



005005231

МАЛИНИНА ОЛЬГА СЕРГЕЕВНА

МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
АБСОРБИЦИОННЫХ БРОМИСТОЛИТИЕВЫХ  
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Специальность 05.04.03. – Машины и аппараты, процессы холодильной  
и криогенной техники, систем кондиционирования  
и жизнеобеспечения

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

*Малы*

– 8 ДЕК 2011

Санкт-Петербург  
2011

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий"

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Тимофеевский Л.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук  
Волкова О.В.  
Кандидат технических наук  
Цимбалист А.О.

Ведущая организация – ВНИХИ, г. Москва

Защита состоится «28» декабря 2011 г. в 14 часов на заседании диссертационного Совета Д212.234.01 в Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий по адресу: 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9, тел./факс (812) 315-30-15

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан «24» ноября 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного Совета  
доктор технических наук, профессор



Рыков В.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В настоящее время остро стоит проблема экономии топливно-энергетических ресурсов, защиты окружающей среды от теплового загрязнения и роста цен на энергоносители. Поэтому широкое распространение для получения холода, теплоты получили абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ), которые используют теплоту вторичных энергетических ресурсов (ВЭР).

В промышленности широко применяются абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества (АБХМД) для получения холода в области положительных температур для различных технологических нужд.

В настоящее время известны три типа АБХМД: с последовательным (прямоточным), параллельным и противоточным движением раствора через ступени генератора. Эффективность АБХМД зависит параметров внешних источников теплоты, перепадов температур в аппаратах, от стоимости сухой машины, количества бромистого лития на ее заправку, стоимости греющего источника (пар, горячая вода, продукты сгорания природного газа) и других факторов. Однако, сравнительный анализ всех трех схем, при изменении в широком диапазоне температур внешних источников теплоты, не проводился.

Цель работы заключается в разработке методологии оценки эффективности существующих типов АБХМД при различных параметрах действительных термодинамических циклов и внешних источников теплоты. Для осуществления цели необходимо:

- разработать комплексную математическую модель указанных типов АБХМД, которая позволила бы осуществить оценку термодинамической и технико-экономической эффективности рассматриваемых машин;
- получить показатели машин в виде зависимостей теплового коэффициента, материалоемкости, количества бромистого лития и других показателей эффективности АБХМД при различных параметрах внешних источников теплоты;
- провести сравнительный анализ вышеперечисленных схем подачи раствора через ступени генератора.

Научная новизна

Разработана комплексная математическая модель абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией пара для расчета на ПЭВМ ее действительных термодинамических циклов и технико-экономических показателей. Выполнен сравнительный анализ различных типов АБХМД в широком диапазоне изменения внешних источников теплоты.

Практическая ценность. С помощью разработанной математической модели можно рассчитать энергетические и технико-экономические показатели АБХМД с различными схемами подачи раствора через ступени генератора. Выяснить какая из существующих схем является наиболее эффективной.

444

### Внедрение результатов работы.

Разработанная математическая модель и основные результаты диссертационной работы использованы ООО «А и Т» при проектировании системы кондиционирования аквапарка «PITERLAND AQUA».

Результаты диссертационной работы были использованы в учебном процессе в части методик теоретического анализа циклов АБХМД и оценки их эффективности.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследований по теме диссертации докладывались и обсуждались на конференциях профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников, аспирантов и студентов СПбГУНиПТ в 2008 – 2011гг и на конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке», 2009г., СПбГУНиПТ.

Публикации. Основное содержание работы изложено в 5 печатных работах, в том числе 3 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 5-ти глав и содержит 94 страницы машинописного текста, 10 таблиц, 66 рисунков, список используемой литературы включает 114 наименований работ, из них 99 отечественных и 15 зарубежных авторов.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Исследованиями различных типов АБХМД занимались такие ученые как Накоряков В.Е., А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, О.В. Волкова, А.О. Цимбалист, И.М. Калнинь, А.Г. Долотов, Н.Г. Шмуйлов, Э.Р. Гроссман, А.В. Попов

В настоящее время известны три типа АБХМД: с прямоточным, параллельным и противоточным движением раствора через ступени генератора, схемы которых представлены на рисунке – 1. Им соответствуют действительные термодинамические циклы, представленные на рисунке – 2.

