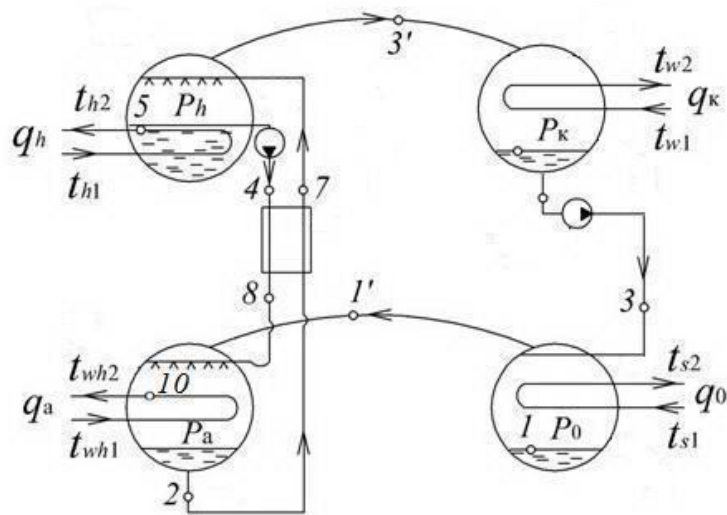


А.А. Дзино, О.С. Малинина

**МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ  
ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ  
НАСОСОВ И АБСОРБЦИОННЫХ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

**Учебно-методическое пособие**



Санкт-Петербург

2018

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.А. Дзино, О.С. Малинина  
**МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ  
ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ  
НАСОСОВ И АБСОРБЦИОННЫХ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО  
по направлению подготовки 16.03.03 и 23.03.03  
в качестве учебно-методического пособия для реализации основных профес-  
сиональных образовательных программ высшего образования бакалавриата

 УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург

2018

УДК 621.575

**Дзино А.А., Малинина О.С.** Методики расчетов термодинамических циклов парокompрессорных тепловых насосов и абсорбционных термотрансформаторов: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2018. – 51 с.

**Рецензент: Зимков Артур Анатольевич, к.т.н., ведущий инженер проектного отдела ООО «ОК»**

Приводится теоретический материал, методические указания к выполнению расчетно-графических работ по дисциплине «Тепловые насосы», для студентов направления 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» очной и заочной формы обучения.



**Университет ИТМО** – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2018

© Дзино А.А., Малинина О.С., 2018

## ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие предназначено для студентов, выполняющих расчетно-графические работы на практических занятиях по дисциплине «Тепловые насосы».

Целью преподавания дисциплины «Тепловые насосы» является изучение студентами физических основ преобразования теплоты источников различного температурного потенциала в парокompректорных тепловых насосах и абсорбционных термотрансформаторах, их процессов, термодинамических циклов, схем, конструкций, энергетических показателей.

Изучившие дисциплину должны:

- знать теоретические основы преобразования теплоты источников различного температурного потенциала на более высокий или на более низкий температурный уровень, схемы, термодинамические циклы, основные показатели тепловых насосов и термотрансформаторов;
- уметь рассчитать термодинамические параметры рабочих веществ в характерных точках термодинамических циклов, проводить термодинамический расчет и оценку энергетической эффективности;
- владеть навыком по выбору наиболее эффективных схем и циклов тепловых насосов и термотрансформаторов.

Цель расчетно-графической работы состоит в закреплении основ теории расчетов термодинамических циклов парокompректорных тепловых насосов (ПКТН) и абсорбционных термотрансформаторов (АТТ).

При выполнении расчетно-графической работы изучаются и используются результаты научно-технических исследований по схемным решениям и методикам расчета термодинамических циклов.

Расчетно-графическая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. Расчетно-пояснительная записка включает в себя тепловой расчет термодинамических циклов ПКТН и АТТ.

В результате теплового расчета определяются параметры термодинамических циклов, энергетическая эффективность ПКТН и АТТ, тепловые потоки через основные аппараты.

Пользуясь списком рекомендованной литературы, изучающие дисциплину должны проработать материал, относящийся к данной теме. Особое внимание надо обращать на усвоение принципиальных положений и глубокое понимание изучаемого материала.

## **1. Парокомпрессорный тепловой насос**

Парокомпрессорный тепловой насос (ПКТН) предназначен для переноса низкотемпературной теплоты на более высокий температурный уровень с помощью компрессора. Энергетическая эффективность любого теплового насоса зависит от температур внешних источников [1].

При использовании низкопотенциальной теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) и других источников наибольшее распространение получили тепловые насосы компрессорного типа. При отводе теплоты от источников низкого температурного потенциала и затрате механической (электрической) энергии в них получают теплоту с такой температурой, при которой ее можно использовать для отопления, горячего водоснабжения или для производственных целей.

## **2. Абсорбционный понижающий термотрансформатор**

Абсорбционные понижающие термотрансформаторы можно успешно применять для целей технологического теплоснабжения, отопления зданий и горячего водоснабжения при наличии греющих источников с температурой  $(100 \div 150)^\circ\text{C}$  и источников дешевой сбросной теплоты с температурой  $(20 \div 40)^\circ\text{C}$ . В процессах трансформации теплоты в понижающем термотрансформаторе в них получают теплоту промежуточного температурного потенциала в количестве, превышающем на  $(50 \div 70) \%$  теплоту греющего источника со сравнительно высокой температурой.

## **3. Абсорбционный повышающий термотрансформатор**

Абсорбционные повышающие термотрансформаторы применяют для целей отопления и горячего водоснабжения в холодное время года при наличии бросовой теплоты с температурой  $(40 \div 65)^\circ\text{C}$ . В настоящее время достаточно глубоко изучены процессы абсорбционных бромистолитиевого и водоаммиачного повышающих термотрансформаторов, разработаны конструкции опытно-промышленных образцов и промышленных типов, а также проведены их испытания с получением экспериментальных характеристик и выявлением особенностей действительных процессов.

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

## 1. МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

### 1.1. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла парокомпрессорного теплового насоса

**Исходные данные:**

Теплопроизводительность	$Q_k$ , кВт
Температура кипения	$t_0$ , °С
Температура конденсации	$t_k$ , °С
Рабочее вещество	

На рис. 1 (а, б) представлены схема и цикл парокомпрессорного теплового насоса. Расчетные величины сведены в табл. 1.

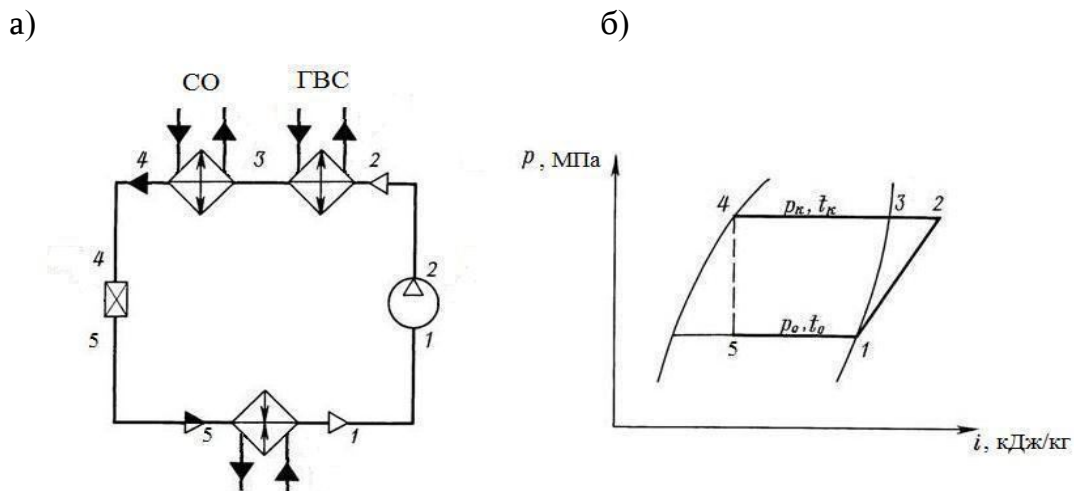


Рис. 1. Парокомпрессорный тепловой насос

Таблица 1

**Параметры узловых точек цикла**

Параметры	Точки				
	1	2	3	4	5
$p$ , МПа					
$t$ , °С					
$i$ , кДж/кг					
$v$ , м <sup>3</sup> /кг		—	—	—	—

## Методика расчета

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_k = i_2 - i_4.$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м<sup>3</sup>

$$q_v = \frac{q_k}{v_1}.$$

Удельный тепловой поток, отводимый в систему ГВС, кДж/кг

$$q'_k = i_2 - i_3.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_1 - i_5.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = i_2 - i_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k}.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Объемный расход рабочего вещества, м<sup>3</sup>/с

$$V = G_a \cdot v_1.$$

Изоэнтروпная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s}.$$

## 1.2. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла парокompрессорного теплового насоса с регенеративным теплообменником

Исходные данные:

Теплопроизводительность	$Q_k$ , кВт
Температура кипения	$t_0$ , °C
Температура конденсации	$t_k$ , °C
Рабочее вещество	

На рис. 2 (а, б) представлены схема и цикл парокompрессорного теплового насоса с регенеративным теплообменником. Расчетные величины сведены в табл. 2.

