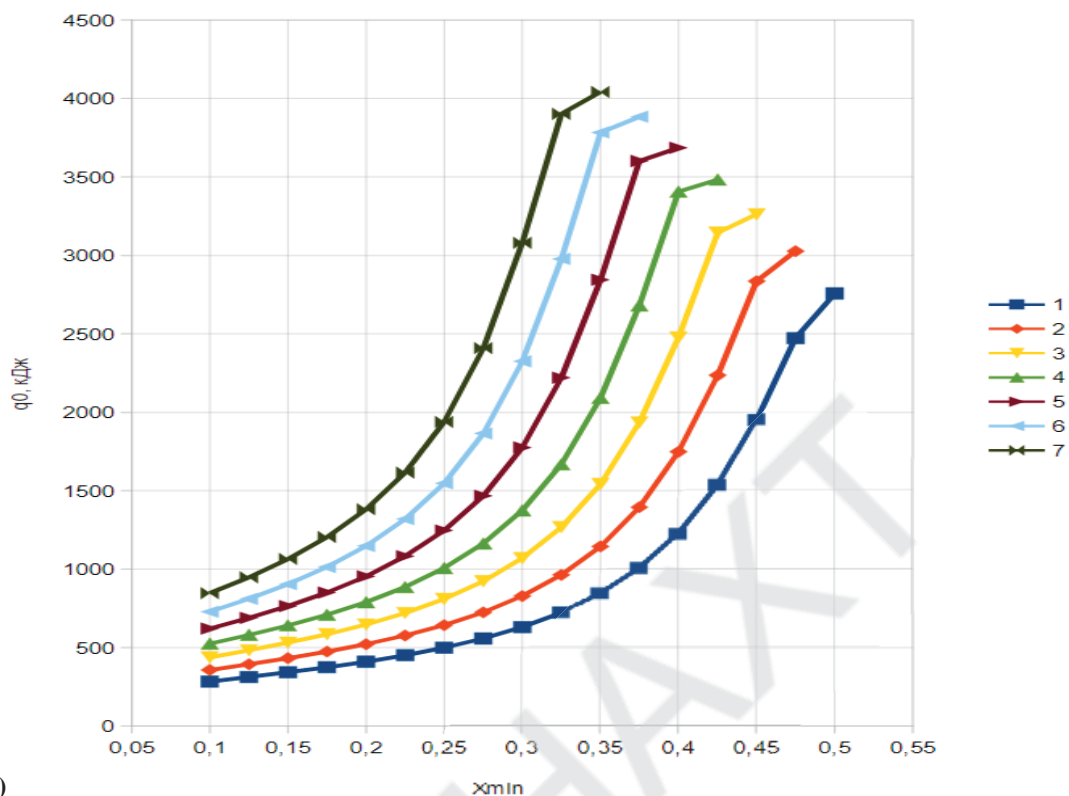


Рис.10. а)