При прямоточном движении раствора через ступени генератора слабый раствор подается в генератор ступени высокого давления, проходя последовательно сначала через теплообменник низкого давления, а затем теплообменник высокого давления. Образующийся в генераторе ступени высокого давления пар поступает на обогрев генератора ступени низкого давления, т.о. направления движения раствора и пара через соответствующие ступени совпадают; при параллельном движении раствора поток слабого раствора разделяется на две части, одна из которой подогревается в теплообменнике ступени низкого давления а другая – в теплообменнике ступени высокого давления, а после выпаривания потоков слабого раствора образовавшийся в каждой ступени крепкий раствор охлаждается в соответствующих теплообменниках ступеней, а затем, после смешения обоих потоков, все количество крепкого раствора подается в абсорбер, т.е. раствор и пар движутся параллельно друг другу; при противоточном движении раствора

выпариваемый пар движется противоположно направлению движения раствора через ступени генератора. Слабый раствор подается сначала в ступень низкого давления генератора через соответствующий теплообменник, где частично выпаривается, образовавшийся при этом крепкий раствор через теплообменник высокого давления поступает в генератор соответствующей ступени.

Так как АБХМД является сложной термодинамической системой, была разработана комплексная математическая модель, структурная схема которой представлена на рисунке – 3. Данная математическая модель позволяет рассчитывать энергетические и технико-экономические показатели указанных машин.

Для расчета термодинамических и теплофизических свойств воды и водяного пара в качестве базовых были приняты данные, полученные М.П. Вукаловичем.

Расчет термодинамических свойств водного раствора бромистого лития осуществлялся по уравнению В.С. Черкасского:

$$t = \frac{\sqrt{B^2 - 4A \cdot C + 4h \cdot C \cdot (1000 + 86,85 \cdot m)} - B}{2 \cdot C}, \quad (1)$$

где  $A, B, C$  – коэффициенты;

и по уравнению Г. Алефельда

$$h = \sum_{n=0}^4 a_n \cdot \xi^n + T \cdot \sum_{n=0}^3 b_n \cdot \xi^n + T^2 \cdot \sum_{n=0}^2 c_n \cdot \xi^n + T^3 \cdot d, \quad (2)$$

где  $T$  – температура, К

$a_n, b_n, c_n, d$  – постоянные коэффициенты

Данное уравнение было скорректировано А.Г. Долотовым

$$h^* = h + \Delta h; \Delta h = 357,492 - 204,546 \cdot \xi - 240,476 \cdot \xi^2, \quad (3)$$

где  $\xi$  – массовая доля бромистого лития в растворе.

Теплофизические свойства бромида лития определялись по аппроксимированным данным О.И. Верба, Х. Левера, И.П. Усюкина, А.Г. Долотова и др.

Далее приведены уравнения для расчета параметров термодинамических циклов для различных типов АБХМД:

$$\text{Кратность циркуляции раствора: } a = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} \quad (4)$$

$$\text{Удельная массовая холодопроизводительность: } q_0 = h_1 - h_{3n} \quad (5)$$

$$\text{Удельная тепловая нагрузка конденсатора: } q_k = (1-x) \cdot h_{3n} + x \cdot h_{3a} - h_{3n} \quad (6)$$

$$\text{Удельная тепловая нагрузка абсорбера: } q_a = h_1 + (a-1) \cdot h_{8n} - a \cdot h_2 \quad (7)$$

Количество пара рабочего вещества, выпариваемого в ступени высокого давления генератора:

$$\text{— параллельная подача: } x = \frac{h_{3'N} + (a-1) \cdot h_{8N} - a \cdot h_2}{h_{3'N} + (a-1) \cdot h_{8N} - a \cdot h_2 + h_{3'6} - h_{36}} \quad (8)$$

$$\text{— прямочточная подача: } x = \frac{a \cdot (\xi_m - \xi_a)}{\xi_m}, \quad (9)$$

