МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.А. Дзино, О.С. Малинина

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Учебно-методическое пособие

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.575

Дзино А.А., Малинина О.С. Тепловые насосы: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 43 с.

Приводятся теоретический материал и методические указания к самостоятельной работе по дисциплине «Тепловые насосы» для бакалавров направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения очной формы обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 2 от 27.10.2016 г.

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

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, 2016

© Дзино А.А., Малинина О.С., 2016

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Тепловые насосы» является одной из завершающих дисциплин в подготовке бакалавра-холодильщика. Эта дисциплина базируется на ранее изученных студентами дисциплинах, таких как «Введение в специальность», «Теоретические основы холодильной техники и низкотемпературные машины», «Расчет и конструирование объемных компрессоров» и т. д.

В случае трудности усвоения материала из-за недостатка знаний по ранее изученным дисциплинам студент должен обратиться к соответствующим дисциплинам самостоятельно.

Самостоятельную работу по разделам дисциплины студентам рекомендуется выполнять последовательно по темам, придерживаясь следующего порядка:

а) ознакомиться с содержанием темы по программе и методическим указаниям к ней;

б) пользуясь списком рекомендованной литературы, проработать материал, относящийся к данной теме. Особое внимание надо обращать на усвоение принципиальных положений и глубокое понимание изучаемого материала;

в) изучение темы закончить ответами на вопросы для самопроверки. При этом не рекомендуется обращаться к помощи конспекта или учебника;

г) перейти к изучению следующей темы только после усвоения предыдущего материала.

Неясные вопросы могут решаться путем письменных и устных консультаций.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

1. ПАРОКОМПРЕССОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

1.1. Область применения парокомпрессорных тепловых насосов

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 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 нужд. Особенно эффективно использование тепловых насосов в системах круглогодичного кондиционирования воздуха, применяют их для различных технологических нужд, в технике опреснения и выпаривания водных растворов, для нагрева воздуха в холодное время года и охлаждения его в летний период в одноквартирных домах и отдельных комнатах для сушки зерна, в системах тепло- и хладоснабжения чайных фабрик, в системах горячего водоснабжения бань, для термообработки молока и других целей.

1.2. Источники теплоты низкого потенциала

1.2.1. Воздух

К особенностям использования атмосферного воздуха относятся его переменная температура (наиболее низкая приходится на период максимальной отопительной нагрузки) и низкие значения коэффициента теплоотдачи. Последнее заставляет увеличивать поверхность испарителя или разность температур путем снижения температуры кипения (при этом ухудшаются энергетические и экономиче-

ские характеристики установки). При температуре кипения ниже 0 °С на поверхности испарителя образуется иней, что затрудняет процесс теплопередачи. Несмотря на это воздух, благодаря удобству работы с ним, широко используют в небольших установках круглогодичного кондиционирования. При использовании воздуха в качестве источника теплоты отопительный коэффициент, как правило, не превышает 2,5 [2].

1.2.2. Вода

Удобным источником теплоты является вода. Она обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи. Водные источники, выходящие из сравнительно глубоких слоев почвы, имеют температуру, близкую к среднегодовой. Это выгодно отличает воду от воздуха и обеспечивает высокое среднегодовое значение отопительного коэффициента. Наиболее целесообразно использовать отходы теплой воды тепловых электростанций, воду, откачиваемую из шахт, а также естественные горячие источники. Вода рек, озер, морей также может быть использована, однако при этом необходимо тщательно изучить температурный режим водоема в течение года, принимая во внимание опасность обмерзания стенок испарителя в зимний период. Следует учитывать расход энергии на циркуляционные насосы, который достигает иногда 15–20 % от расхода энергии в компрессоре теплового насоса [2].

1.2.3. Грунт

В качестве естественного источника теплоты для зимнего отопления и летнего кондиционирования применяют грунт. Наиболее перспективны установки круглогодичного кондиционирования, использующие сезонную аккумулирующую способность грунта. Змеевики, заложенные в грунт, в зависимости от сезона выполняют роль испарителя или конденсатора. Их углубляют в землю ниже уровня, на котором сказывается влияние суточных изменений температуры. Условия теплоотдачи в грунте зависят главным образом от его влажности. Практика показывает, что в установках с использованием грунта в качестве источника теплоты отопительный коэффициент достигает 2,2–3,2 в зависимости от внешних условий [2].

1.3. Рабочие вещества парокомпрессорных тепловых насосов

В качестве рабочих веществ в тепловых насосах применяют R717, R22, R134a, смеси хладонов, CO_2 и другие рабочие вещества.

Аммиак как рабочее вещество в тепловых насосах целесообразно использовать для получения теплоты невысокого потенциала с температурой до 60 °С, так как при повышении температуры возрастает давление конденсации, а также температура перегретого пара в конце процесса сжатия может быть выше температуры воспламенения масла.

Не рекомендуется использовать аммиак, когда тепловой насос служит для системы отопления, вследствие его ядовитости, а также когда в смеси воздуха с аммиаком последнего содержится больше 16 % (смесь взрывоопасна).

1.4. Энергетическая эффективность парокомпрессорных тепловых насосов

Для тепловых насосов, потребляющих механическую энергию, величиной, характеризующей их эффективность, является отопительный коэффициент, т. е. отношение полученной теплоты к затраченной работе:

$$\mu = \frac{Q_к}{L} > 1.$$

1.5. Схема, теоретический одноступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы парокомпрессорного теплового насоса

Схема и теоретический цикл парокомпрессорного теплового насоса (ПКТН) показаны на рис. 1.1. В качестве теоретического цикла ПКТН принят цикл с регенеративным теплообменником (см. рис. 1.1, б).

Рабочее вещество в состоянии перегретого пара поступает в компрессор I (см. рис. 1.1, а), где изоэнтропно сжимается до давления $p_к$ и направляется в теплообменник системы горячего водоснабжения II.

В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). Наличие теплообменника ГВС не обязательно и зависит от режима работы теплового насоса. После теплообменника рабочее вещество поступает в конденсатор III, где сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении $p_к$ и температуре $t_к$. Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). После конденсатора рабочее вещество находится в состоянии насыщенной жидкости и поступает в регенеративный теплообменник IV, в котором происходит процесс теплообмена – жидкость охлаждается, пар после испарителя нагревается. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле V. Рабочее вещество поступает в испаритель VI, где происходит процесс кипения при давлении p_0 и температуре t_0 под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя. После испарителя пар рабочего вещества направляется в регенеративный теплообменник и далее в компрессор.

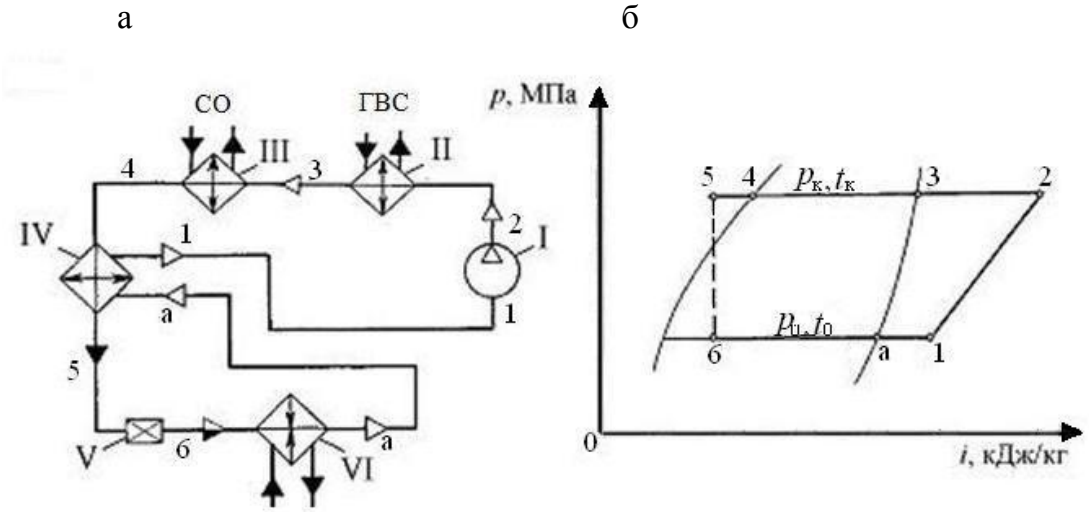


Рис. 1.1. Парокомпрессорный тепловой насос
с регенеративным теплообменником:
а – схема теплового насоса; б – процессы на *i*–*p*-диаграмме;
p_0, $p_к$ – давления кипения и конденсации рабочего вещества