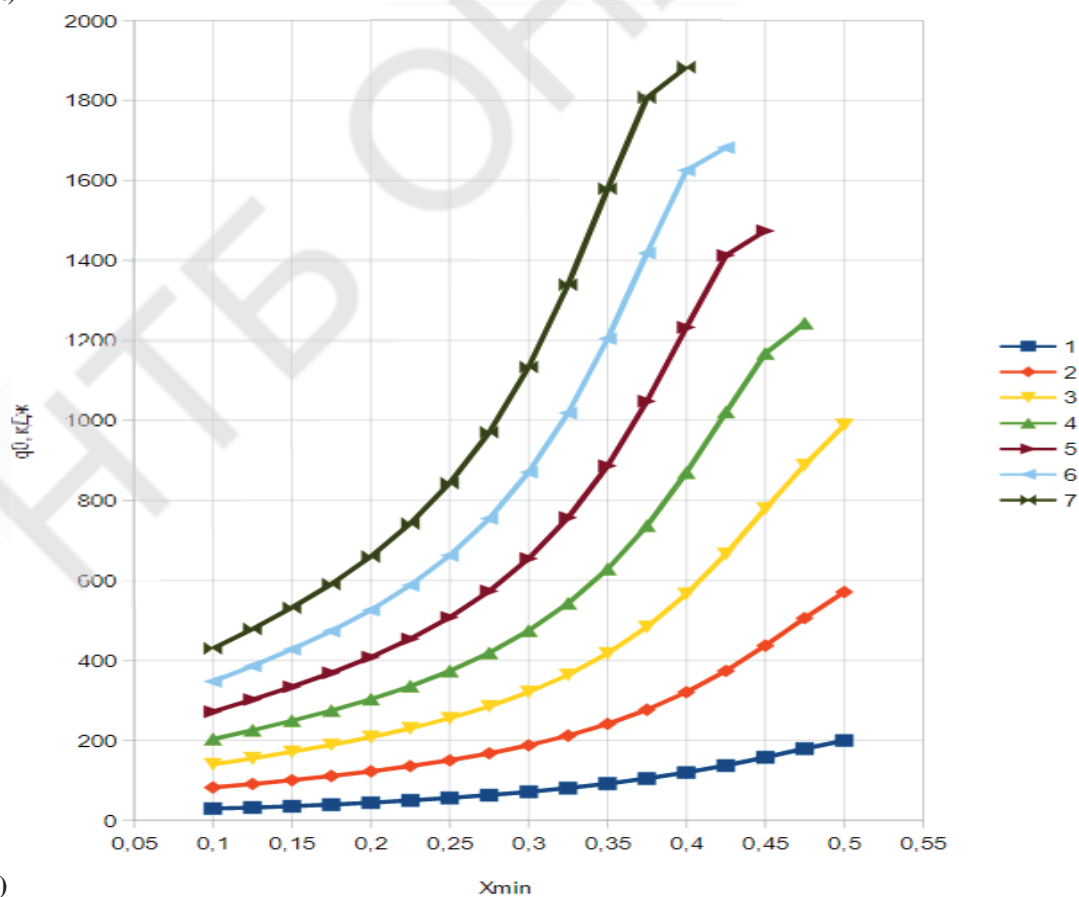


Рис. 10.б)