где  $\xi_m$  — действительная промежуточная концентрация крепкого раствора на выходе из генератора высокого давления, %

$$\text{— противоточная подача: } x = \frac{(a-1) \cdot (\xi_r - \xi_m)}{\xi_m} \quad (10)$$

Удельная тепловая нагрузка ступени высокого давления генератора,

$$\text{— параллельная подача: } q_{звд} = x \cdot h_{3'6} + (f-x) \cdot h_{46} - f \cdot h_{76}, \quad (11)$$

где  $f$  — количество слабого раствора, подаваемого из абсорбера в ступень высокого давления генератора

$$\text{— прямочточная подача раствора: } q_{звд} = x \cdot h_{3'6} + (a-x) \cdot h_{46} - a \cdot h_{76} \quad (12)$$

$$\text{— противоточная подача раствора: } q_{звд} = x \cdot h_{3'6} + (a-1) \cdot h_{46} - (a-1+x) \cdot h_{76} \quad (13)$$

Удельная тепловая нагрузка ступени низкого давления генератора

$$\text{— параллельная подача: } q_{знд} = (1-x) \cdot h_{3'N} + (a-f-1+x) \cdot h_{4N} - (a-f) \cdot h_{7N} \quad (14)$$

$$\text{— прямочточная подача: } q_{знд} = (1-x) \cdot h_{3'N} + (a-1) \cdot h_{4N} - (a-x) \cdot h_{86} \quad (15)$$

$$\text{— противоточная подача: } q_{знд} = (1-x) \cdot h_{3'N} + (a-1+x) \cdot h_{4N} - a \cdot h_{7N} \quad (16)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника ступени высокого давления:

$$\text{— параллельная подача: } q_{тов} = f \cdot (h_{76} - h_2) = (f-x) \cdot (h_{46} - h_{8N}) \quad (17)$$

$$\text{— прямочточная подача: } q_{тов} = (a-x) \cdot (h_{46} - h_{86}) = a \cdot (h_{76} - h_{7N}) \quad (18)$$

$$\text{— противоточная подача: } q_{тов} = (a-1+x) \cdot (h_{76} - h_{4N}) = (a-1) \cdot (h_{46} - h_{86}) \quad (19)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника ступени низкого давления

$$\text{— параллельная подача: } q_{мнд} = (a-f) \cdot (h_{7N} - h_2) = (a-f-1+x) \cdot (h_{4N} - h_{8N}) \quad (20)$$

$$\text{— прямочточная подача: } q_{мнд} = (a-1) \cdot (h_{4N} - h_{8N}) = a \cdot (h_{7N} - h_2) \quad (21)$$

$$\text{— противоточная подача: } q_{мнд} = (a-1) \cdot (h_{86} - h_{8N}) = a \cdot (h_{7N} - h_2) \quad (22)$$

$$\text{Тепловой коэффициент } \zeta = \frac{q_0}{q_{звд}} \quad (23)$$

Для расчета теплообменных аппаратов использовались зависимости, предложенные С.С. Кутателадзе, А.П. Бурдуковым, А.Р. Дороховым и др.

Расчет технико-экономических показателей различных типов АБХМД осуществлялся по методике Института Теплофизики СО РАН.

Адекватность данной математической модели подтверждена сопоставлением расчетных данных с опытными, полученными при испытании

промышленного агрегата АБХА – 2500 – 2В, расхождение между которыми не превышает 5%.

Исходные данные для всех режимов приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Параметр	Значение
Холодопроизводительность, кВт	1000
Температура охлаждаемой воды, °С	12
Температура охлажденной воды, °С	7
Температура охлаждающей воды на входе в абсорбер, °С	24
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С	32
Температура греющего пара, °С	170
Недорекуперация теплоты на холодной стороне теплообменника низкого давления, °С	15
Степень недонасыщения раствора в абсорбере, %	1,25
Степень недовыпаривания раствора в ступени генератора низкого давления, %	1,5
Степень недовыпаривания раствора в ступени генератора высокого давления, %	0,5
Наружный диаметр труб теплообменных аппаратов, м	0,016
Внутренний диаметр труб теплообменных аппаратов, м	0,014
Толщина стенки трубы, м	0,002

Величины необратимых потерь в циклах были приняты согласно рекомендациям Н.А. Швецова, Л.С. Тимофеевского и др.