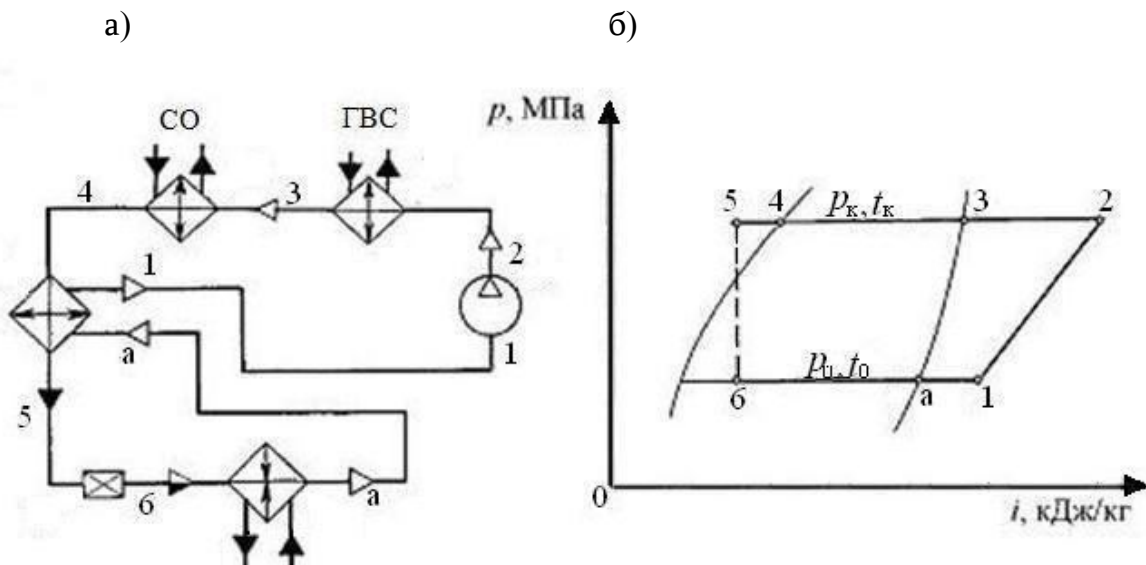


Рис. 2. Парокompрессорный тепловой насос с регенеративным теплообменником



### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки						
	a	1	2	3	4	5	6
$p$ , МПа							
$t$ , °С							
$i$ , кДж/кг							
$v$ , м <sup>3</sup> /кг	–		–	–	–	–	–

Состояние рабочего вещества в точке 5 определяется из теплового баланса регенеративного теплообменника  $i_1 - i_a = i_4 - i_5$ .

### Методика расчета

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_k = i_2 - i_4.$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м<sup>3</sup>

$$q_v = \frac{q_k}{v_1}.$$

Удельный тепловой поток, отводимый в систему ГВС, кДж/кг

$$q'_k = i_2 - i_3.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_a - i_6.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = i_2 - i_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k}.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Объемный расход рабочего вещества, м<sup>3</sup>/с

$$V = G_a \cdot v_1.$$

Изоэнтروпная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s}.$$

### **1.3. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла парокompрессорного теплового насоса с бессальниковым компрессором**

**Исходные данные:**

Теплопроизводительность	$Q_k$ , кВт
Температура кипения	$t_0$ , °С
Температура конденсации	$t_k$ , °С
Температура выхода из испарителя	$t_1$ , °С
Рабочее вещество	

На рис. 3 (а, б) представлены схема и цикл парокompрессорного теплового насоса с бессальниковым компрессором. Расчетные величины сведены в табл. 3.

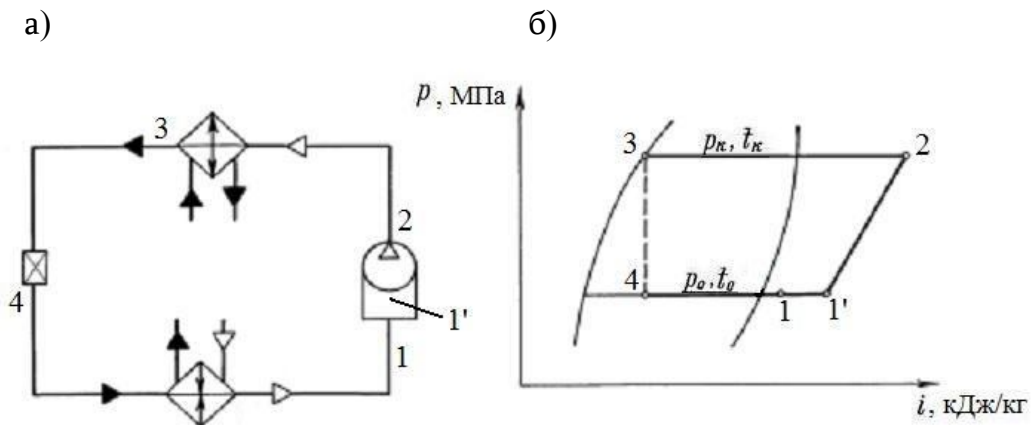


Рис. 3. Парокомпрессорный тепловой насос с бессальниковым компрессором

Таблица 3

### Параметры узловых точек

Термодинамические параметры	Номера узловых точек цикла					
	1	1'	2	2 <sub>S</sub>	3	4
$p$ , кПа						
$t$ , C°						
$i$ , кДж/кг						
$v$ , м <sup>3</sup> /кг	—		—	—	—	—

### Методика расчета

Перегрев на всасывании (принимается и уточняется), °C

$$\Delta t_{\text{вс. эл.дв}} = i_{1'} - i_1$$

Энтальпия пара перед всасывающими клапанами компрессора (точка  $i_{1'}$ ), кДж/кг

$$i_{1'}^* = i_1 + \frac{(i_2 - i_1) \cdot (1 - \eta_{\text{эл}})}{\eta_{\text{эл}} \cdot \eta_e},$$

где  $\eta_{\text{эл}} = 0,7$  – кпд электродвигателя,  
 $\eta_e = 0,85$  – эффективный кпд компрессора.

Если полученное значение отличается от принятого ранее  $i_1$ , расчет необходимо повторить с другим значением  $\Delta t_{\text{вс.эл.дв.}}$ .

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_k = i_2 - i_3.$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м<sup>3</sup>

$$q_v = \frac{q_k}{v_1'}.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = i_2 - i_1'.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k}.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Объемный расход рабочего вещества, м<sup>3</sup>/с

$$V = G_a \cdot v_1'.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s}.$$

### 1.4. Методика расчета действительного одноступенчатого цикла парокомпрессорного теплового насоса с бессальниковым компрессором

#### Исходные данные:

Теплопроизводительность	$Q_k$ , кВт
Температура охлаждаемого источника на входе в испаритель	$t_{s1}$ , °C
Температура охлаждающего источника на входе в конденсатор	$t_{w1}$ , °C
Рабочее вещество	

На рис. 4 представлен действительный цикл парокомпрессорного теплового насоса. Расчетные величины сведены в табл. 4.

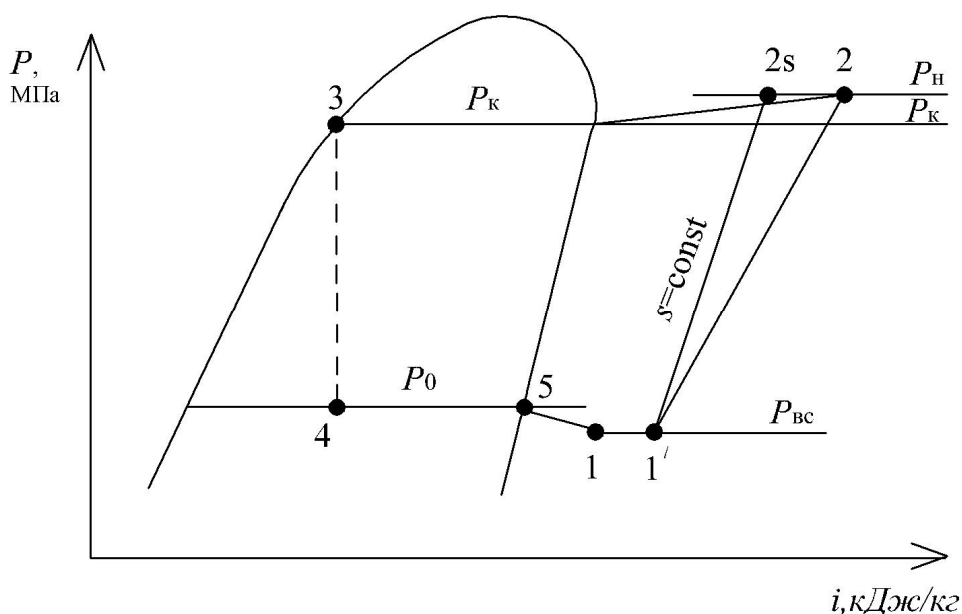


Рис. 1. Действительный одноступенчатый цикл парокомпрессорного теплового насоса с бессальниковым компрессором

По диаграмме для фреона определяются значения энтальпий в узловых точках цикла.