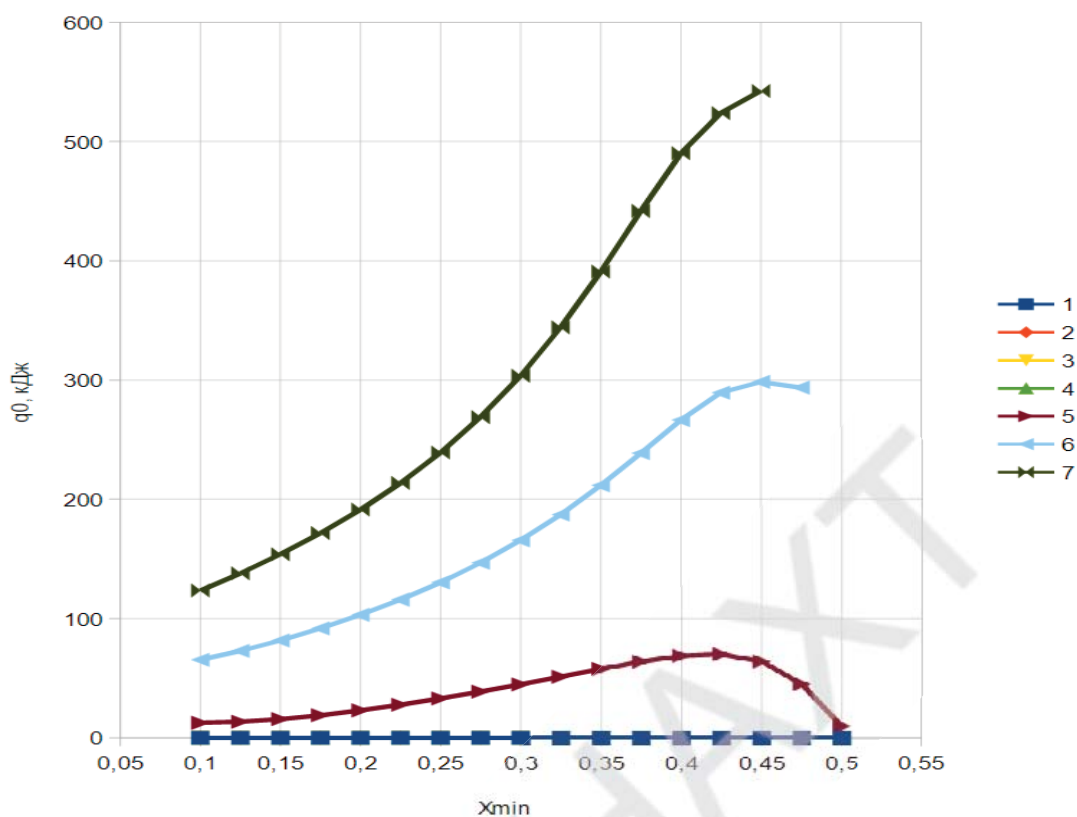


Рис. 10.в)

Рис. 10 – Залежність холодопродуктивності АВХА ПД від складу суміші в зоні генерації і температури греючого джерела при фіксованій температурі атмосферного повітря $t_w = 35\text{ °C}$:

а) $t_w = 25\text{ °C}$ б) $t_w = 35\text{ °C}$. в) $t_w = 45\text{ °C}$: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – температура греючого джерела, відповідно: 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95 °C

На рис. 4 – 5 приведені залежності максимального тиску в АВХА ПД від температури греючого джерела і складу ВАР в зоні генерації. Аналіз цих залежностей показує, що з підвищенням температури греючого джерела тиск в системі також збільшується, при цьому максимальний ріст тиску відзначається при збільшенні частоти амміака в зоні генерації. Так, при $X_{\min} = 0,1$ при зростанні t_h від 65 °C до 95 °C, тиск збільшується на 0,12 МПа, тоді як при $X_{\min} = 0,5$ ріст тиску становить 1,1 МПа.

На рис. 6 приведена залежність мінімального тиску в системі від складу суміші в зоні А-І (X_{\min}) і температури атмосферного повітря ($t_w = 25, 35, 45\text{ °C}$).

Аналіз рис.6 показує, що з ростом температури атмосферного повітря мінімальний тиск в системі (при фіксованому складі в зоні генерації) зростає, причому цей ріст більший при більших значеннях X_{\min} . Це говорить про те, що при збільшенні температури атмосферного повітря, і зростанні тиску в системі підвищується температура в зоні охолодження, т. е. холодопродуктивність АВХА ПД знижується. Особливо помітний цей ефект при великих чисельних значеннях X_{\min} .

Аналіз залежності на рис. 7 показує, що з ростом температури греючого джерела, температура в зоні охолодження знижується. Так, при $t_h = 65\text{ °C}$, $t_{ob} = 7\text{ °C}$, а при $t_h = 95\text{ °C}$, $t_{ob} =$ мінус 17 °C. При цьому склад ВАР в зоні генерації незначально впливає на мінімальну температуру в зоні охолодження, що ілюструється на рис 8.

Для оцінки холодопродуктивності АВХА ПД проведено розрахунок поточних параметрів ВАР в робочих зонах в процесі зарядки і разрядки. Використовуючи формули (3) і (4) і пренебрегаючи кількістю амміака в паровій фазі, отримуємо залежність поточних параметрів (в першу чергу, температури в зоні А-І) в період разрядки.

На рис. 9 (а, б, в), горизонтальною лінією ізотерми $10\text{ °C} = \text{const}$, відокремлена область найбільш ймовірних значень температур точки роси. Нижче цієї лінії розташована область «корисних» значень параметрів АВХА ПД в системах отримання води з атмосферного повітря, вище – «робочих»

параметров, которые не позволяют получать воду из воздуха, но необходимы для завершения термодинамического цикла АВХА ПД.