Расчеты выполнялись при дискретном изменении ранее принятых температур внешних источников: высшая температура кипения раствора в генераторе высокой ступени ( $t_4^B$ ) имела значение 165, 160, 155°С; температура охлаждающей воды на входе в абсорбер ( $t_{w1}$ ) была принята равной 24, 26, 28°С. При этом температура кипения ( $t_0$ ) изменялась в диапазоне 3, 4, 5°С, а величина недорекуперации на холодной стороне теплообменников растворов составляла 5, 15, 30 и 45К.

С ростом температуры кипения  $t_0$  от 3 до 5°С имеет место снижение величины кратности циркуляции ( $a$ ) вследствие снижения концентрации слабого раствора с ростом  $t_0$ , при этом значение кратности циркуляции у АБХМД с прямоточной подачей на 5% ниже, чем у АБХМД с параллельной и

противоточной подачей. Такое снижение величины  $a$  объясняется расширением зоны дегазации  $\Delta\xi$  в цикле. Повышение температуры охлаждающей воды на входе в абсорбер приводит к увеличению кратности циркуляции раствора.

Результаты расчетов показали, что при повышении температуры кипения в указанном диапазоне наибольшей величиной теплового коэффициента ( $\zeta$ ) (рисунок - 4а), а, следовательно, и наибольшей термодинамической эффективностью обладает АБХМД с параллельной подачей раствора. Величина  $\zeta$  АБХМД с параллельной подачей в среднем на 5% выше, чем у АБХМД с последовательной и на 9% выше, чем с противоточной подачей. В свою очередь АБХМД с последовательной подачей эффективнее АБХМД с противоточной подачей на 4%. Однако, при  $t_{w1} = 28^\circ\text{C}$  (рисунок - 4б) величина теплового коэффициента АБХМД с параллельной подачей раствора при  $t_0 = 2^\circ\text{C}$  на 6% ниже, чем у АБХМД с последовательной подачей. Это связано с необратимыми потерями вследствие рекуперации теплоты в растворных теплообменниках.

Наименьшей суммарной площадью аппаратов ( $\Sigma F$ ) (рисунок - 5а) рассматриваемых машин, как вывод и наименьшей металлоемкостью трубных пучков обладает АБХМД с последовательным движением раствора. При повышении температуры охлаждающей среды с 24 (рис. 5а) до  $28^\circ\text{C}$  (рисунок - 5б) величина  $\Sigma F$  у АБХМД с параллельной и противоточной подачей возрастает в среднем на 50%, а у АБХМД с прямоточной подачей на 30%. Следствием этого является увеличение количества соли бромид лития ( $\Sigma M$ ), находящегося в машине у АБХМД с параллельной и противоточной подачей в среднем на 70%, а у АБХМД с противоточной подачей на 50%. Так как стоимость соли бромистого лития составляет 30 - 40% от общих капитальных затрат данная величина является важным технико-экономическим показателем.

Наименьшей величиной себестоимости производства холода обладает АБХМД с параллельной подачей раствора. Величина  $C_x$  АБХМД с параллельной подачей на 2,7% ниже данной величины в АБХМД с прямоточной подачей и на 44% ниже себестоимости производства холода в АБХМД с противоточной подачей раствора (рисунок - 6а). Однако, при увеличении температуры охлаждающей среды до  $28^\circ\text{C}$  (рисунок - 6б) величина  $C_x$  у АБХМД с параллельной подачей раствора при  $t_0 = 2^\circ\text{C}$  на 4,4% ниже, чем у АБХМД с последовательной подачей. Это также связано с необратимыми потерями вследствие рекуперации теплоты в растворных теплообменниках.