Основные процессы цикла (см. рис. 1.1, б) следующие: а–1 − перегрев рабочего вещества в регенеративном теплообменнике; 1–2 – сжатие пара рабочего вещества в компрессоре; 2−3 − сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения; 3−4 – конденсация с отводом теплоты в систему отопления; 4–5 – охлаждение ра-

бочего вещества в теплообменнике; 5–6 – дросселирование в дроссельном вентиле; 6–а – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

1.6. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла парокомпрессорного теплового насоса с регенеративным теплообменником

Исходные данные

Теплопроизводительность …… $Q_к$, кВт
Температура кипения …… t_0, °С
Температура конденсации …… $t_к$, °С
Рабочее вещество ……

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Параметры	Точки						
	а	1	2	3	4	5	6
p, МПа							
t, °С							
i, кДж/кг							
v, м^3/кг	–		–	–	–	–	–

Методика расчета

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг,

$$q_к = i_2 - i_4.$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м^3,

$$q_v = \frac{q_к}{v_1}.$$

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

$$q'_{\text{к}} = i_2 - i_3 .$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_{\text{а}} - i_6.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг,

$$l_s = i_2 - i_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с,

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

Полный тепловой поток испарителя, кВт,

$$Q_0 = G_{\text{а}}\, q_0.$$

Объемный расход рабочего вещества, м^3/с,

$$V = G_{\text{а}}\, v_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт,

$$N_s = G_{\text{а}}\, l_s.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_{\text{к}}}{N_s}.$$

1.7. Схема, теоретический одноступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы комбинированного парокомпрессорного теплового насоса

Схема и теоретический цикл комбинированного парокомпрессорного теплового насоса показаны на рис. 1.2. В качестве теоретического цикла комбинированного ПКТН принят цикл с регенеративным теплообменником (см. рис. 1.2, б).

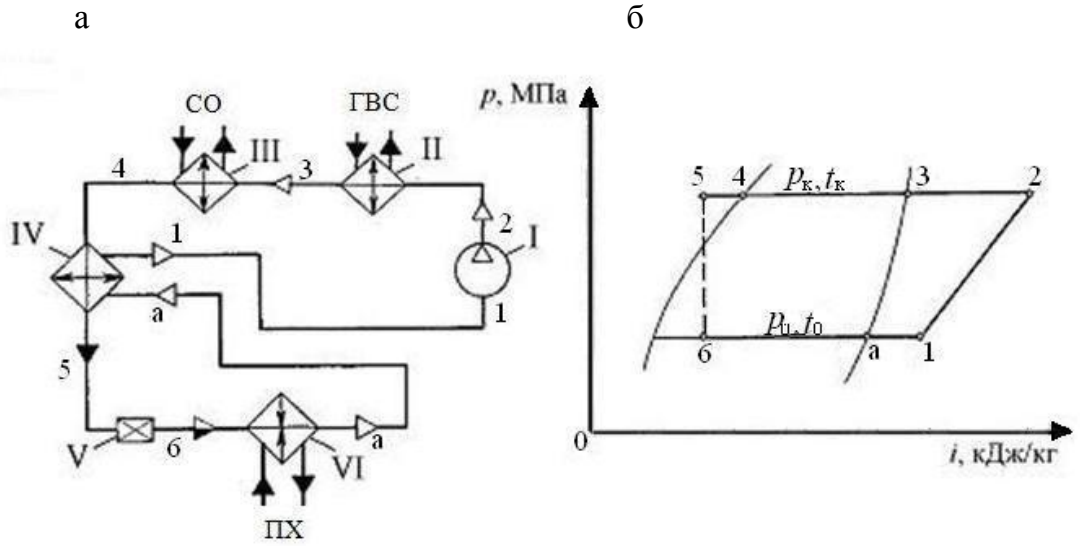


Рис. 1.2. Комбинированный парокомпрессорный тепловой насос с регенеративным теплообменником:
а – схема теплового насоса; б – процессы на *i*–*p*-диаграмме;
p_0, $p_к$ – давления кипения и конденсации рабочего вещества

Рабочее вещество в состоянии перегретого пара поступает в компрессор I (см. рис. 1.2, а), где изоэнтропно сжимается до давления $p_к$ и направляется в теплообменник системы горячего водоснабжения II. В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). Наличие теплообменника ГВС не обязательно и зависит от режима работы теплового насоса. После теплообменника рабочее вещество поступает в конденсатор III, где сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении $p_к$ и температуре $t_к$. Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). После конденсатора рабочее вещество находится в состоянии насыщенной жидкости и поступает в регенеративный теплообменник IV, в котором происходит процесс теплообмена – жидкость охлаждается, пар

после испарителя нагревается. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле V. Рабочее вещество поступает в испаритель VI, где происходит процесс кипения при давлении p_0 и температуре t_0 с отводом теплоты к потребителю холода (ПХ). После испарителя пар рабочего вещества направляется в регенеративный теплообменник и далее в компрессор.

Основные процессы цикла (см. рис. 1.2, б) следующие: а–1 − перегрев рабочего вещества в регенеративном теплообменнике; 1–2 – сжатие пара рабочего вещества в компрессоре; 2−3 − сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения; 3−4 – конденсация с отводом теплоты в систему отопления; 4–5 – охлаждение рабочего вещества в теплообменнике; 5–6 – дросселирование в дроссельном вентиле; 6–а – кипение рабочего вещества в испарителе с отводом теплоты к потребителю холода.

1.8. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла комбинированного парокомпрессорного теплового насоса с регенеративным теплообменником

Исходные данные

Холодопроизводительность …… $Q_к$, кВт
Температура кипения …… t_0, °С
Температура конденсации …… $t_к$, °С
Рабочее вещество ……

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Параметры	Точки						
	а	1	2	3	4	5	6
p, МПа							
t, °С							
i, кДж/кг							
v, м^3/кг	–		–	–	–	–	–

Методика расчета

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = i_а - i_6.$$

Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м^3,

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}.$$

Теплота, отводимая от 1 кг рабочего вещества в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_к = i_2 - i_4.$$

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

$$q'_к = i_2 - i_3.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг,

$$l_s = i_2 - i_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с,

$$G_а = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кВт,

$$Q_к = G_а\, q_к.$$

Объемный расход рабочего вещества, м^3/с,

$$V = G_а\, v_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт,

$$N_s = G_a\, l_s.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_s}.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_к}{N_s}.$$

1.9. Схема, теоретический двухступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы комбинированного парокомпрессорного теплового насоса

Схема и теоретический цикл двухступенчатого комбинированного парокомпрессорного теплового насоса представлены на рис. 1.3. В качестве теоретического двухступенчатого цикла ПКТН принят цикл с теплообменниками (см. рис. 1.3, б).

Рабочее вещество поступает в компрессор первой ступени в состоянии 1. Процесс 1–2 – изоэнтропное сжатие в компрессоре первой ступени I. Состояние 3 определяется смешением рабочего вещества первой ступени и пара, который поступает из жидкостного теплообменника VI. Процесс 3–4 – изоэнтропное сжатие в компрессоре второй ступени II. В состоянии 4 рабочее вещество входит в теплообменник горячего водоснабжения III. Процесс 4–5 – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения. После теплообменника рабочее вещество в состоянии 5 поступает в конденсатор IV. Процесс 5–6 – конденсация пара рабочего вещества с отводом теплоты в систему отопления. Процессы 6–7 и 7–8 – охлаждение рабочего вещества в парожидкостном теплообменнике V за счет пара, идущего из испарителя, и в теплообменнике VI за счет кипения жидкости при температуре t_m, которая подается через дроссельный вентиль VII. Пар, образовавшийся в теплообменнике VI, отсасывается компрессором второй ступени. Охлажденное рабочее вещество в состоянии 8 дросселируется в основном дроссельном вентиле VIII

(процесс 8–9) и поступает в испаритель IX. Процесс 9–12 – кипение рабочего вещества в испарителе с отводом теплоты к потребителю холода. В состоянии 12 рабочее вещество выходит из испарителя и, пройдя через теплообменник V (процесс 12–1), всасывается компрессором первой ступени.