Для оценки холодопроизводительности АВХА ПД в области «полезных» параметров был проведен расчёт среднеинтегрального за рабочий период «зарядки-разрядки» значения теплоты парообразования аммиака (r_{cp00}). Значение r_{cp00} в зависимости $r_{cp00} = f(P_{тек}, t_{тек})$. За рабочий период рассчитывается масса испарившегося аммиака $\Delta m_{(x)}^A$ и холодопроизводительность

$$q_o = \Delta m_{(x)}^A \cdot r_{cp00} \quad (5).$$

На рис. 10 полученные зависимости холодопроизводительности АВХА ПД рассчитаны по формуле (5). Анализ зависимостей на рис. 10 показывает, что холодопроизводительность возрастает с увеличением температуры греющего источника. Так, при $t_w = 25$ °С и $X_{\min} = 0,3$, при росте t_h от 65 до 95 °С, рост q_o составляет от 650 до 2800 кДж. При $t_w = 35$ °С, q_o увеличивается от 50 кДж до 1200 кДж. При $t_w = 45$ °С режим работы АВХМ не реализуется при температурах греющей среды ниже 95°С.

При низких температурах атмосферного воздуха получить достаточно высокие значения холодопроизводительности можно, увеличив количество аммиака в ВАР в зоне генерации. Так, аналогичные значения $q_o = 2650$ кДж при $t_w = 25$ °С можно получить и при $t_h = 95$ °С и $X_{\min} = 0,3$, и при $t_h = 65$ °С и $X_{\min} = 0,5$.

Выводы

1. При увеличении температуры греющего источника снижается доля аммиака в зоне Г-А, что позволяет в период охлаждения получить более высокий потенциал процесса абсорбции, т.е. можно увеличить холодопроизводительность АВХА ПД и производительность по извлечению воды из атмосферного воздуха. Так при росте температуры греющего источника от 65 °С до 95 °С минимальная температура в зоне охлаждения снижается от 7 °С до минус 17 °С.

2. При увеличении температуры атмосферного воздуха холодопроизводительность АВХА ПД снижается, причем особенно заметна эта тенденция при больших долях аммиака в зоне генерации.

3. Проведенная оценка холодопроизводительности АВХА ПД показала, что она возрастает с увеличением температур греющего источника, причем при более низких значениях температуры атмосферного воздуха эта тенденция более явная.

4. При низкой температуре атмосферного воздуха можно получить максимальные значения холодопроизводительности АВХА ПД, увеличив количество аммиака в зоне генерации.

Литература

1. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. Бадилькес, Р. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
2. Блиер Б.М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов / Б.М.Блиер, А.Б. Вургафт – М.: Пищ. пром-сть, 1971, - 202 с., ил.
3. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : монография / Л.В. Галимова. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
4. Ищенко И.Н. Перспективы применения абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха / И.Н. Ищенко, А.С.Титлов, А.Н. Краснопольский // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. Випуск 7, С. 92-97.
5. Ищенко И.Н. Разработка систем получения воды из атмосферного воздуха на базе теплоиспользующих холодильных машин / И.Н. Ищенко, А.С.Титлов, А.Н. Краснопольский // Збірник тез доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – 2010. – С. 45-47.
6. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов / И.Н. Ищенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38. – Т. 2. – С. 393-404.
7. Ищенко И.Н. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата / И.Н. Ищенко, А.С. Титлов, Г.М. Олифер // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С.100-103.

ЕКОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОГО ВОДОТРУБНОГО КОТЛА ДКВР – 10/14 <i>Редько А.О., Давіденко А.В.</i>	199
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С КОМПОЗИЦИОННЫМИ КАПИЛЛЯРНЫМИ СТРУКТУРАМИ <i>Шаповал А.А., Стрельцова Ю.В.</i>	201
РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЙ РОЗМОРОЖУВАННЯ М'ЯСА В ТУШАХ, ПІВТУШАХ ТА ЧЕТВЕРТИНАХ <i>Желіба Ю.О., Желіба Т.О.</i>	204
ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ <i>Кифоренко В. С., Кіріяк Г.В.</i>	205
КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ ВИРОБНИЦТВА <i>Коваль В.Г.</i>	207
ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КАМЕРАХ <i>Лисица А. Ю., Петухов И. И., Михайленко Т. П., Немченко Д. А.</i>	208
РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ЛЬДОАКАМУЛЯТОРІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ КРИСТАЛІЗАЦІЇ ТА ПЛАВЛЕННЯ ЛЬОДУ <i>Пилипенко О.Ю., Засядько Я.І., Форсюк А.В., Грищенко Р.В.</i>	210
ВИМОГИ ДО ПРОЕКТУВАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОГО АПАРАТА ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ МОЛОКА <i>Постнов Г.М., Червоний В.М., Шипко Г.М.</i>	211
ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯМ БУДІВЛІ <i>Басок Б.І., Давіденко Б.В., Лисенко О.М.</i>	213
ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА <i>Жихарева Н. В.</i>	216
АНАЛИЗ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УСТАНОВКИ РЕГУЛЯТОРОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ НАСОСОВ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК <i>Скалозубов В.И., Чжоу Хушуй.</i>	219
МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ <i>Озолин Н.Е., Титлов А.С., Краснопольский А.Н.</i>	225
НОВЫЕ СХЕМЫ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ РАБОТЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА <i>Осадчук Е.А., Васылив О.Б., Кирилов В.Х., Мазуренко С.Ю.</i>	238
МОБИЛЬНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР <i>Петушенко С.Н., Олейник Е.В.</i>	241
РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ (АХП) <i>Титлова О.А., Ольшевская О.В.</i>	243
ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИСКУССТВЕННОГО ХОЛОДА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОТЕРЬ ПРИРОДНОГО ГАЗА <i>Титлов А.С., Дьяченко Т.В., Артюх В.Н., Альсаид Хекмат</i>	247
ЗАСТОСУВАННЯ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ДЛЯ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ, НАПІВФАБРИКАТІВ І СИРОВИНИ <i>Титлов О.С., Приймак В.Г.</i>	247
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН <i>Мазуренко С.Ю., Озолин Н.Е., Савинков П.В.</i>	249
АНАЛІЗ МЕТОДІВ НАДКРИТИЧНОЇ ФЛЮЇДНОЇ ЕКСТРАКЦІЇ <i>Лук'янова О.С., Бошкова І.Л.</i>	250
ПРИМЕНЕНИЕ ВПРЫСКА ПЕРЕГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ В ТЕРМОПРЕССОРНОЙ СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВС <i>Коновалов Д.В., Кобалава Г.А.</i>	253
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПРЕССИИ В СИСТЕМЕ ТУРБОНАДДУВА СРЕДНЕОБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>Коновалов Д.В., Джуринская А.А.</i>	255
ТЕНДЕНЦІЇ ЕКСПОРТУ, ІМПОРТУ СПГ У СВІТІ <i>Дьяченко Т.В., Артюх В.М.</i>	257
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ СНИЖЕНИЯ КОНТАКТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРА И ПЛОСКОСТИ <i>Титлов А.С., Двирный В.В.</i>	260

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ім В.С. МАРТИНОВСЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ ПРИКЛАДНОЇ ЕКОЛОГІЇ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

МАТЕРІАЛИ

**XVI Всеукраїнської
науково-технічної конференції**

АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ

5-7 жовтня 2016 року, м. Одеса

Підписано до друку 28.09.2016 р.
Формат 60x84/8. Папір Офс.
Ум. арк. 34,64 . Наклад 300 примірників.

Видання та друк: ФОП Грінь Д.С.,
73033, м. Херсон, а/с 15
e-mail: dimg@meta.ua
Свід. ДК № 4094 від 17.06.2011