При увеличении значения перепада температур на холодной стороне теплообменника низкого давления от 5 до 45К происходит значительное снижение теплового коэффициента: в среднем величина  $\zeta$  уменьшается у всех трех схем на 45%. Кроме этого величина  $C_x$  в среднем на 25% у всех трех схем.



Высшая температура кипения раствора в генераторе высокого давления по сравнению с температурой охлаждающей воды незначительно влияет на эффективность АБХМД (рисунок – 4в, 5в, 6в).

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Основные результаты выполненной работы можно сформулировать в следующих положениях:

1. Литературный обзор показал, что в настоящее время существуют АБХМД с параллельным, прямоточным и противоточным движением раствора через ступени генератора. Однако, сравнительный анализ энергетической и технико-экономической эффективности указанных машин, не проводился.

2. Разработана комплексная математическая модель, которая позволяет рассчитывать энергетические и технико-экономические показатели различных типов АБХМД. Адекватность данной математической модели подтверждена сопоставлением расчетных данных с опытными, полученными при испытании промышленного агрегата АБХА – 2500 – 2В, расхождение между которыми не превышает 5%.

3. Анализ результатов расчетов показал, что в широком диапазоне изменения параметров внешних источников теплоты наибольшей величиной теплового коэффициента обладает АБХМД с параллельной подачей раствора.

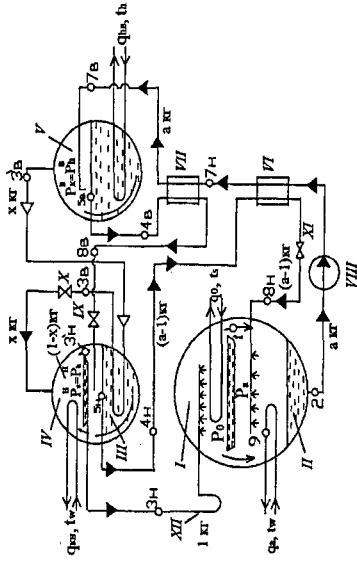
4. При повышении температуры охлаждающей воды имеет место снижение величины теплового коэффициента у всех схем.

5. Наименьшей величиной себестоимости производства холода обладает АБХМД с параллельной подачей раствора.

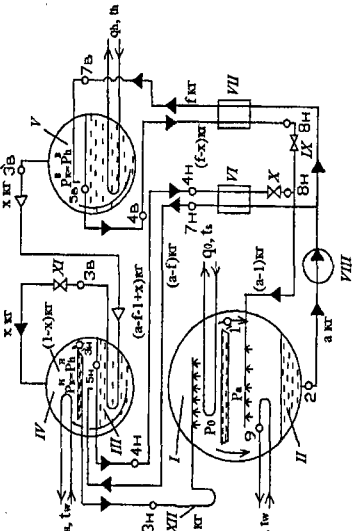
6. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что наиболее эффективной АБХМД является схема с параллельным движением раствора при

$$t_{w1} = 24^{\circ}\text{C}, t_0 = 4^{\circ}\text{C} \text{ и } t_4^B = 155^{\circ}\text{C}.$$

б)



а)



в)