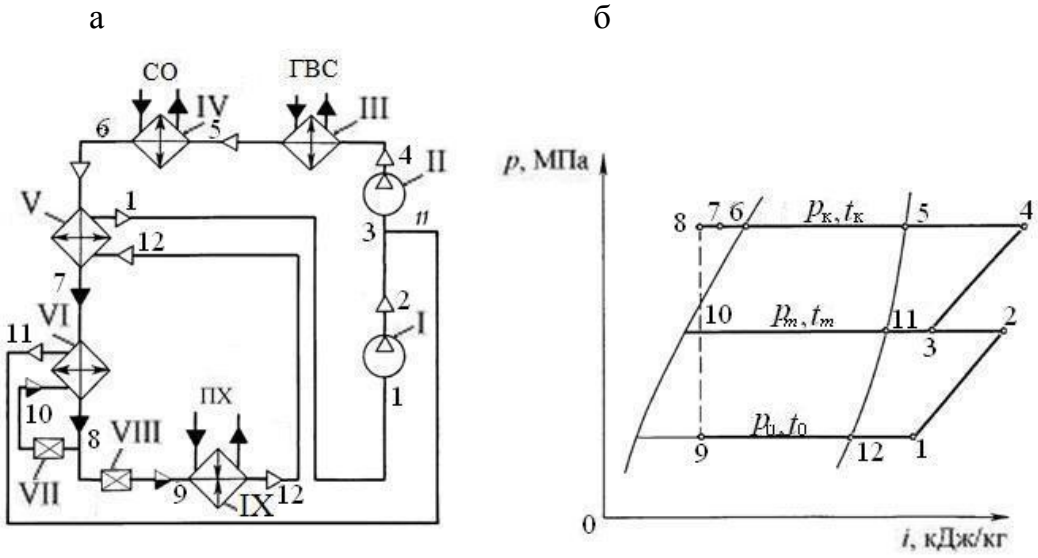


Рис. 1.3. Комбинированный парокомпрессорный тепловой насос с теплообменниками:
а – схема теплового насоса; б – процессы на *i*–*p*-диаграмме;
p_0, $p_к$ – давления кипения и конденсации рабочего вещества;
p_m – промежуточное давление рабочего вещества

1.10. Методика расчета теоретического двухступенчатого цикла комбинированного парокомпрессорного теплового насоса с теплообменниками

Исходные данные

Холодопроизводительность	.....	$Q_к$, кВт
Температура кипения	.....	t_0, °С
Температура конденсации	.....	$t_к$, °С
Рабочее вещество	.....	

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Параметры	Точки					
	1	2	3	4	5	6
p, МПа						
t, °С						
i, кДж/кг						
v, м^3/кг		–		–	–	–
Параметры	Точки					
	7	8	9	10	11	12
p, МПа						
t, °С						
i, кДж/кг	–	–	–	–	–	–
v, м^3/кг	–		–	–	–	–

Методика расчета

Промежуточное давление, МПа,

$$p_m = \sqrt{p_к p_0}\ .$$

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = i_{12} - i_9.$$

Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м^3

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}.$$

Удельная теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_к = i_4 - i_6.$$

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

$$q'_{\text{к}} = i_5 - i_6 .$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени I, кг/с,

$$G_{\text{a}}^{\text{I}} = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени II, кг/с,

$$G_{\text{a}}^{\text{II}} = G_{\text{a}}^{\text{I}} \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_{12})}{i_{11} - i_6}.$$

Теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кВт,

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{a}}^{\text{I}} q_{\text{к}} .$$

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II, кДж/кг,

$$i_3 = \frac{G_{\text{a}}^{\text{I}}}{G_{\text{a}}^{\text{II}}} (i_2 - i_{11}) + i_{11} .$$

Энтальпия рабочего вещества при выходе из парожидкостного теплообменника (точка 7), кДж/кг

$$i_7 = i_6 - \frac{G_{\text{a}}^{\text{I}}}{G_{\text{a}}^{\text{II}}} (i_1 - i_{12}).$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора ступени I, кДж/кг,

$$l_s^{\text{I}} = i_2 - i_1 .$$

Изоэнтропная мощность компрессора ступени I, кВт,

$$N_s^{\mathrm{I}} = G_{\mathrm{a}}^{\mathrm{I}} l_s^{\mathrm{I}}.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора ступени II, кДж/кг,

$$l_s^{\mathrm{II}} = i_4 - i_3.$$

Изоэнтропная мощность компрессора ступени II, кВт,

$$N_s^{\mathrm{II}} = G_{\mathrm{a}}^{\mathrm{II}} l_s^{\mathrm{II}}.$$

Объемный расход рабочего вещества ступени I, м^3/с,

$$V^{\mathrm{I}} = G_{\mathrm{a}}^{\mathrm{I}} v_1.$$

Объемный расход рабочего вещества ступени II, м^3/с,

$$V^{\mathrm{II}} = G_{\mathrm{a}}^{\mathrm{II}} v_3.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_s^{\mathrm{I}} + N_s^{\mathrm{II}}}.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_{\mathrm{к}}}{N_s^{\mathrm{I}} + N_s^{\mathrm{II}}}.$$

2. АБСОРБЦИОННЫЕ ПОНИЖАЮЩИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

2.1. Область применения абсорбционных понижающих термотрансформаторов

Абсорбционные понижающие термотрансформаторы можно успешно применять для целей технологического теплоснабжения, отопления зданий и горячего водоснабжения при наличии греющих источников с температурой 100–150 °С и источников дешевой сбросной теплоты с температурой 20–40 °С. В процессах трансформации теплоты в понижающем термотрансформаторе в них получают теплоту промежуточного температурного потенциала в количестве, превышающем на 50–70 % теплоту греющего источника со сравнительно высокой температурой.

Чрезвычайно важным является то обстоятельство, что абсорбционные понижающие термотрансформаторы могут быть эффективно использованы вместо водоохлаждающих устройств (градирен, прудов-холодильников и т. п.), отводя при этом низкопотенциальную теплоту энергетического оборудования, охлаждаемого водой. В этом случае термотрансформатор выполняет функции теплоснабжающей и холодильной машины.

2.2. Рабочие пары абсорбционных понижающих термотрансформаторов

Наиболее распространенным рабочим веществом в понижающих абсорбционных термотрансформаторах является водный раствор соли бромистого лития. Реже используют водный раствор соли хлористого лития и других солей. Применение в качестве рабочих веществ водных растворов солей позволяет проводить процессы преобразования теплоты в понижающих термотрансформаторах при давлениях конденсации водяного пара, близких к атмосферному. При этом энергетическая эффективность таких термотрансформаторов оказывается достаточно высокой.

2.3. Энергетическая эффективность абсорбционнонных понижающих термотрансформаторов

Энергетическая эффективность системы, состоящей из компрессорного теплового насоса и теплового двигателя, работающего в режиме ТЭЦ, будет оцениваться коэффициентом трансформации понижающего термотрансформатора λ (лямбда). Принятая в обозначении буква греческого алфавита является первой буквой слова «уменьшать» (λίγοστευω) [3].

Таким образом, эффективность системы будет определена выражением

$$\lambda = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{пр}} + Q_{\text{н}}^{\text{об}}}{Q_{\text{в}}^{\text{пр}}}$$

с учетом, что $L_0 = L$:

$$\lambda = 1 - \eta + \mu\eta$$

или

$$\lambda = 1 - \eta(1 - \mu)\,.$$

Отопительный коэффициент μ изменяется в интервале от 1 до $+\infty$, поэтому коэффициент трансформации понижающего термотрансформатора также изменяется в интервале от 1 до $+\infty$.

2.4. Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора

Схема и теоретический цикл абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора (АБПНТ) с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах представлен на рис. 2.1. В качестве теоретического цикла АБПНТ принят цикл при следующих условиях (см. рис. 2.1, б): отсутствуют потери от неполноты насыщения и неполноты выпари-

вания 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 $t_к$, 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 АБПНТ в конденсатор, определяется при концентрации кристаллизации $\xi_{кр}$ и давлении раствора при его кипении p_h.