### Параметры узловых точек

Термодинамические параметры	Номера узловых точек цикла						
	1	1'	2	2 <sub>s</sub>	3	4	5
$p$ , кПа							
$t$ , °C							
$i$ , кДж/кг							
$v$ , м <sup>3</sup> /кг	–		–	–	–	–	–

### Методика расчета

Температура охлажденного источника на выходе из испарителя, °C

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где  $\Delta t_s = 5$  °C – перепад температур в испарителе.

Температура охлаждающего источника на выходе из конденсатора, °C

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t_w,$$

где  $\Delta t_w = 5$  °C – перепад температур в конденсаторе

Температура кипения, °C

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где  $\Delta t_{и} = (3 \div 6)$  °C – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Температура конденсации, °C

$$t_k = t_{w2} + \Delta t_k,$$

где  $\Delta t_k = (3 \div 6)$  °C – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление всасывания, кПа

$$p_{вс} = p_0 - \Delta p_{вс},$$

где потери давления на всасывании:

фреоны:  $\Delta p_{\text{вс}} = (0,05 \div 0,1) \cdot p_0$ , аммиак:  $\Delta p_{\text{вс}} = (0,03 \div 0,05) \cdot p_0$ .

Давление нагнетания. кПа

$$p_{\text{н}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{н}},$$

где потери давления на нагнетании:

фреоны:  $\Delta p_{\text{н}} = (0,1 \div 0,15) \cdot p_{\text{к}}$ , аммиак:  $\Delta p_{\text{н}} = (0,05 \div 0,07) \cdot p_{\text{к}}$ ,

Перегрев на всасывании (принимается и уточняется), °С

$$\Delta t_{\text{вс. эл.дв}} = i_{1'} - i_1.$$

Действительная энтальпия рабочего вещества при выходе из компрессора, кДж/кг

$$i_2 = i_{1'} + \frac{i_{2s} - i_{1'}}{\eta_e},$$

где  $\eta_e$  – эффективный КПД компрессора, определяется по графику (приложение 1)

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_{\text{а}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{к}}}.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = i_2 - i_{1'}.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_{\text{а}} \cdot l_s.$$

Индикаторная мощность компрессора, кВт

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i},$$

где  $\eta_i$  – индикаторный КПД компрессора, определяется по графику (приложение 1)

Степень повышения давления

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}.$$

Действительная объемная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с

$$V_d = G_a \cdot v_1'.$$

Теоретический объем, описываемый поршнями, м<sup>3</sup>/с

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda},$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора, определяется по графику (приложение 2)

Мощность трения, кВт

$$N_{тр} = p_{i\text{тр}} \cdot V_T,$$

где давление трения:

фреоны:  $p_{i\text{тр}} = 40$  кПа, аммиак:  $p_{i\text{тр}} = 60$  кПа

Эффективная мощность компрессора, кВт

$$N_e = N_i + N_{тр}$$

Электрическая мощность компрессора, кВт

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}},$$

где  $\eta_{\text{эл.дв.}} = 0,85$  – КПД электродвигателя.



Количество теплоты, подведенное к рабочему веществу от обмоток статора электродвигателя, кВт

$$\Delta Q_{\text{эл}} = N_{\text{эл.дв.}} \cdot (1 - \eta_{\text{эл.дв.}}).$$

Энтальпия пара перед всасывающими клапанами компрессора, кДж/кг

$$i_1' = i_1 + \frac{\Delta Q_{\text{эл}}}{G_a}.$$

**Если полученное значение отличается от принятого ранее  $i_1$ , расчет необходимо повторить с другим значением  $\Delta t_{\text{вс.эл.дв.}}$ .**

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м<sup>3</sup>

$$q_v = \frac{q_k}{v_1'}.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_5 - i_4.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_e}.$$

## 2. МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

### 2.1. Методика расчета теоретического цикла абсорбционного понижающего термотрансформатора

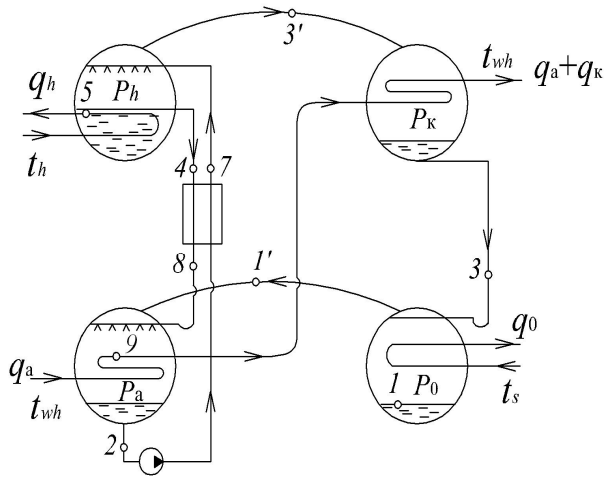
#### Исходные данные:

Температура охлажденной среды	$t_s, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагретой воды	$t_{wh}, \text{ }^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

На рис. 5 представлены схема и теоретический цикл абсорбционного понижающего термотрансформатора (АПНТ) с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах представлен. В качестве теоретического цикла АПНТ принят цикл при следующих условиях (рис. 5, б): отсутствуют потери от неполноты насыщения и неполноты выпаривания раствора при абсорбции пара и кипении раствора в соответствующих аппаратах; в теплообменнике растворов имеет место полная рекуперация теплоты, т. е. на холодной стороне теплообменника растворов имеет место равенство  $t_2 = t_8$ ; гидравлические сопротивления, возникающие при прохождении пара из испарителя в абсорбер и из генератора в конденсатор, отсутствуют; высшая температура раствора в конце его кипения в генераторе  $t_4$  равна температуре греющего источника  $t_h$ ; низшая температура при абсорбции  $t_2$  равна температуре конденсации пара  $t_k$ , которая, в свою очередь, принята равной температуре нагреваемой среды  $t_{wh}$ ; температура кипения воды в испарителе  $t_0$  равна температуре охлажденного источника  $t_s$ ; состояние пара, поступающего из генератора АПНТ в конденсатор, определяется по максимально допустимой концентрации крепкого раствора  $\xi_r$  и давлению раствора при его кипении  $p_h$ .

Расчетные величины сведены в табл. 5.

а)



б)

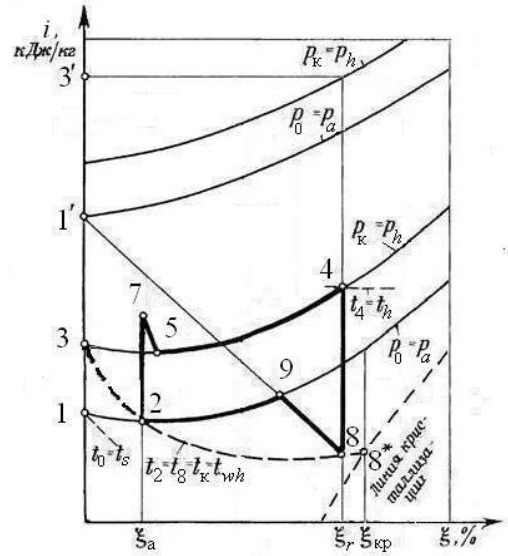


Рис. 5. Абсорбционный понижающий термотрансформатор с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в генераторе и абсорбере:

а – схема термотрансформатора; б – процессы на  $\xi - i$  - диаграмме;  
 $p_0, p_h, p_a, p_k$  – давление кипения рабочего вещества, раствора, абсорбции и конденсации пара соответственно;  
 $\xi_a, \xi_r, \xi_{кр}$  - концентрация слабого, крепкого растворов и кристаллизации соответственно

Таблица 5

**Параметры узловых точек цикла**

Параметры	Точки				
	1'	2	3	3'	4
$p, \text{кПа}$					
$t, \text{°C}$					
$i, \text{кДж/кг}$					
$\xi, \%$					

Параметры	Точки			
	5	7	8	9
$p$ , кПа				
$t$ , °С				
$i$ , кДж/кг				
$\xi$ , %				

### Методика расчета

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_s.$$

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_a = p_0.$$

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{wh}.$$

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С

$$t_2 = t_k = t_{wh}.$$

Концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a = f(p_a, t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг

$$i_2 = f(\xi_a, t_2).$$

°С  
Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника,

$$t_8 = t_2 = t_k = t_{wh}.$$

Концентрация кристаллизации крепкого раствора, %

$$\xi_{кр} = f(t_8, \text{ линия кристаллизации в } i - \xi - \text{ диаграмме})$$

Максимально допустимая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r = \xi_{кр} - \Delta\xi_r,$$

где  $\Delta\xi_r = (0,5 \div 1)\%$  – недовыпаривание раствора в генераторе.