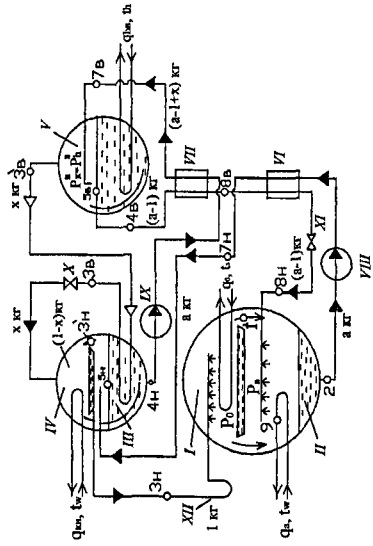
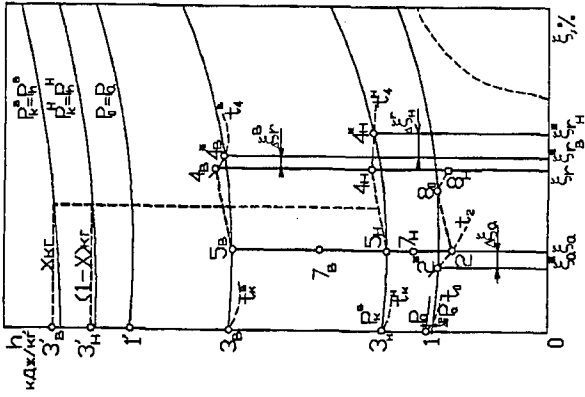
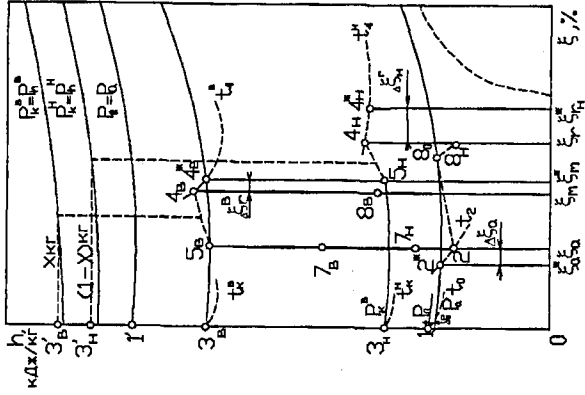


Рисунок - 1 Схемы АБХМД с параллельной (а), прямой (б) и противоточной (в) подачей раствора

a)



б)



в)

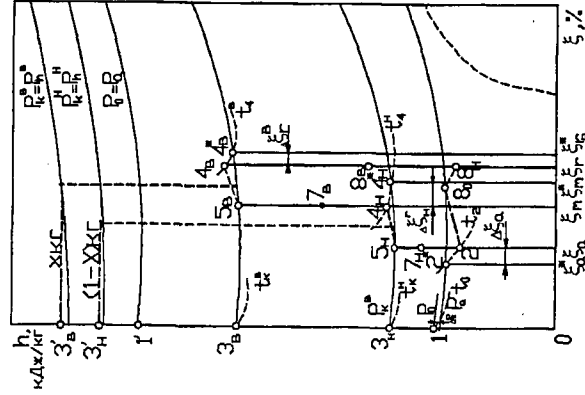


Рисунок - 2 Действительные термодинамические циклы АБХМД с параллельной (а), прямой (б), противоточной (в) подачей

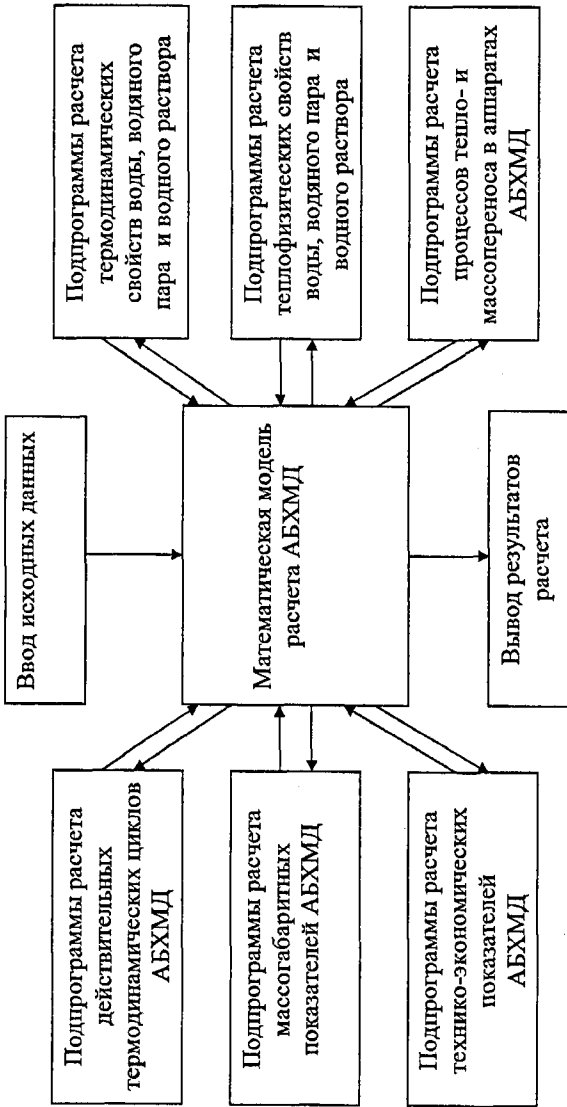
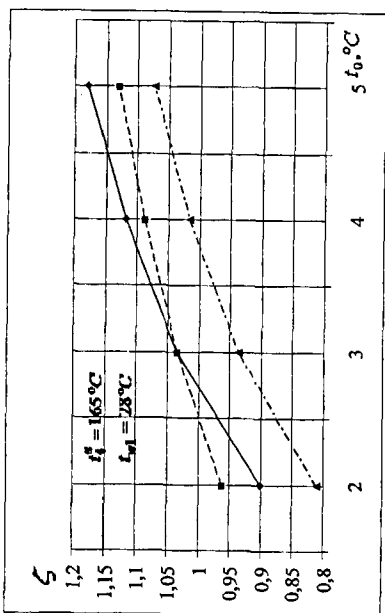


