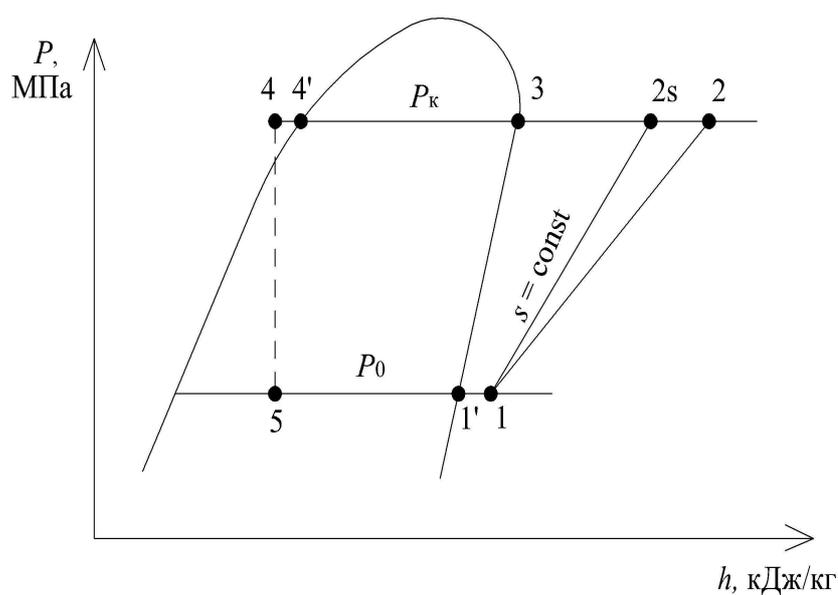


**О.С. Малинина, А.А. Малышев**

**НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ СИСТЕМЫ.  
ВВЕДЕНИЕ И ИННОВАЦИОННЫЕ  
НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ**



**Санкт-Петербург  
2020**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**О.С. Малинина, А.А. Малышев**  
**НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ СИСТЕМЫ.**  
**ВВЕДЕНИЕ И ИННОВАЦИОННЫЕ**  
**НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ**

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО  
по направлению подготовки 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и  
системы жизнеобеспечения

в качестве учебно-методического пособия для реализации основных  
профессиональных образовательных программ высшего образования  
бакалавриата

 УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург  
2020

Малинина О.С., Малышев А.А., Низкотемпературные системы. Введение и инновационные направления развития – СПб: Университет ИТМО, 2020. – 56 с.

Рецензент(ы):

Зимков Артур Анатольевич, кандидат технических наук, ведущий инженер проектного отдела, ООО "ОК"

Данное учебно-методическое пособие предназначено для студентов, изучающих дисциплину "Концепция развития низкотемпературных систем". Целью преподавания дисциплины "Концепция развития низкотемпературных систем" является изучение студентами основ получения низких температур, принципа действия холодильных машин и их элементов. В качестве инновационного направления развития низкотемпературных систем рассматривается применение в теплообменных аппаратах холодильной машины двухфазных потоков хладагентов. Изучившие данную дисциплину должны: знать физические понятия и определения, основные элементы холодильной машины и их назначение, классификацию двухфазных потоков; уметь самостоятельно выполнить тепловой расчет и провести эксергетический анализ холодильной машины; владеть навыком определения энергетической эффективности низкотемпературной системы.



**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 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2020

© Малинина О.С., Малышев А.А., 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ .....	5
ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ .....	8
ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА.....	11
МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ.....	17
ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ТЕПЛООВОГО НАСОСА.....	33
СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ МИКРОКАНАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ.....	38
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	44
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	54

## ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Концепция развития низкотемпературных систем».

Целью преподавания дисциплины «Концепция развития низкотемпературных систем» является изучение студентами основ получения низких температур, принципа действия холодильных машин и их элементов. В качестве инновационного направления развития низкотемпературных систем рассматривается применение в теплообменных аппаратах холодильной машины двухфазных потоков хладагентов.