а б

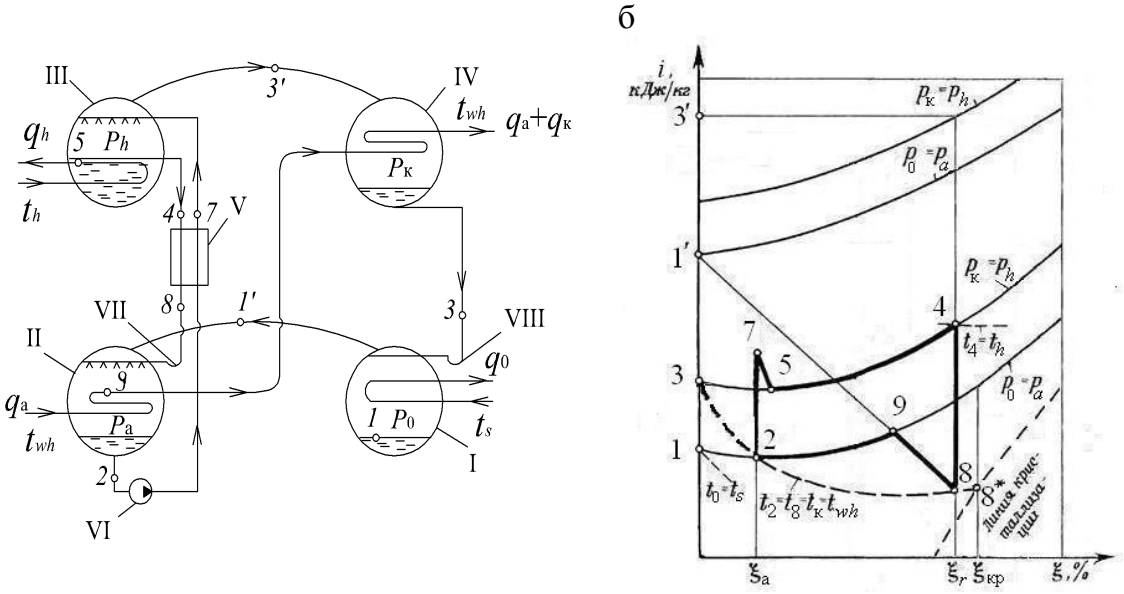


Рис. 2.1. Абсорбционный бромистолитиевый понижающий термотрансформатор с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в генераторе и абсорбере:
а – схема термотрансформатора; б – процессы на ξ–i-диаграмме;
p_0, p_h, $p_а$, $p_к$ – давления кипения рабочего вещества, раствора, абсорбции и конденсации пара соответственно;
$\xi_а$, ξ_r, $\xi_{кр}$ – концентрация слабого, крепкого растворов и кристаллизации соответственно

В испарителе I (см. рис. 2.1, а) за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника в количестве q_0 кипит вода при давлении $p_0 = p_а$. Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер II, где он абсорбируется крепким раствором, стекающим из генератора III через растворный теплообменник V и гидравлический затвор VII в абсорбер. Вследствие абсорбции пара раствором концентрация последнего снижается.

Слабый раствор из абсорбера насосом VI подается через растворный теплообменник в генератор, где он кипит при давлении p_h вследствие подвода теплоты от греющего источника в количестве q_h при температуре t_h. Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор, где конденсируется при давлении $p_к = p_h$. Суммарная теплота абсорбции и перегрева конденсации пара отводится к потребителю в количестве $q_а + q_к$. Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Основные процессы цикла (см. рис. 2.1, б) следующие: 2–**7** – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов; 7–5 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества; 5–4 – кипение раствора в генераторе при совмещенном тепломассопереносе; 4–8 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов; 8–9 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества; 9–2 – абсорбция пара рабочего вещества при совмещенном тепломассопереносе в абсорбере; 3'–3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе; 1–1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

Основные соотношения для расчета теоретического цикла АБПНТ с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах определяются расчетным путем, либо с помощью ЭВМ, либо вручную после построения цикла на ξ–i-диаграмме (см. рис. 2.1, б) для водного раствора бромистого лития по заданным температурам внешних источников теплоты и после определения основных параметров цикла АБПНТ.

2.5. Методика расчета теоретического цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора

Исходные данные

Температура охлаждаемой среды …… t_s, °С
Температура нагретой воды …… t_{wh}, °С

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

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

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

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,

$$t_к = t_{wh}.$$

Давление конденсации, кПа,

$$p_к = f\,(t_к).$$

Давление в генераторе, кПа,

$$p_h = p_к.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С,

$$t_2 = t_к = t_{wh}.$$

Концентрация слабого раствора, %,

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг,

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

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С,

$$t_8 = t_2 = t_к = t_{wh}.$$

Концентрация кристаллизации крепкого раствора, %,

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

Максимально допустимая концентрация крепкого раствора, %,

$$\xi_r = \xi_{кр} - 1.$$

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, %,

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

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,

$$q_т = (a - 1)\,(i_4 - i_8).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг,

$$i_7 = i_2 + \frac{q_т}{a}.$$

Температура слабого раствора на выходе из теплообменника, °С,

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

Температура начала процесса кипения раствора, °С,

$t_5 = f\,(p_h,\, t_7$ угол наклона процесса десорбции в i–ξ-диаграмме).

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг,

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

Температура начала процесса абсорбции, °С,

$t_9 = f(p_a,\, i_8,$ угол наклона процесса разделения в i–ξ-диаграмме).

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг,

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

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг,

$$i_3 = f\,(t_к).$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг,

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

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг,

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

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг,

$$q_{\text{к}} = i_{\text{З}}' - i_{\text{З}}.$$

Теплота, подведенная к АБПНТ, кДж/кг,

$$q_{\text{под}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АБПНТ, кДж/кг,

$$q_{\text{отв}} = q_{\text{к}} + q_{\text{а}}.$$

Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{q_{\text{а}} + q_{\text{к}}}{q_h}.$$

3. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДНОГО РАСТВОРА БРОМИСТОГО ЛИТИЯ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АБСОРБЦИОННОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА

3.1. Удельная теплоемкость

Определение удельной теплоемкости раствора производится по выражению [4]

$$c_p = 3{,}6371 - 0{,}029\,\xi + 1{,}4285714 \cdot 10^{-5} \left(65t + 30\xi - t\xi\right). \qquad (3.1)$$

Формула (3.1) рекомендуется для расчетов при следующих условиях:

$$35 \le t \le 170\ ^\circ\text{C} \quad \text{и} \quad 50 \le \xi \le 70\ \%.$$

Относительная погрешность, возникающая при аппроксимации исходных данных для c_p с помощью указанной зависимости, находится в пределах 0,06–1,12 % в зависимости от области применения.

3.2. Плотность

В результате экстраполяции для расчета ρ в областях $60 \le t \le \le 170$ °С и $55 \le \xi \le 65$ % рекомендуется зависимость [4]

$$\rho(t, \xi) = 1049 + 53{,}54m - 0{,}718m^2 - t(0{,}584 + 0{,}0146m) - \frac{5{,}7 \cdot 10^8}{(t + 273{,}15)^3}, \quad (3.2)$$

где $m = 11{,}514 \dfrac{\xi}{100 - \xi}$.

Относительная погрешность расчета по зависимости (3.2) в наименее благоприятном случае (при ξ = 65 % и t = 170 °С) составляет 0,4–0,5 %.

3.3. Теплопроводность

Для расчета теплопроводности λ рекомендуются следующие зависимости [4]:

при $t \le 80$°С

$$\lambda = -3{,}5552933 + 3{,}407759 \cdot 10^{-2} T - 9{,}381419 \cdot 10^{-5} T^2 + 8{,}834924 \cdot 10^{-8} T^3 + A(\xi), \quad (3.3)$$

где $A(\xi)$ определяется выражением

$$A(\xi) = 0{,}4923607\xi - 0{,}422476 \cdot 10^{-2} T\xi + 5{,}658527 \cdot 10^{-6} T^2\xi - 0{,}1522615\xi^2 - 1{,}730562 \cdot 10^{-4} T\xi^2 + 1{,}895136\xi^3; \quad (3.4)$$

при $t \le 80$ °С

$$\lambda = -8{,}8574733 + 6{,}973969 \cdot 10^{-6} T - 1{,}694229 \cdot 10^{-4} T^2 + 8{,}834924 \cdot 10^{-8} T^3 + A(\xi). \quad (3.5)$$

При изменении температуры от 0 до 170 °С соотношение теплопроводности раствора и воды $A = \lambda_{\xi, t}/\lambda_{\xi=0}$ равномерно возрастает на 5 % при ξ = 50 %, на 5,5 % при ξ = 55 % и на 4 % при концентрации 60 %.

Надежность приведенных оценок подтверждается сравнением относительных величин A, взятых при температурах 30 и 170 °С. Для концентрации раствора 60 % указанная величина не превышает 4,5 %.

3.4. Вязкость

Динамический коэффициент вязкости μ водного раствора бромистого лития в диапазоне температур $35 \le t \le 70$ °С и концентраций $55 \le \xi \le 60$ % определяется по выражению [4]

$$\mu = \left[1{,}8793 - 0{,}025765\xi - 0{,}035t + 0{,}004\xi t + \frac{-169{,}263 + 6{,}989\xi}{t + 223{,}95 - 3{,}63\xi}\right] \cdot 10^{-3}; \quad (3.6)$$

при $70 \le t \le 180$ °С и $55 \le \xi \le 60$ % – по выражению

$$\mu = \left[-0{,}5707 + 0{,}009235\xi + \frac{-169{,}263 + 6{,}989\xi}{t + 223{,}95 - 3{,}63\xi}\right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.7)$$

Расхождение зависимостей (3.6) и (3.7) при экстраполяции до 140–150 °С составляет 10 %, а при экстраполяции до 170–180 °С находится в пределах 15–20 %, что вполне допустимо при проведении инженерных расчетов понижающих термотрансформаторов.