Рисунок – 3 Структурная схема формирования комплексной математической модели АБХМД

б)



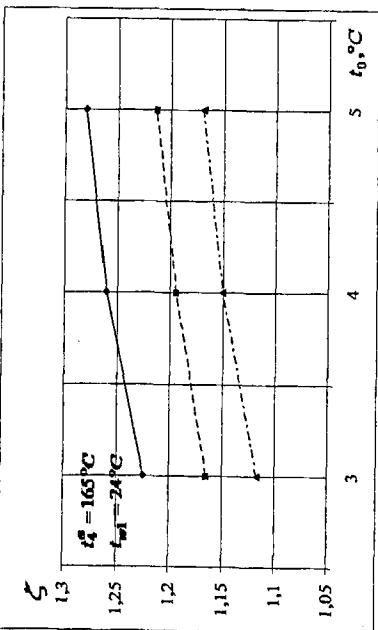
— параллельная подача

- - - - - прямоточная подача

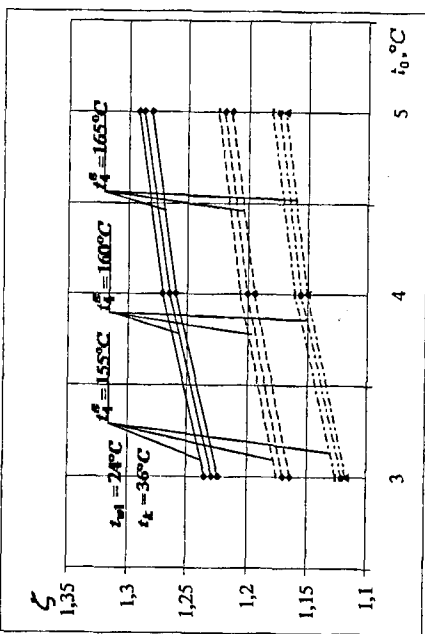
- · - · - · противоточная подача

Рисунок — 5 Зависимость величины теплового коэффициента от температуры кипения при температуре охлаждающей среды  $24^\circ\text{C}$  (а),  $28^\circ\text{C}$  (б) и от высшей температуры кипения раствора в генераторе высокого давления (в)

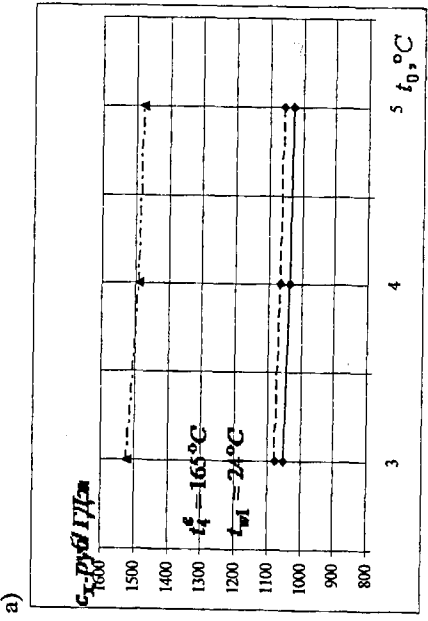
а)