Температура раствора на выходе из генератора, °С

$$t_4 = f(p_h, \xi_r).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_4 = f(\xi_r, t_4).$$

Температура греющего источника, °С

$$t_h = t_4.$$

Зона дегазации, %

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a.$$

Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Энтальпия крепкого раствор на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_8 = f(\xi_r, t_8).$$

Удельный тепловой поток теплообменника, кДж/кг

$$q_T = (a - 1) \cdot (i_4 - i_8).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_7 = i_2 + \frac{q_T}{a}.$$

Температура слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a, t_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h, t_7 \text{ угол наклона процесса десорбции в } i - \xi \text{ - диаграмме})$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_3' = f(t_4, p_h).$$

Температура начала процесса абсорбции, °С

$$t_9 = f(p_a, i_8, \text{ угол наклона процесса разделения в } i - \xi \text{ - диаграмме})$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_1' = f(t_0).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(t_k).$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг

$$q_h = i_3' + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг

$$q_a = i_1' + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Теплота, подведенная к АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{под}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{q_a + q_k}{q_h}.$$

## 2.2. Методика расчета действительного цикла абсорбционного понижающего термотрансформатора

### Исходные данные:

Температура греющей среды	$t_{h1}, ^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды	$t_{s1}, ^\circ\text{C}$
Температура нагретой воды	$t_{wh2}, ^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

На рис. 6 представлены схема и действительный цикл абсорбционного понижающего термотрансформатора. Расчетные величины сведены в табл. 6.

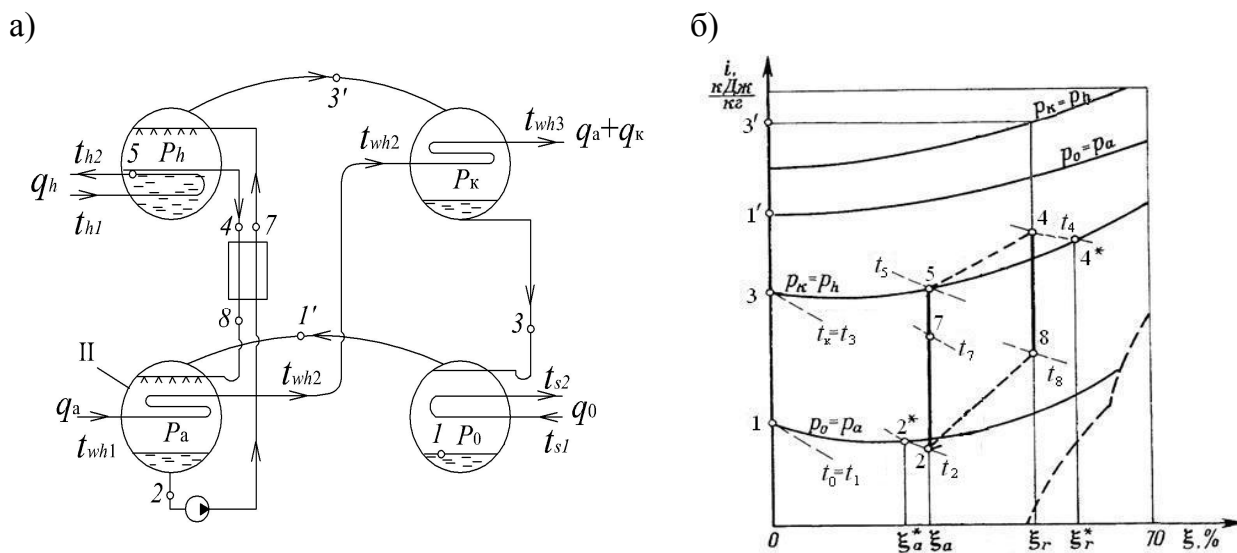


Рис. 6. Абсорбционный понижающий термотрансформатор:  
а – схема термотрансформатора; б – процессы на  $\xi - i$  – диаграмме

Таблица 6

### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки				
	1	1'	2	3	3'
$p, \text{кПа}$					
$t, ^\circ\text{C}$					
$i, \text{кДж/кг}$					
$\xi, \%$					



Параметры	Точки			
	4	5	7	8
$p$ , кПа				
$t$ , °С				
$i$ , кДж/кг				
$\xi$ , %				

### Методика расчета

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где  $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где  $\Delta t_{и} = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_0 = p_a.$$

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{wh3} + \Delta t_k,$$

где  $\Delta t_k = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k.$$

Температура нагретой среды на входе в конденсатор, °C

$$t_{wh2} = t_{wh3} - \Delta t_{whk},$$

где  $\Delta t_{whk} = 4^\circ\text{C}$  – разность температур в конденсаторе.

Температура нагретой среды на входе в абсорбер, °C

$$t_{wh1} = t_{wh2} - \Delta t_{wha},$$

где  $\Delta t_{wha} = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в абсорбере.

Температура раствора на выходе из абсорбера, °C

$$t_2 = t_{wh1} + \Delta t_a,$$

Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = f(p_a; t_2).$$

Действительная концентрация слабого раствора,

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a,$$

где  $\Delta \xi_a = (0,5 \div 2,5) \%$  – недонасыщение раствора в абсорбере.

Температура греющей среды на выходе из генератора, °C

$$t_{h2} = t_{h1} - \Delta t_h,$$

где  $\Delta t_h = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из генератора, °C

$$t_4 = t_{h1} - \Delta t_r,$$

где  $\Delta t_r > 5^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора.

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = f(p_h; t_4).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r,$$

где  $\Delta\xi_r = (0,5 \div 2,5)$  % – недовыпаривание раствора в генераторе.

Зона дегазации, %

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a.$$

Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_8 = t_2 + \Delta t_{T/O},$$

где  $\Delta t_{T/O} = 15^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на холодной стороне теплообменника растворов.

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_8 = f(\xi_r; t_8).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, °С

$$i_4 = f(\xi_r; t_4),$$

Тепловой поток теплообменника, кДж/кг

$$q_T = (a - 1) \cdot (i_4 - i_8).$$

Энтальпия раствора на выходе из абсорбера, °С

$$i_2 = f(\xi_a; t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_7 = i_2 + \frac{q_T}{a}.$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a; i_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h; \xi_a).$$

Энтальпия начала процесса кипения раствора, °С

$$i_5 = f(p_h; t_5).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_{3'} = f(p_h; t_4).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(p_k).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_{1'} = f(p_0).$$

Тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = i_{1'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг

$$q_k = i_{3'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг

$$q_h = i_{3'} + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг

$$q_h = i_{1'} + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Теплота, подведенная к АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{подв}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{q_a + q_k}{q_h}.$$

## 2.1. Методика расчета теоретического цикла абсорбционного повышающего термотрансформатора

**Исходные данные:**

Температура греющей среды	$t_h = t_s, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура охлаждающей среды	$t_w, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагретой среды	$t_{wh}, \text{ }^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

На рис. 7 представлены схема и теоретический цикл абсорбционного повышающего термотрансформатора (АПВТ) с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах представлен. В качестве теоретического цикла АПВТ принят цикл при следующих условиях (рис. 7, б): отсутствуют потери от неполноты насыщения и неполноты выпаривания раствора при абсорбции пара и кипении раствора в соответствующих аппара-

тах; в теплообменнике растворов имеет место полная рекуперация теплоты, т. е. на теплой стороне теплообменника растворов имеет место равенство  $t_2 = t_8$ ; гидравлические сопротивления, возникающие при прохождении пара из испарителя в абсорбер и из генератора в конденсатор, отсутствуют; высшая температура раствора в конце его кипения в генераторе  $t_4$  равна температуре греющего источника  $t_h$ ; низшая температура при абсорбции  $t_2$  равна температуре нагреваемой среды  $t_{wh}$ ; температура кипения воды в испарителе  $t_0$  равна температуре охлажденного источника  $t_s$ ; состояние пара, поступающего из генератора АПВТ в конденсатор, определяется по максимально допустимой концентрации крепкого раствора  $\xi_r$  и давлению раствора при его кипении  $p_h$ .

Расчетные величины сведены в табл. 7.