3.5. Поверхностное натяжение

Поверхностное натяжение σ определяется по аппроксимационному уравнению (Н/м) [4]:

$$\sigma = \frac{A_1 + A_2 T + A_3 T^2 + A_4 T^3 + A_5 \xi + A_6 T\xi + A_7 T^2 \xi}{100} + \frac{A_8 \xi^2 + A_9 T\xi^2 + A_{10}\xi^3}{100}. \quad (3.8)$$

Значения постоянных коэффициентов выражения (3.8) приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Обозначение величины	Числовое значение	Обозначение величины	Числовое значение
A1	21,54266	A6	$2{,}52345 \cdot 10^{-3}$
A2	$-9{,}79993 \cdot 10^{-2}$	A7	$4{,}199336 \cdot 10^{-5}$
A3	$2{,}314404 \cdot 10^{-4}$	A8	5,968984
A4	$-2{,}17009 \cdot 10^{-7}$	A9	$-3{,}000691\ 10^{-2}$
A5	–2,020992	A10	7,308868

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТА

На самостоятельную проработку вынесены некоторые вопросы термодинамики раздельных и совмещенных прямого и обратного циклов, оценки их эффективности, что позволяет более полно разобраться в физических основах преобразования теплоты в парокомпрессорных, резорбционно-компрессорных тепловых насосах, а также в абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах. На этой базе студенту будет более легко разобраться со схемами и конструкциями указанных машин, а также ознакомиться с их энергетическими и технико-экономическими показателями.

1. Физические принципы преобразования теплоты с помощью систем раздельных и совмещенных прямого и обратного циклов

Низкопотенциальная энергетика. Парокомпрессорные и резорбционно-компрессорные тепловые насосы, абсорбционные и абсорбционно-резорбционные термотрансформаторы, их классификация и области применения. Преимущества и недостатки. История развития парокомпрессорных тепловых насосов и абсорбционных термотрансформаторов и вклад российских ученых в их разработку

и создание. Основные принципы преобразования теплоты различного температурного потенциала системой раздельных прямого и обратного циклов парокомпрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов, а также системой совмещенных прямого и обратного циклов абсорбционных и абсорбционно-резорбционных понижающих и повышающих термотрансформаторов.

Связь раздельных и совмещенных прямого и обратного термодинамических циклов. Работа, полученная в прямом цикле (в цикле теплового двигателя) и затраченная в обратном (цикле теплового насоса). Термический КПД прямого цикла, холодильный коэффициент обратного цикла, тепловой коэффициент. Учет необратимых потерь работы в прямом и обратном циклах и потерь при передаче работы от прямого к обратному циклам.

Коэффициент преобразования теплоты в парокомпрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосах. Коэффициенты трансформации теплоты в понижающих и повышающих абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах. Связь холодильного коэффициента и коэффициента преобразования, теплового коэффициента и коэффициента трансформации теплоты.

Критерии термодинамического совершенства действительных циклов тепловых насосов и термотрансформаторов.

Литература: [1, с. 125–141]; [4, с. 16–18, 30, 31, 891–894]; [5, с. 10–18, 42–51].

Методические указания

При изучении материала раздела необходимо разобраться с системами раздельных и совмещенных прямого и обратного термодинамических циклов и с возникающими необратимыми потерями работы в рассматриваемых системах циклов.

Следует также разобраться в связях холодильного коэффициента и коэффициента преобразования теплоты.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте классификацию парокомпрессорных, резорбционно-компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов.

2. Какие виды источников энергии могут быть использованы при осуществлении прямых и обратных циклов парокомпрессорных и резорбционно компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов?

3. Перечислите основные принципы совмещения прямого и обратного термодинамических циклов в абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах.

4. Перечислите основные преимущества и недостатки парокомпрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов и абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов и предпочтительные области их применения.

5. При каких температурах внешних источников теплоты обычно осуществляются циклы парокомпрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов?

6. Для какой цели осуществляются в парокомпрессорных тепловых насосах и абсорбционных термотрансформаторов процессы резорбции?

7. Раскройте связи холодильного коэффициента с коэффициентом преобразования теплоты и теплового коэффициента с коэффициентом трансформации теплоты.

8. С помощью каких критериев осуществляется оценка термодинамического совершенства действительных циклов тепловых насосов и термотрансформаторов?

2. Парокомпрессорные тепловые насосы

Принцип действия и теоретический процесс работы одноступенчатого и двухступенчатого парокомпрессорных тепловых насосов. Рабочие вещества тепловых насосов и основные принципы их выбора. Методика расчета циклов парокомпрессорных тепловых насосов. Энергетические характеристики одноступенчатых и двухступенчатых парокомпрессорных тепловых насосов.

Основы моделирования парокомпрессорных тепловых насосов и расчета их характеристик.

Литература: [1, с. 16–18, 30, 31, 833–850, 892–903], [6, с. 82–85].

Методические указания

При изучении материала раздела необходимо обратить внимание на то, что условия выбора рабочих веществ для парокомпрессорных тепловых насосов отличаются от условий выбора рабочих веществ парокомпрессорных холодильных машин.

При освоении методики тепловых расчетов парокомпрессорных тепловых насосов необходимо обратить внимание на то, что, в отличие от холодильных машин, при расчете тепловых насосов задаются их теплопроизводительность и температуры нагреваемой и охлаждаемой сред.

Необходимо также знать, при каких условиях применяются парокомпрессорные тепловые насосы.

При изучении основ моделирования парокомпрессорных тепловых насосов и расчета их характеристик следует ознакомиться с уравнениями для расчета процессов теплопередачи в аппаратах тепловых насосов.

Вопросы для самопроверки

1. Как влияет изменение температур внешних источников теплоты на термодинамическую эффективность парокомпрессорных тепловых насосов?
2. Перечислите основные требования, предъявляемые к рабочим веществам парокомпрессорных тепловых насосов.
3. Какими показателями оценивается энергетическая эффективность парокомпрессорных тепловых насосов.
4. Каким энергетическим показателем оценивается эффективность одновременного получения холода и теплоты в парокомпрессорных тепловых насосах?
5. Какие группы основных уравнений используются при расчете характеристик парокомпрессорных тепловых насосов?

3. Повышающие и понижающие абсорбционные термотрансформаторы

Принцип действия абсорбционного повышающего термотрансформатора, простейшая его схема.

Отдельные определения и аспекты термодинамики растворов, характеристика рабочих растворов. Характеристика рабочих веществ (растворов) повышающих термотрансформаторов и анализ их основных свойств.

Действительная схема повышающего термотрансформатора, осуществленного на базе агрегата холодильной машины АБХМ–2,5. Необратимые потери действительного цикла абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора.

Действительные характеристики абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора.

Принцип действия абсорбционного понижающего термотрансформатора, простейшая его схема, применяемые рабочие вещества (растворы). Методика теплового расчета теоретического цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора.

Действительная схема понижающего термотрансформатора, осуществленного на базе агрегата холодильной машины АБХМ–2,5. Необратимые потери действительного цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора. Действительные характеристики абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора.

Современные типы парокомпрессорных тепловых насосов.

Схемы и конструкции повышающих и понижающих термотрансформаторов нового поколения.

Методики оценки технико-экономической эффективности использования тепловых насосов и термотрансформаторов для целей теплоснабжения и горячего водоснабжения.

Литература: [1, с. 125–141], [4, с. 201–204, 903–922], [5, с. 42–50, 52–65, 112–115, 234–237, 237–239].

Методические указания

При изучении материала, приведенного в разд. 3, особое внимание следует обратить на отдельные определения и аспекты термодинамики растворов и их характеристики.

Необходимо проанализировать основные свойства известных растворов и знать, на основании которых из них можно определить, какие из растворов наиболее перспективны для применения в повышающих, а какие − в понижающих термотрансформаторах.

При анализе термодинамических циклов необходимо перечислить основные условия, принимаемые для теоретических циклов, а также необратимые потери действительных циклов как повышающих, так и понижающих термотрансформаторов.

При освоении методик расчетов циклов повышающих и понижающих термотрансформаторов необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что тепловые потоки их теплообменников растворов рассчитываются по различным уравнениям.

Современные конструкции парокомпрессорных тепловых насосов можно изучить в учебной лаборатории кафедры холодильных машин и низкопотенциальной энергетики и с помощью статьи [6], а конструкции современных повышающих термотрансформаторов − на основе материалов, приведенных в монографии [5]. Там же (на с. 308–311) приведена и методика расчета основных технико-экономических показателей термотрансформаторов.