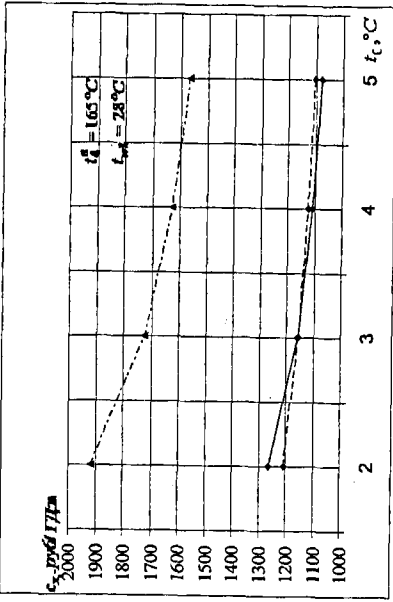
в)







б)



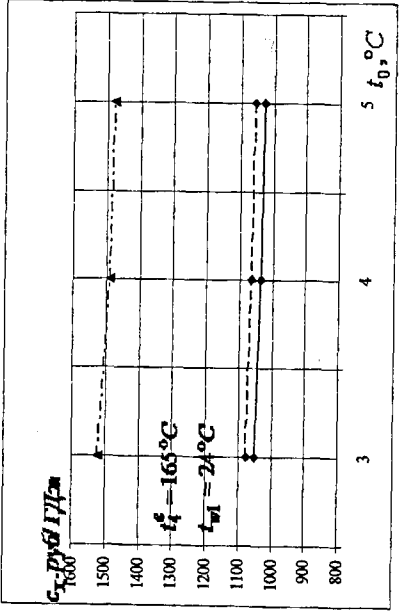
\_\_\_\_\_ параллельная подача

----- обратная подача

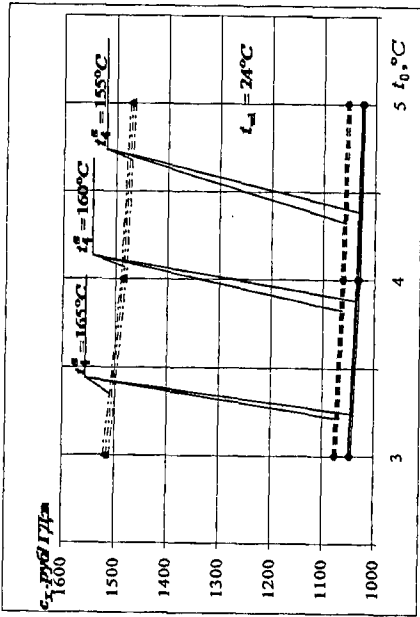
- · - · - · противоточная подача

Рисунок -- 7 Зависимость величины себестоимости производства холода от температуры кипения при температуре охлаждающей среды 24°C (а), 28°C (б) и от высшей температуры кипения раствора в генераторе высокого давления (в)

а)



б)



Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Мальшев Л.А., Малинина О.С., Тимофеевский Л.С. Оценка влияния теплообменников растворов на эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. – Вестник МАХ, 2008, №2, с. 24 – 27.
2. Малинина О.С., Тимофеевский Л.С. Методика оценки эффективности абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при различных перепадах температур в аппаратах. – Тезисы доклада IV международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке», СПб, 2009, с. 45 – 47.
3. Малинина О.С., Тимофеевский Л.С. Математическая модель абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества. – Вестник МАХ, 2011, №2, с. 37 – 40.
4. Тимофеевский Л.С., Малинина О.С. Сопоставление параметров циклов АБХМД при различных температурах внешних источников. – Вестник МАХ, 2011, №3, с. 43 – 45.
5. Малинина О.С. Структура формирования математической модели абсорбционных бромистолитиевых машин с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества. – Сборник трудов молодых ученых. Часть I, СПб, 2011, с. 23 – 28.