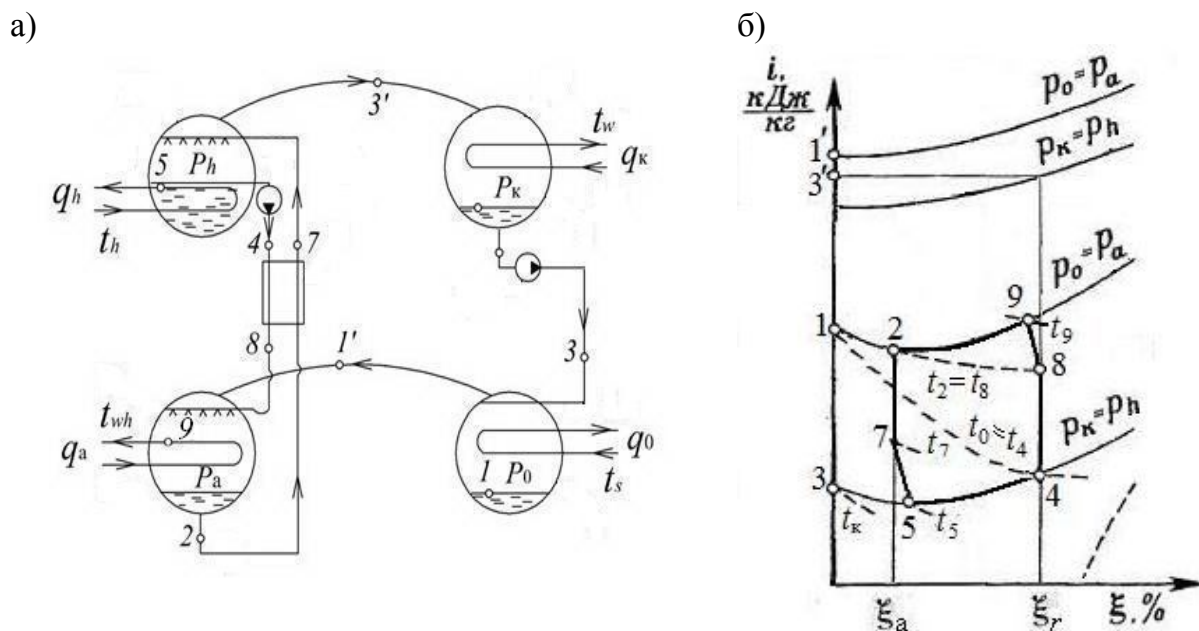


Рис. 7. Абсорбционный повышающий термотрансформатор с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в генераторе и абсорбере:

- а – схема термотрансформатора; б – процессы на  $\xi - i$  - диаграмме;
- $p_0, p_h, p_a, p_k$  – давление кипения рабочего вещества, раствора, абсорбции и конденсации пара соответственно;
- $\xi_a, \xi_r$  - концентрация слабого и крепкого растворов соответственно

### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки				
	1'	2	3	3'	4
$p$ , кПа					
$t$ , °С					
$i$ , кДж/кг					
$\xi$ , %					

Окончание табл. 7

Параметры	Точки			
	5	7	8	9
$p$ , кПа				
$t$ , °С				
$i$ , кДж/кг				
$\xi$ , %				

### Методика расчета

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_s.$$

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_a = p_0.$$

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_w.$$

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °C

$$t_2 = t_{wh}.$$

Концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a = f(p_a, t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг

$$i_2 = f(\xi_a, t_2).$$

°C  
Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника,

$$t_8 = t_2 = t_{wh}.$$

Температура раствора на выходе из генератора, °C

$$t_4 = t_h = t_s = t_0.$$

Концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r = f(p_h, t_4).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_4 = f(\xi_r, t_4).$$

Зона дегазации, %

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a.$$



Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Энтальпия крепкого раствор на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_8 = f(\xi_r, t_8).$$

Удельный тепловой поток теплообменника, кДж/кг

$$q_T = (a - 1) \cdot (i_4 - i_8).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_7 = i_2 - \frac{q_T}{a}.$$

Температура слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a, t_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h, t_7 \text{ угол наклона процесса десорбции в } i - \xi \text{ - диаграмме})$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_3' = f(t_4, p_h).$$

Температура начала процесса абсорбции, °С

$$t_9 = f(p_a, i_8, \text{ угол наклона процесса разделения в } i - \xi \text{ - диаграмме})$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_1' = f(t_0).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(t_k).$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг

$$q_h = i_3' + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг

$$q_a = i_1' + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Теплота, подведенная к АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{под}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Коэффициент трансформации

$$\alpha = \frac{q_a}{q_h}.$$

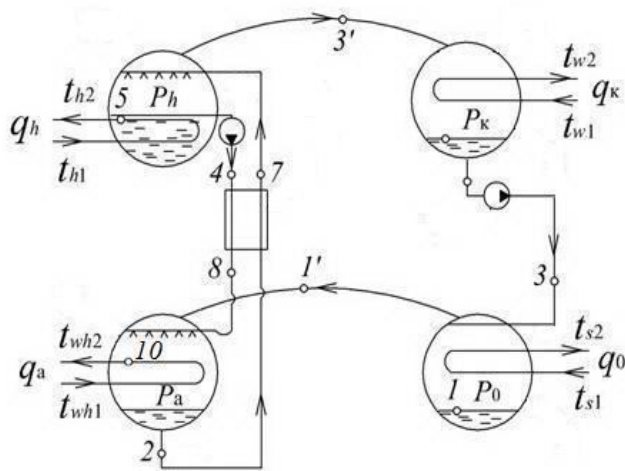
## 2.4. Методика расчета действительного цикла абсорбционного повышающего термотрансформатора

**Исходные данные:**

Температура греющей среды	$t_{h1} = t_{s1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура охлаждающей среды	$t_{w1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагретой среды	$t_{wh2}, \text{ }^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

На рис. 8 представлены схема и действительный цикл абсорбционного повышающего термотрансформатора. Расчетные величины сведены в табл. 8.

а)



б)

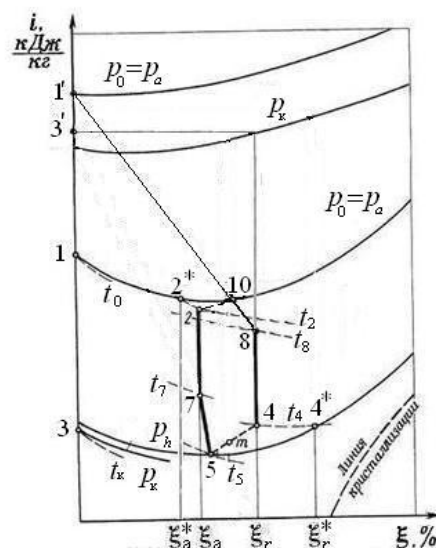


Рис. 8. Абсорбционный понижающий термотрансформатор:  
а – схема термотрансформатора; б – процессы на  $\xi - i$  – диаграмме

Таблица 8

**Параметры узловых точек цикла**

Параметры	Точки				
	1	2	3	3'	4
$p, \text{ кПа}$					
$t, \text{ }^\circ\text{C}$					
$i, \text{ кДж/кг}$					
$\xi, \%$					

Параметры	Точки			
	5	7	8	10
$p$ , кПа				
$t$ , °С				
$i$ , кДж/кг				
$\xi$ , %				

### Методика расчета

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где  $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где  $\Delta t_{и} = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_0 = p_a.$$

Температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора,  
°С

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t_w,$$

где  $\Delta t_w = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{w2} + \Delta t_k,$$

где  $\Delta t_k = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k + \Sigma\Delta p,$$

где  $\Sigma\Delta p = (0,067 \div 0,133)$  кПа – гидравлические сопротивления прохождению пара между генератором и конденсатором.

Температура нагретой среды на входе в абсорбер,  $^\circ\text{C}$

$$t_{wh1} = t_{wh2} - \Delta t_{wh},$$

где  $\Delta t_{wh} = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из абсорбера,  $^\circ\text{C}$

$$t_2 = t_{wh1} + \Delta t_a,$$

где  $\Delta t_a = (3 \div 6)^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = f(p_a; t_2).$$

Действительная концентрация слабого раствора,

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a,$$

где  $\Delta\xi_a = (0,5 \div 2,5)$  % – недонасыщение раствора в абсорбере.

Температура греющей среды на выходе из генератора,  $^\circ\text{C}$

$$t_{h2} = t_{h1} - \Delta t_h,$$

где  $\Delta t_h = 5^\circ\text{C}$  – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из генератора, °С

$$t_4 = t_{h1} - \Delta t_{\Gamma},$$

где  $\Delta t_{\Gamma} > 5^{\circ}\text{C}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора.

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = f(p_h; t_4).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r,$$

где  $\Delta \xi_r = (0,5 \div 2,5) \%$  – недовыпаривание раствора в генераторе.

Зона дегазации, %

$$\Delta \xi = \xi_r - \xi_a.$$

Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta \xi}.$$

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_8 = t_2 - \Delta t_{\text{T/O}},$$

где  $\Delta t_{\text{T/O}} = 5^{\circ}\text{C}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне теплообменника растворов.