Вопросы для самопроверки

1. В чем состоит принципиальное отличие термодинамических циклов повышающего и понижающего термотрансформаторов?
2. Как влияет на энергетическую эффективность термотрансформаторов изменение температур внешних источников теплоты?
3. Почему в повышающем абсорбционном бромистолитиевом термотрансформаторе генератор выполняют оросительным, а в понижающем − затопленным?
4. Перечислите основные факторы, влияющие на материалоемкость и сроки службы абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.

2. Холодильные машины: Справ. / Под ред. А.С. Быкова. – М.: Легк. и пищ. пром-сть, 1982. – 223 с.

3. **Дзино А.А., Малинина О.С.** Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» Ч. I: Материалы конференции. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – С. 141–144.

4. 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.

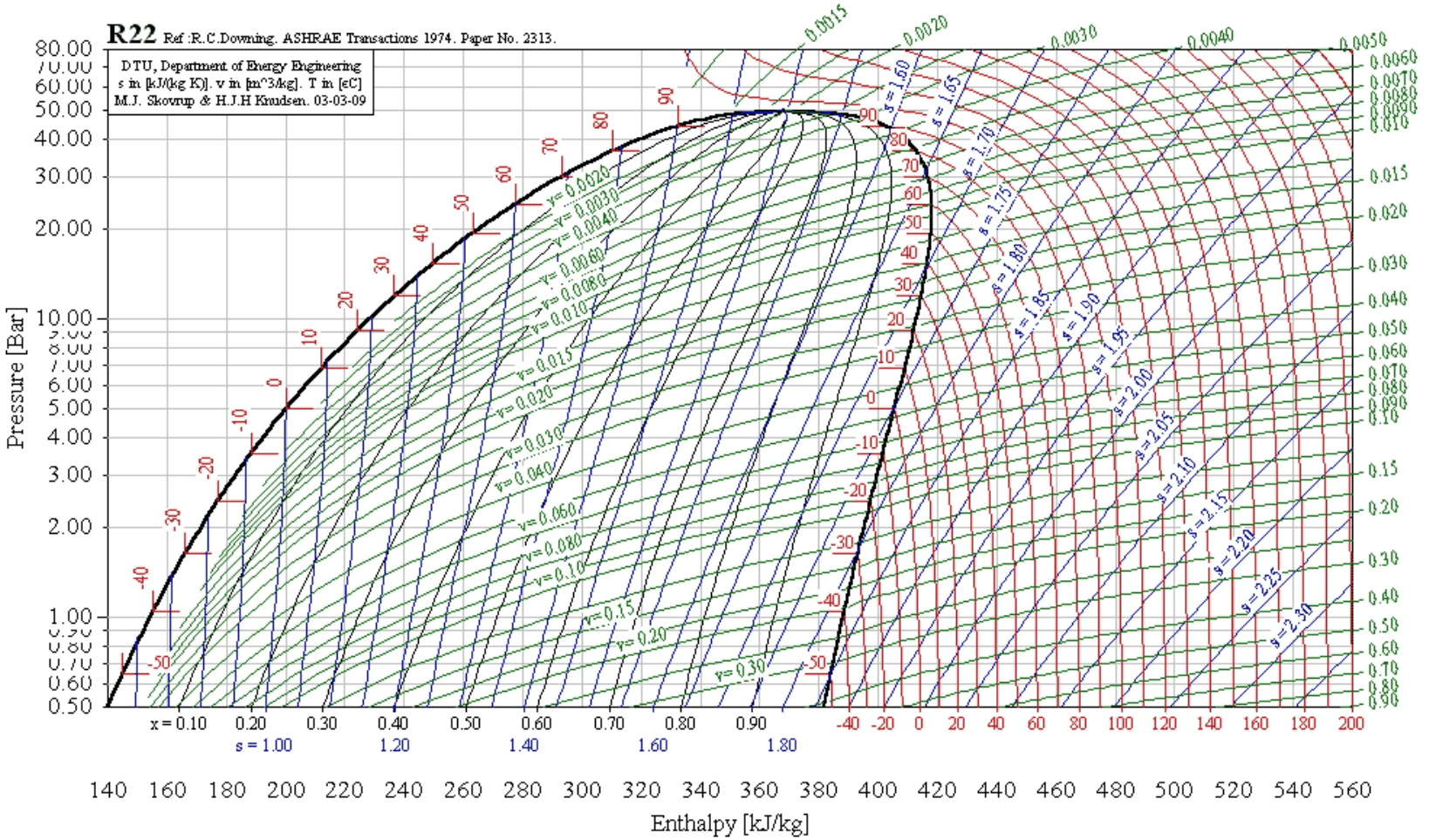
5. Абсорбционные преобразователи теплоты: Моногр. / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.