Изучившие данную дисциплину должны:

- знать физические понятия и определения, основные элементы холодильной машины и их назначение, классификацию двухфазных потоков;

- уметь самостоятельно выполнить тепловой расчет и провести эксергетический анализ холодильной машины;

- владеть навыком определения энергетической эффективности низкотемпературной системы.

Цель расчетно-графической работы состоит в закреплении основ теории расчетов термодинамических циклов парокомпрессорных холодильных машин (ПКХМ) и тепловых насосов (ПКТН).

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

В результате теплового расчета определяются параметры термодинамических циклов, энергетическая эффективность ПКХМ и ПКТН.

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.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

### 1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ

В настоящее время низкотемпературная техника разделяется на холодильную технику («умеренный холод»), криогенную технику и кондиционирование. Техника «умеренного холода» связана с температурами до  $-160^{\circ}\text{C}$ . Криогенная техника обеспечивает достижение сверхнизких температур от  $-160^{\circ}\text{C}$  до температур, близких к абсолютному нулю.

Холодильная машина является комплексом элементов, при помощи которых рабочее вещество совершает обратный термодинамический цикл за счет затраты работы или теплоты.

Над созданием первых холодильных машин работали многие изобретатели, инженеры и ученые.

В конце XVII в. немецкий физик О. Герике установил, что вода в разреженном пространстве испаряется при низких температурах.

В 1810 г. англичанин Д. Лесли построил первую искусственную ледоделку.

На практике холодильные машины стали применять только тогда, когда вместо воды были найдены более эффективные рабочие вещества.

В 1834 г. английский врач Я. Перкинс построил холодильную машину, работающую на этиловом эфире, использование которого позволило получить низкие температуры при давлениях кипения более высоких, чем при использовании воды. Машину Перкинса можно считать прообразом современной компрессорной холодильной машины, так как в нее входили все наиболее характерные для этих машин элементы: сосуд, где вследствие подвода теплоты от внешней среды кипел эфир при низкой температуре, насос (компрессор), сжимающий и направляющий пары эфира в змеевик, в котором при более высоком давлении и более высокой температуре происходила их конденсация. Сконденсировавшийся жидкий эфир через специальный дроссельный вентиль вновь направлялся в сосуд (испаритель), где кипел при низкой температуре.

В 1872 г. английскому физику и химику Р. Бойлю был выдан патент на аммиачную холодильную машину.

В 1881 г. К. Линде одновременно с Ф. Видхаузенем построил углекислотную машину.

В 1845 г. американец Д. Горри изобрел газовую (воздушную) холодильную машину, работа которой была основана на том, что предварительно сжатый и охлажденный за счет окружающей среды воздух расширялся в специальной машине – детандере; при этом температура воздуха понижалась.

В 1862 г. Ф. Карре предложил абсорбционную холодильную машину, основанную на поглощении пара аммиака слабым водоаммиачным раствором с последующим выпариванием аммиака из раствора при помощи источника низкопотенциальной теплоты (горячие газы, пар и др.).

В 1884 г. был запатентован принцип парожеторной холодильной машины: образовавшийся при низкой температуре пар отсасывается и сжимается за счет энергии струи пара того же вещества.

В 1834 г. Ж.Ш. Пельтье открыл, что при пропускании электрического тока через цепь, состоящую из двух проводников, один из спаев охлаждается, а другой нагревается.

В России в настоящее время производят холодильные машины всех типов. Над усовершенствованием существующих и созданием новых типов холодильных машин работают научно-исследовательские и учебные институты, конструкторские бюро и заводы.