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_8 = f(\xi_r; t_8).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, °С

$$i_4 = f(\xi_r; t_4),$$

Тепловой поток теплообменника, кДж/кг

$$q_T = (a - 1) \cdot (i_4 - i_8).$$

Энтальпия раствора на выходе из абсорбера, °С

$$i_2 = f(\xi_a; t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

$$i_7 = i_2 - \frac{q_T}{a}.$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a; i_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h; \xi_a).$$

Энтальпия начала процесса кипения раствора, °С

$$i_5 = f(p_h; t_5).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_{3'} = f(p_k; t_4).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(p_k).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_{1'} = f(p_0).$$

Тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг

$$q_h = i_3' + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг

$$q_h = i_1' + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Теплота, подведенная к АПВТ, кДж/кг

$$q_{\text{подв}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АПВТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

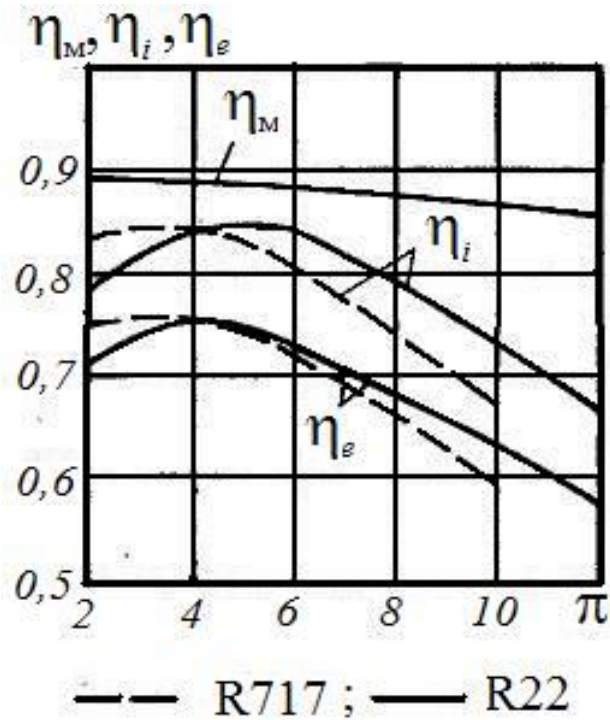
Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{q_a + q_k}{q_h}.$$



## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

**Энергетические коэффициенты поршневого компрессора  
средней производительности [3]**



**Коэффициент подачи для поршневых компрессоров  
средней производительности [4]**



Диаграмма хладагента R22 в координатах  $i - \lg P$  [5]

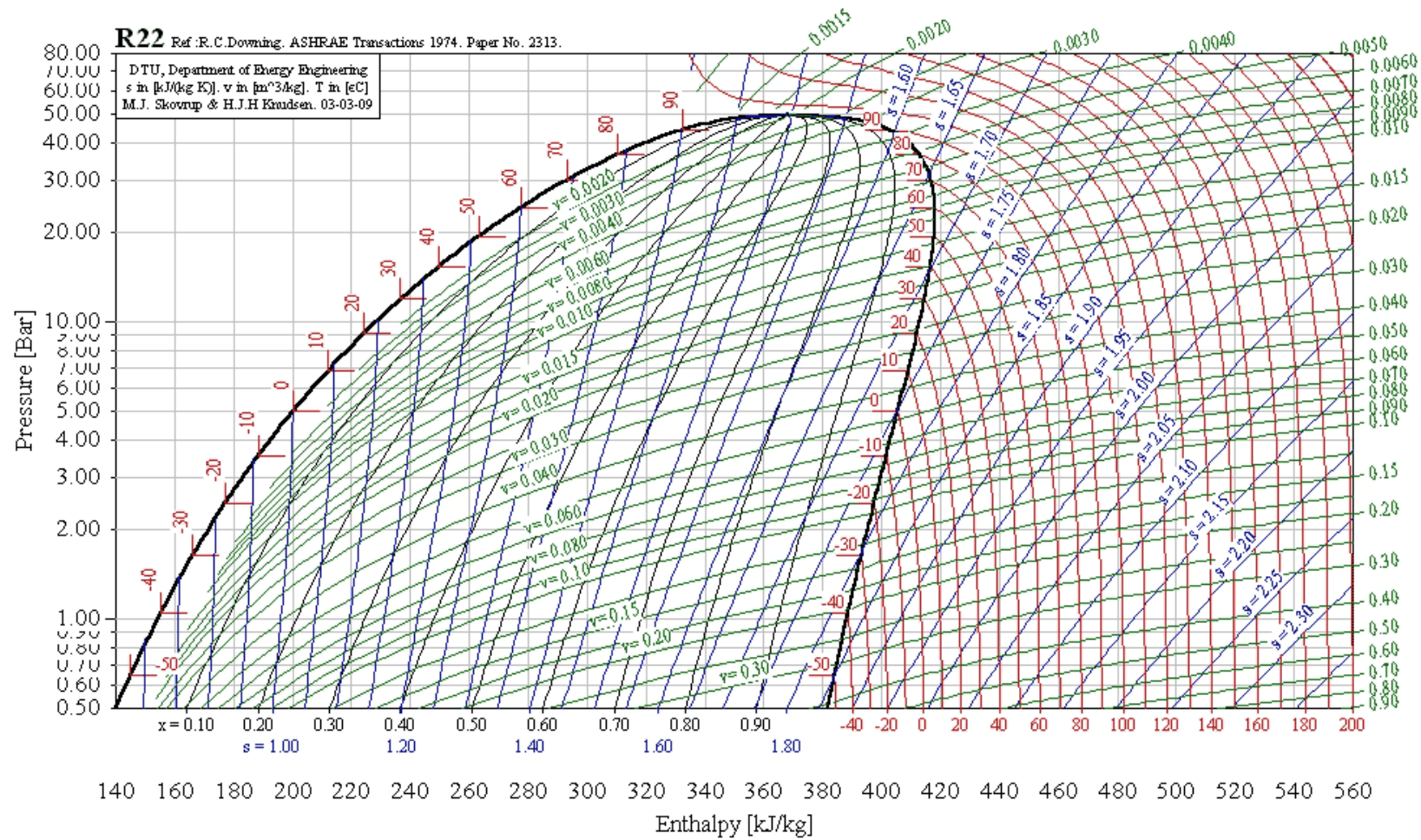


Диаграмма хладагента R134a в координатах  $i - \lg P$  [5]

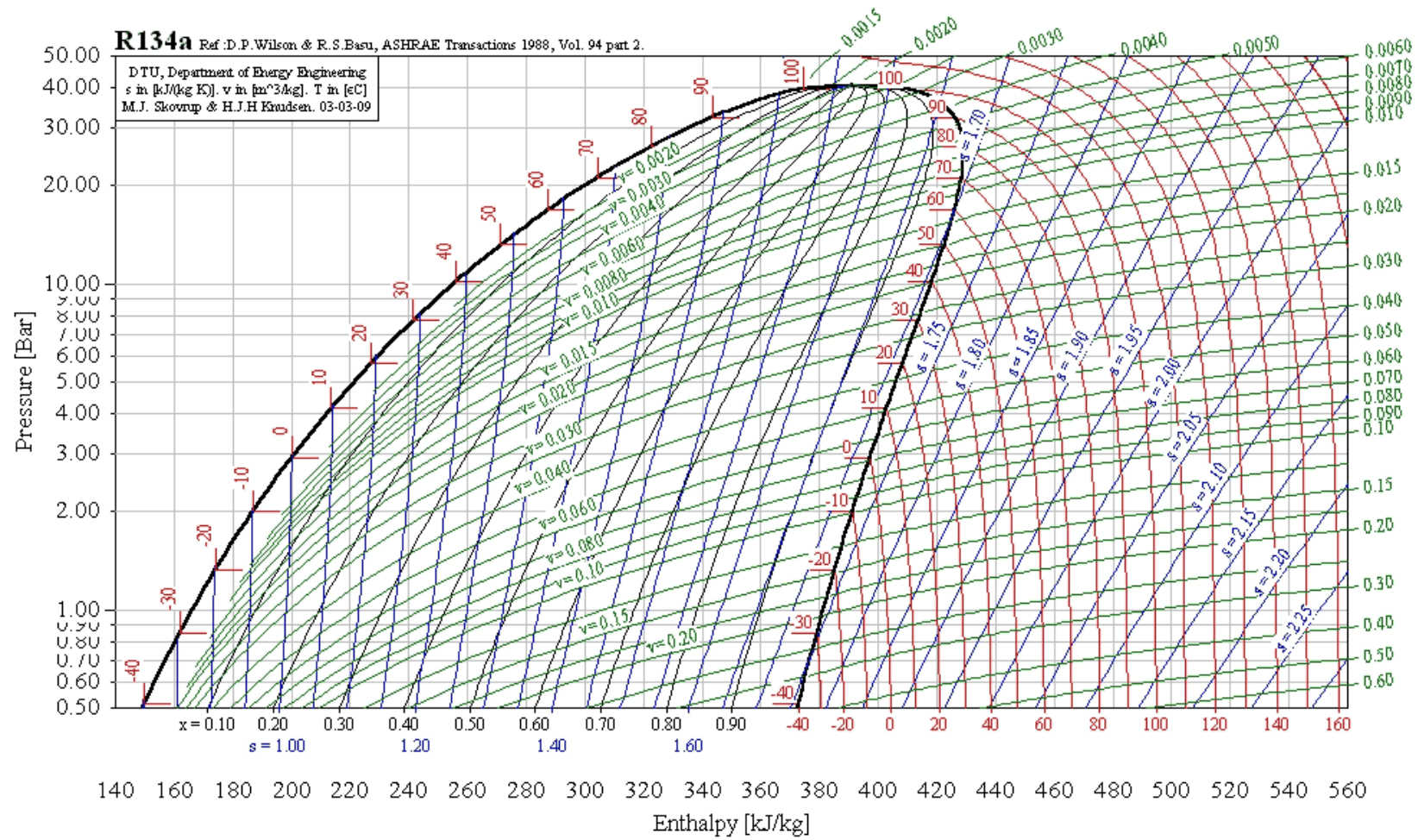


Диаграмма хладагента R410A в координатах  $i - \lg P$  [5]