6. Kleine Verdichter fur C02 – Anwendungen // Lüft und Kaltetechnik. 2005. № 3. S. 82–85.

ПРИЛОЖЕНИЯ

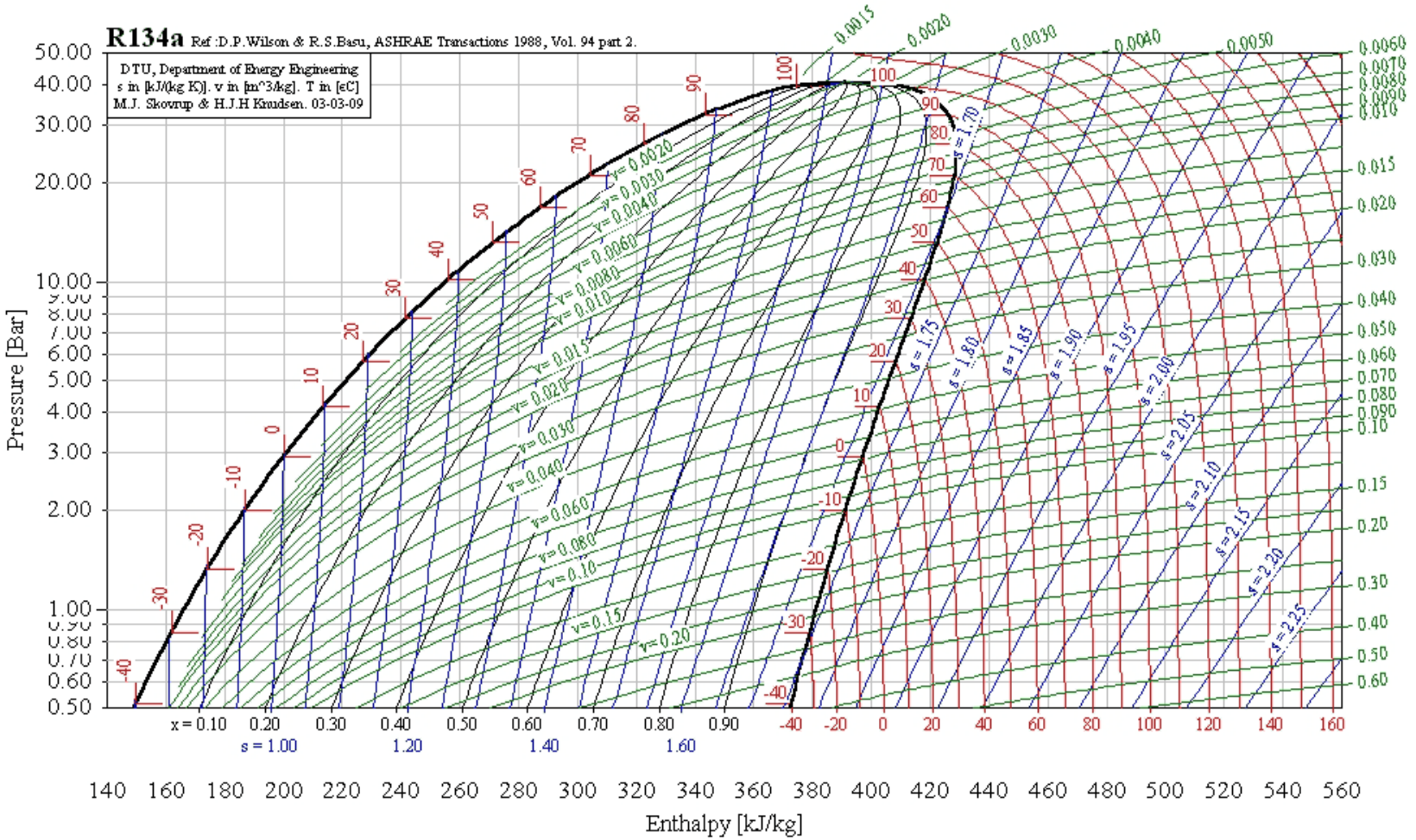
Приложение 1

Диаграмма хладагента R22 в координатах *i*–lg*P*



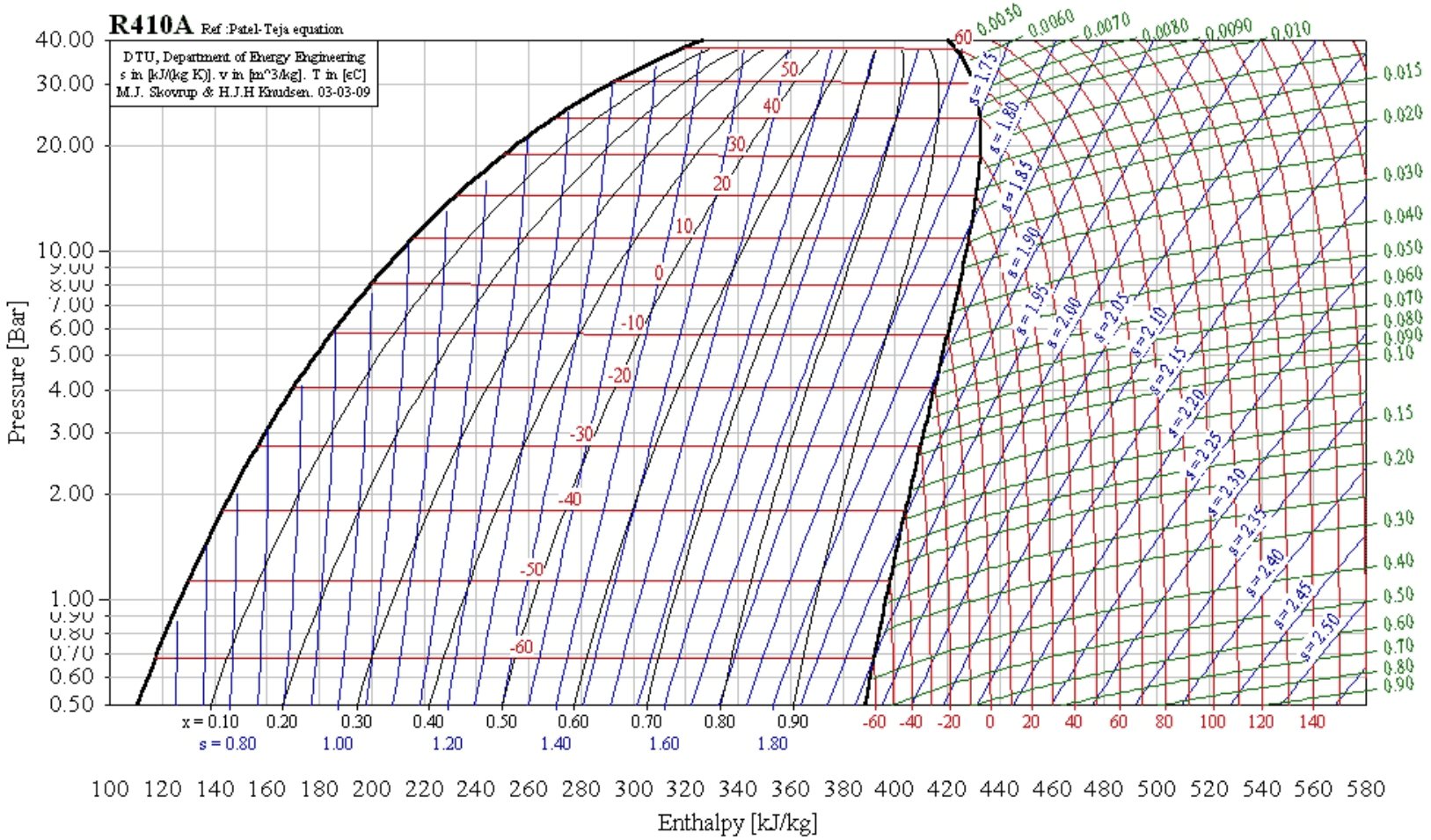
Приложение 2

Диаграмма хладагента R134a в координатах *i*–lg*P*



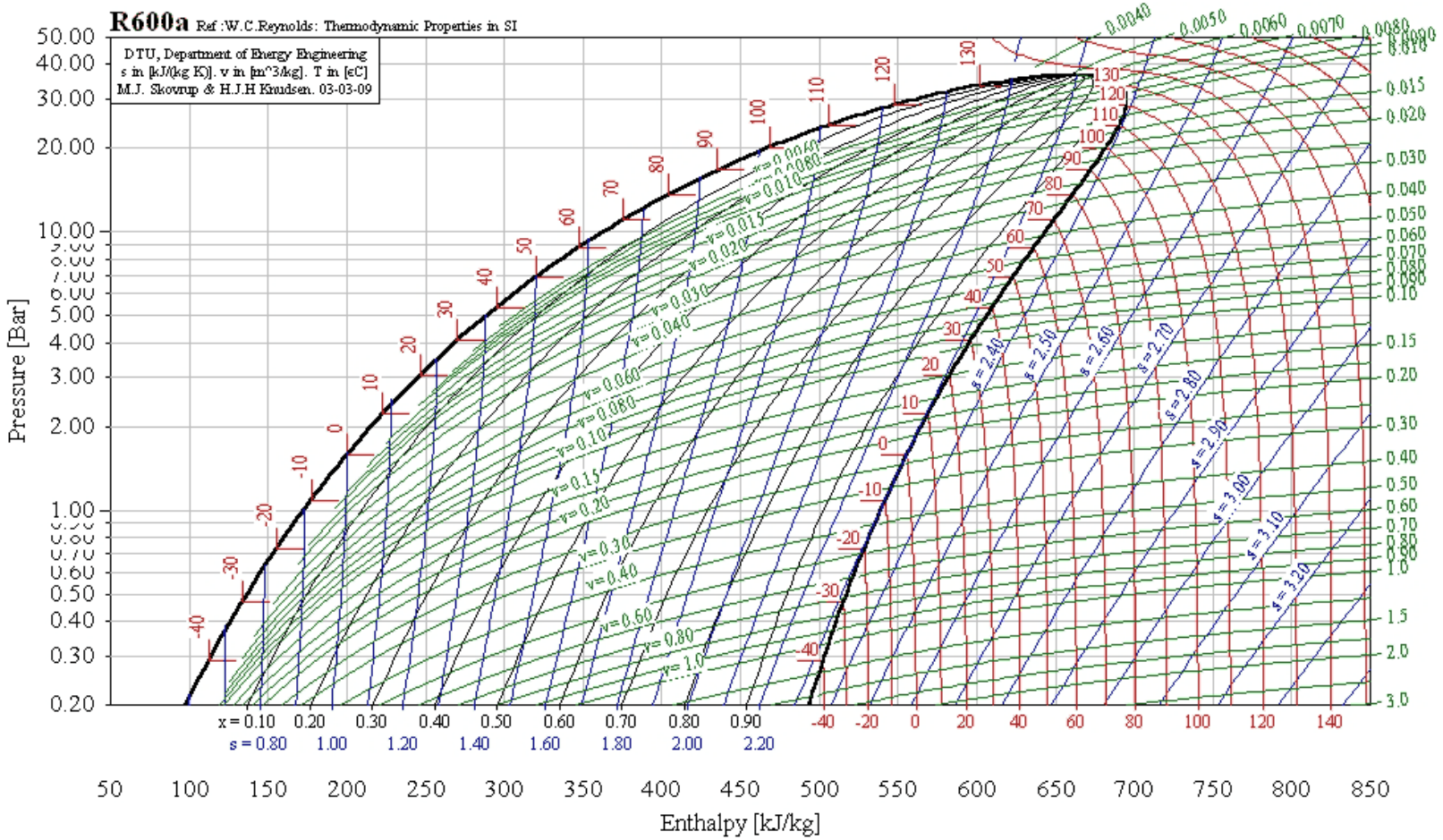
Приложение 3

Диаграмма хладагента R410A в координатах *i*–lg*P*



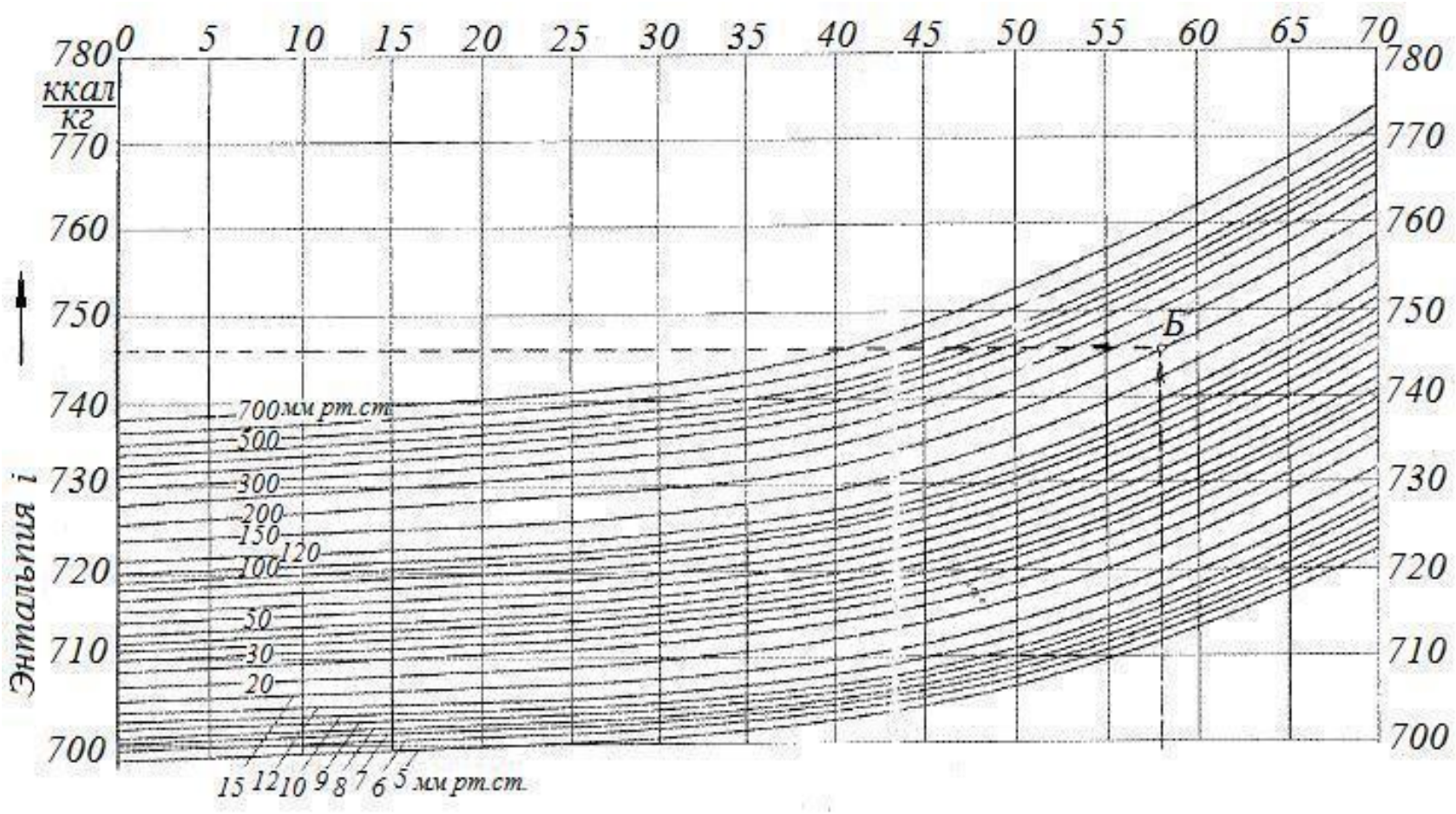
Приложение 4

Диаграмма хладагента R600a в координатах *i*–lg*P*

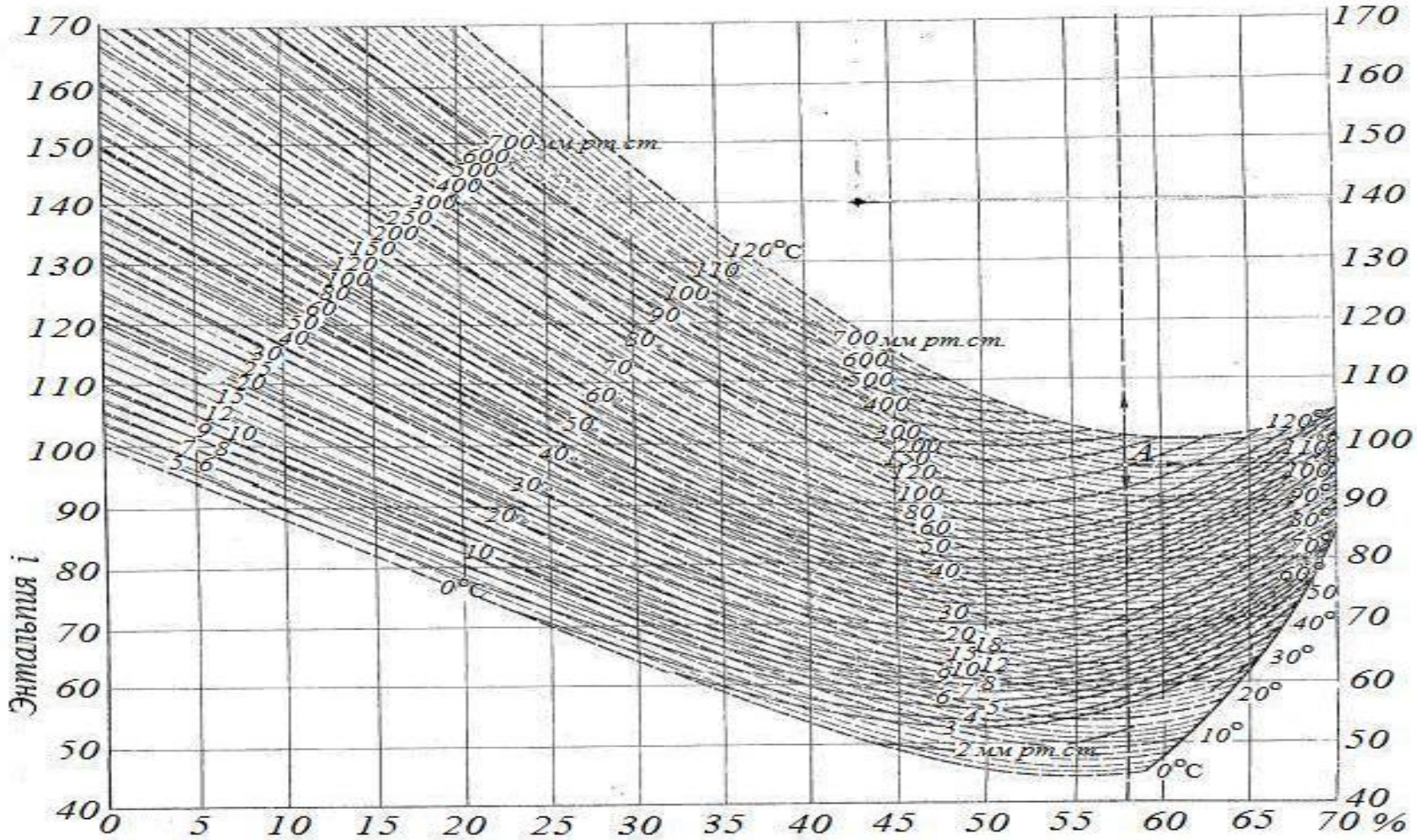


Приложение 5

Диаграмма водного раствора бромистого лития в координатах ξ–*i*



Окончание


Энтальпия i
170
160
150
140
130
120
110
100
90
80
70
60
50
40
0
5
10
15
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70 %
700 мм рт.ст.
600
500
400
300
250
200
150
120
100
90
80
70
60
50
40
30
20
15
12
10
9
8
7
6
5
120°C
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0°C
700 мм рт.ст.
600
500
400
300
250
200
150
120
100
90
80
70
60
50
40
30
20
18
16
14
12
10
8
7
6
5
4
3
2 мм рт.ст.
A
120°
110
100
90
80
70
60
50
40°
30°
20°
10°
0°C

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……..……..... 3
ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ ……. 4
1. ПАРОКОМПРЕССОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ …… 4
2. АБСОРБЦИОННЫЕ ПОНИЖАЮЩИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ ……. 18
3. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДНОГО РАСТВОРА БРОМИСТОГО ЛИТИЯ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АБСОРБЦИОННОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ….. 26
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТА …… 29
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ……..... 35
ПРИЛОЖЕНИЯ…….…….. 36

Дзино Анатолий Аполлонович
Малинина Ольга Сергеевна

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Е.О. Трусова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Печатается
в авторской редакции

Подписано в печать 26.12.2016. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,56. Печ. л. 2,75. Уч.-изд. л. 2,5
Тираж 50 экз. Заказ № С 63

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9