Холодильные машины применяют в пищевой, мясо-молочной промышленности и сельском хозяйстве для замораживания и хранения пищевых продуктов, в химической и нефтеперерабатывающей промышленности при производстве синтетических волокон, каучука, спирта и т. д.; для кондиционирования воздуха в цехах промышленных предприятий, в общественных и административных зданиях, в бытовых помещениях и пр.; в горной промышленности при проходке неустойчивых грунтов; в рефрижераторном транспорте; в металлургической промышленности для термической обработки сталей и т. д.; в радиотехнике; при испытаниях промышленных изделий и во многих других случаях.

В настоящее время преимущественно используют холодильные машины компрессорного типа. При наличии дешевых источников теплоты применяют теплоиспользующие машины.

В последние годы в нашей стране и в ведущих зарубежных странах на основе теоретических и прикладных работ в области холодильных машин сформировалось новое научное направление – низкопотенциальная энергетика. Оно предусматривает разработку, создание и эксплуатацию высокоэффективных энергосберегающих машин и систем, позволяющих вырабатывать холод, теплоту, электроэнергию и получать пресную воду за

счет альтернативных источников теплоты (геотермальных, грунта, Солнца) и различных видов ВЭР.

В развитие теории холодильных машин и создание новых их типов большой вклад внесли российские ученые П.Л. Капица, Ф. Иоффе, В.Е. Цыдзик, С. Я. Герш, А.М. Архаров, М. Бродянский, А.В. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Нуждин, А.А. Гоголин, И.С. Бадылькес и другие хорошо известные в нашей стране и за ее пределами ученые в области холодильной техники.

**Значительный вклад в развитие холодильной техники внесли ученые Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий (ныне Университет ИТМО): А.А. Саткевич, И.И. Левин, А.Г. Ткачев, Ф.М. Чистяков, Н.Н. Кошкин, Л.М. Розенфельд, Г.Н. Данилова, Л.С. Тимофеевский, О.Б.Цветков, Г.Н. Ден, Е.С. Курылев, А.Н. Герасимов, В.Т. Плотников.**

## 2. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ [1, 2]

Основные физические понятия и определения подробно изложены в литературе [1, 2].

**Температура** – это свойство вещества и мера измерения уровня теплового воздействия на тело или это функция кинетической энергии, таким образом, характеризующая среднюю скорость молекул.

**Температура насыщения** – температура, при которой вещество переходит из жидкой фазы в пар или, наоборот, из пара в жидкость. При этом жидкость называется насыщенной жидкостью, а пар – насыщенным паром.

**Давление** – сила, действующая на единицу поверхности сосуда.

**Энтальпия** – сумма внутренней энергии вещества и потенциальной энергии давления среды.

**Удельный объем** – объем единицы количества вещества.

**Энтропия** – критерий направления происходящих в изолированной системе процессов и мера необратимости реальных процессов.

**Перегретый пар** – пар, температура которого выше температуры насыщения.

**Испарение** – это парообразование при температуре ниже температуры насыщения.

**Кипение** – это парообразование при температуре насыщения.

**Нагрев** – это процесс передачи теплоты нагреваемому телу или нагреваемой среде.

**Конденсация** – переход вещества из газообразного в жидкое состояние.

**Плавление** – переход твердых тел в жидкое состояние.

**Сублимация** – переход твердых тел непосредственно в парообразное состояние.

**Дросселирование** – непрерывный переход газа или жидкости от более высокого давления к низкому без совершения внешней полезной работы и без теплообмена с окружающей средой.

**Работа** – упорядоченная форма передачи энергии в результате взаимодействия макротел.

**Тепло** – это энергия беспорядочного движения молекул и атомов, из которого состоит вещество. При нагревании молекулы совершают более быстрые и беспорядочные движения по сравнению с движением их в этом же, но менее нагретом теле. Поэтому отличие между теплым и холодным телами состоит лишь в скорости движения их молекул.

**Теплота** – часть энергии, которая передается от более нагретого тела к менее нагретому в результате их теплового контакта.

**Эксергия** – максимально возможная работа, которая может быть произведена телом в результате его взаимодействия с окружающей средой.