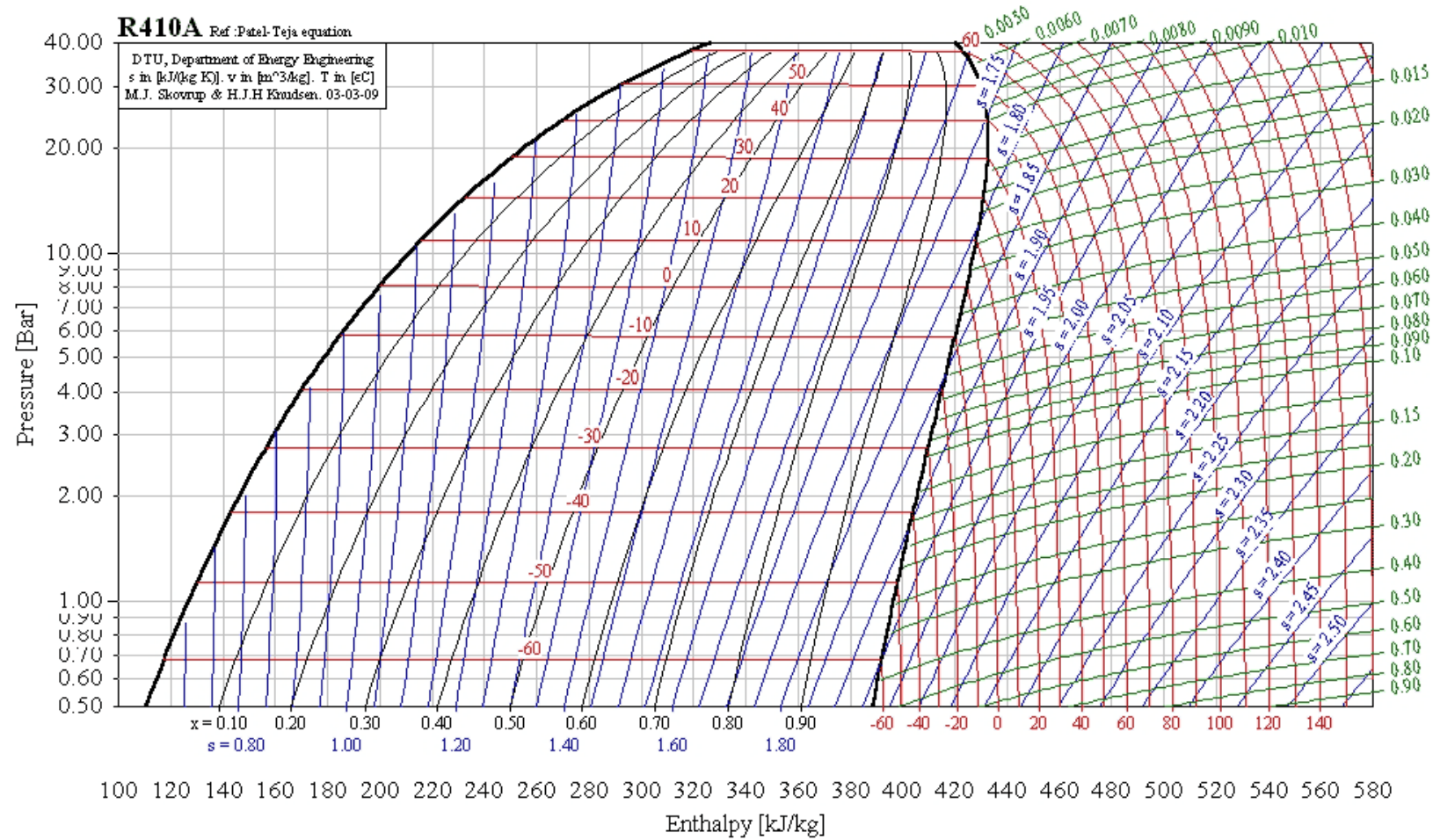


Диаграмма хладагента R600a в координатах  $i - \lg P$  [5]

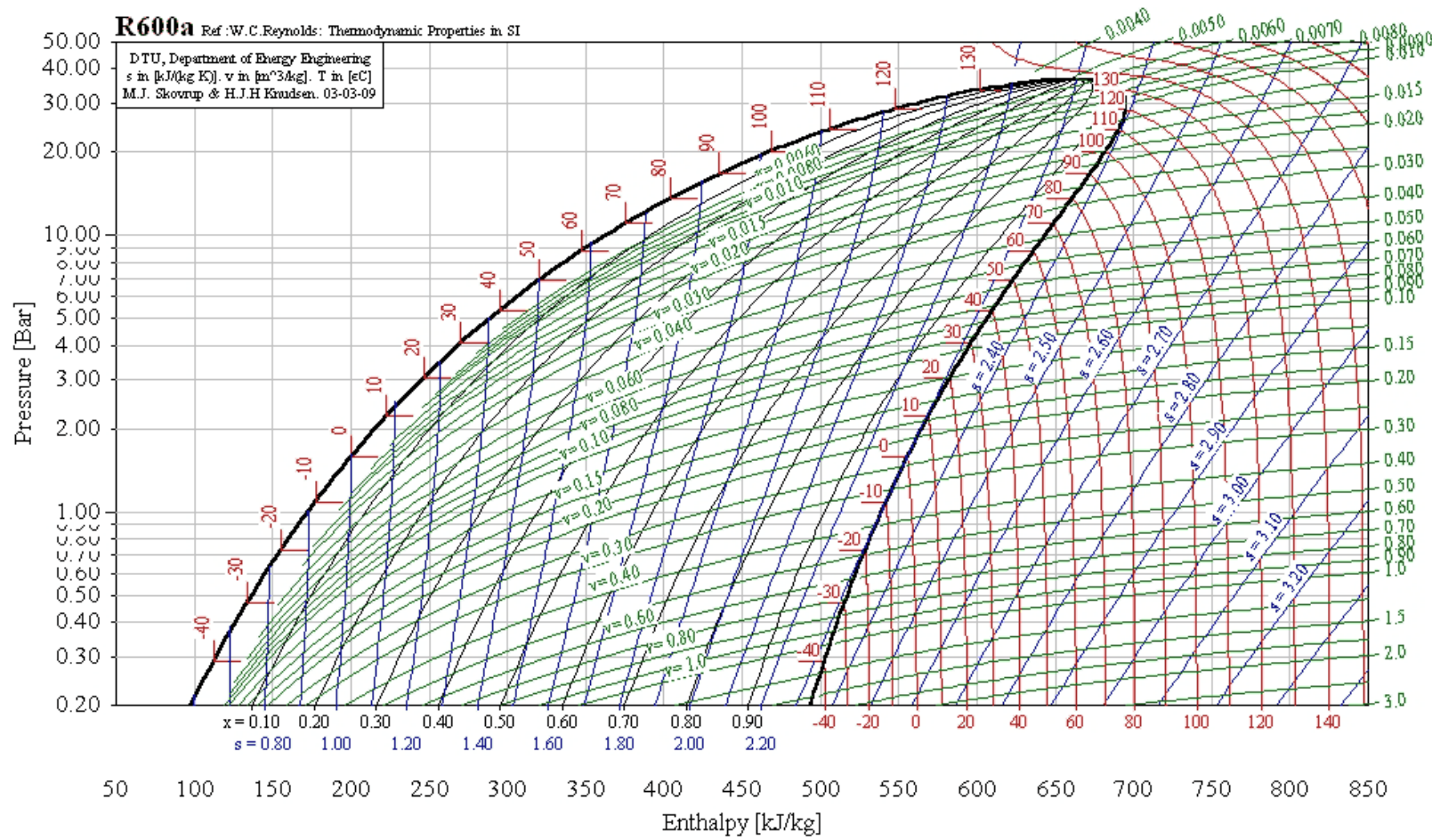
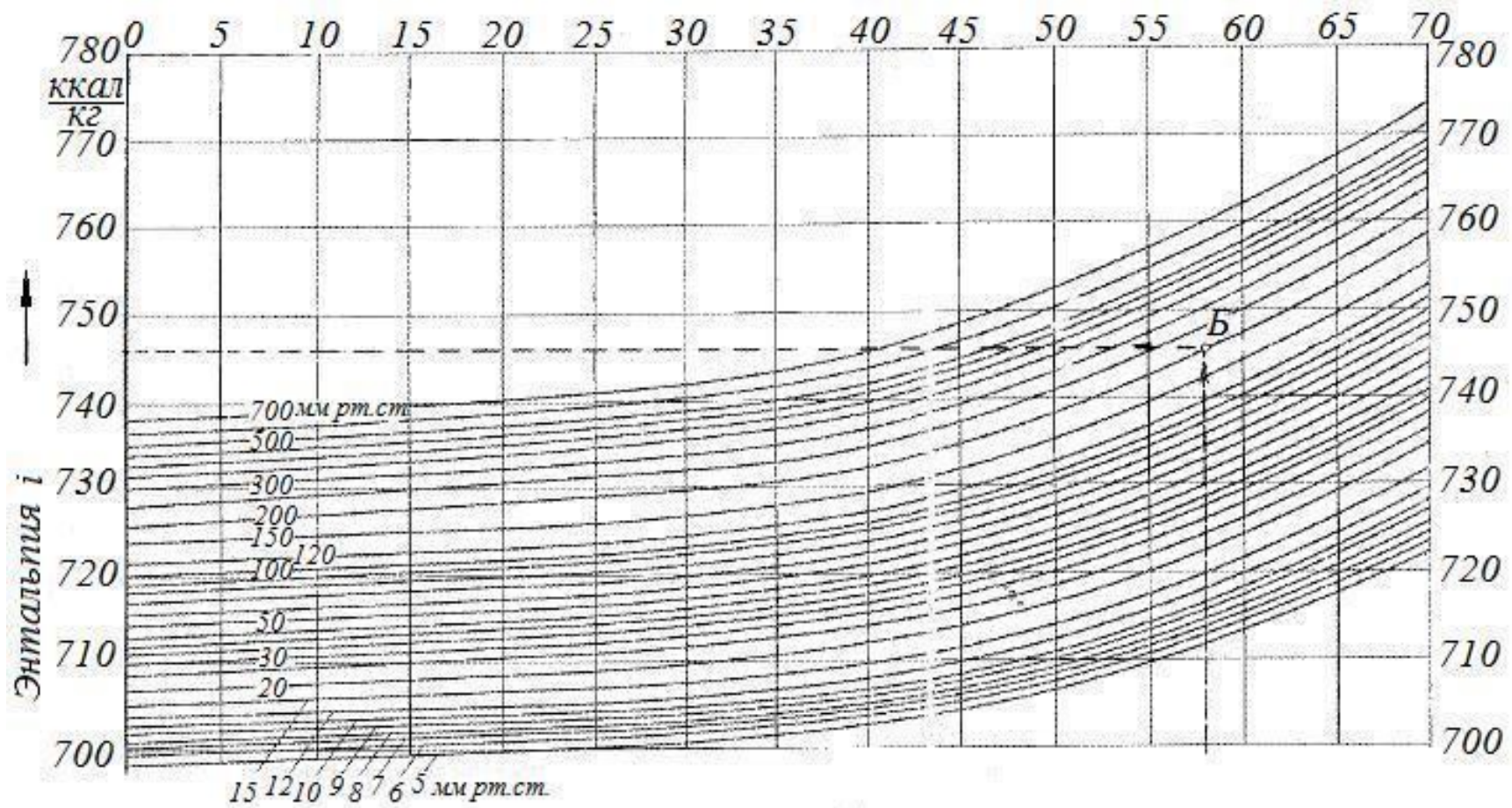
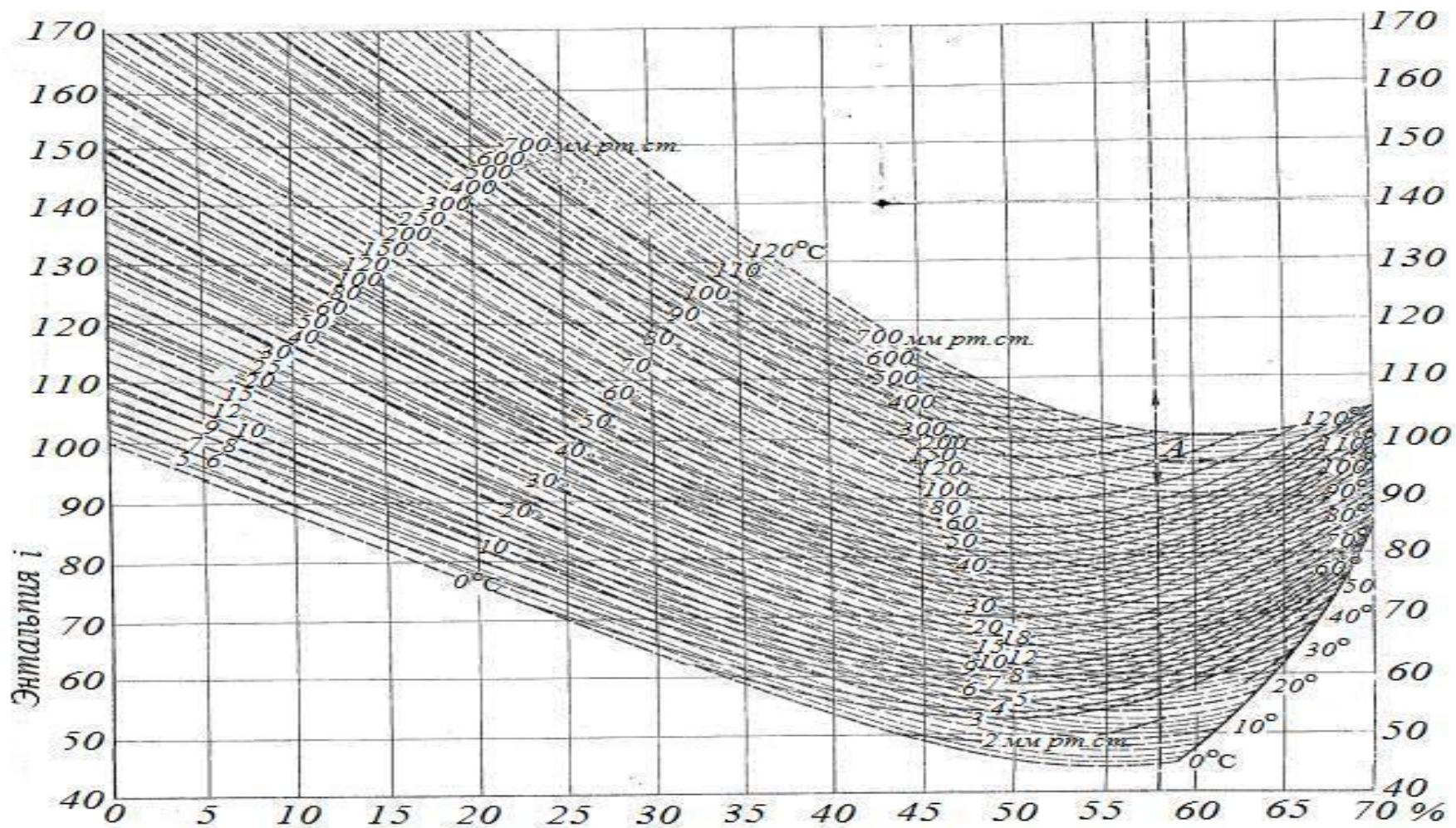


Диаграмма водного раствора бромистого лития в координатах  $\xi - i$







## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч.1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л.С. Тимофеевский, В.И. Пекарев, Н.Н. Бухарин и др.; Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 260 с.
3. Холодильные машины: Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек и др.; / Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 510 с., ил.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Е.М. Бамбушек, Е.Д. Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А. Сакуна – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.: ил.
5. CoolPack, A Collection of Simulation Tools for Refrigeration – Version 1.46 / M.J. Skovrup, A. Jacobsen, B.D. Rasmussen, S.E. Andersen // Technical Univ. of Denmark, Dept. of Mechanical Engineering, Lyngby, Denmark, 2000.
6. Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов: Учеб.-метод. пособие / Л.С. Тимофеевский, А.А. Малышев, А.А. Дзино, О.С. Малинина. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 22 с.
7. Дзино А.А., Малинина О.С. Абсорбционные холодильные машины: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2015. 68с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ.....	5
МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ.....	17
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	40
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	48

**Миссия университета** – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

---

## **ФАКУЛЬТЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ**

Современная цивилизация не может существовать и развиваться без техники низких температур. Факультет низкотемпературной энергетики один из старейших факультетов университета. Факультет выпускает бакалавров и магистров по направлениям, связанным с производством и применением искусственного холода. На факультете имеется аспирантура. Основное направление работы факультета – научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы, направленные на совершенствование систем производства и использования холода в различных областях народного хозяйства. Факультет проводит научно-исследовательские работы и в области низкопотенциальной энергетики – использования вторичных энергетических ресурсов. Абсорбционные машины относятся к разряду теплоиспользующих и могут работать в трех режимах: в режиме холодильной машины, в режиме понижающего термотрансформатора и в режиме повышающего термотрансформатора.

Дзино Анатолий Аполлонович  
Малинина Ольга Сергеевна

**МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ  
ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ  
НАСОСОВ И АБСОРБЦИОННЫХ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

**Учебно-методическое пособие**

В авторской редакции  
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано в ризографе

Редакционно-издательский отдел  
Университета ИТМО  
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, 49