**«Холод»** – это теплота, температурный уровень которой ниже температуры окружающей среды.

**Цикл** – это ряд процессов, в результате которых система возвращается к своему первоначальному состоянию.

**Холодильный агент** – рабочее вещество, посредством которого в холодильной машине осуществляется термодинамический цикл.

**Обратный термодинамический цикл** – цикл, который осуществляет рабочее вещество в холодильной машине. В обратных циклах всегда существуют два источника теплоты: источник низкой температуры и источник высокой температуры.

**Источник низкой температуры (ИНТ)** – это тело или среда, от которого теплота отводится (например, охлаждаемый продукт).

**Источник высокой температуры (ИВТ)** – это тело или среда, к которым теплота подводится. К ИВТ относятся нагреваемое тело или промежуточный теплоноситель, окружающая среда и т. д. В термодинамической теории большое значение имеет понятие «окружающая среда». Окружающая среда характеризуется прежде всего тем, что ее параметры не зависят от работы холодильной машины. Таким образом, окружающая среда должна обладать такой теплоемкостью, чтобы любое воздействие на нее вызывало бы настолько малые изменения температуры, что ими можно пренебречь. В реальных условиях примерами такой среды могут служить атмосферный воздух, вода крупных водоемов, горные породы, грунт и т. д.

**Охлаждение** так называется процесс отвода теплоты от охлаждаемой среды или тела, который сопровождается понижением температуры. В холодильной технике различают естественное и искусственное охлаждение.

**Естественное охлаждение** – это охлаждение до температуры окружающей среды и может осуществляться самопроизвольно.

Искусственный холод получают двумя способами. Первый основан на аккумуляции естественного холода, второй – на существующей в природе закономерности, выражаемой вторым законом термодинамики.

**Первый способ** относится к области ледяного или льдосоляного охлаждения. Наиболее распространенным телом, сохраняющим естественный холод, является водный лед. Его заготавливают зимой, чтобы в теплое время года использовать для охлаждения. Охлаждающий эффект

водного льда, например, при нулевой температуре равен теплоте его плавления и составляет 336,0 кДж/кг. Применяя смесь водного льда с солью, например с хлористым кальцием, можно получить температуру до  $-55,0^{\circ}\text{C}$ .

**Второй способ** составляет основу машинного охлаждения. Согласно второму закону термодинамики для получения холода необходимо затратить внешнюю работу. При этом теплота отводится от охлаждаемого источника и подводится к источнику окружающей среды.

Диапазон температур, достигаемых с помощью холодильных машин, достаточно широк: от положительных значений температур, приближающихся к температуре источника окружающей среды, до температуры предела искусственного охлаждения, близкой к абсолютному нулю ( $-273,15^{\circ}\text{C}$ ).

С помощью холодильной машины можно осуществлять и комбинированный цикл, состоящий по существу из двух циклов: холодильного и теплонасосного. В такой машине одновременно вырабатываются холод и теплота.

Промышленные холодильные машины, работающие в области умеренного холода, можно подразделить на три основные группы: компрессорные, теплоиспользующие и термоэлектрические.

**Компрессорные холодильные машины** используют механическую работу. Одним из элементов этих машин является компрессор, сжимающий и перемещающий паро- и газообразное рабочее вещество.

**Теплоиспользующие холодильные машины** – парожетторные и абсорбционные – используют для работы теплоту греющих источников, имеющих температуру ( $70 \div 200$ )  $^{\circ}\text{C}$ . При этом греющими источниками служат пар из котельных или промежуточных отборов ТЭЦ, горячая вода, продукты сгорания жидкого или газообразного топлива, отходящие пары и газы технологических производств или других источников вторичных энергоресурсов (ВЭР).

**Термоэлектрические холодильные машины** используют для работы непосредственно электрическую энергию. В последнее время разрабатываются новые направления твердотельных охладителей, основанных на электрокалорическом и магнитокалорическом эффектах.

**Парокомпрессорный тепловой насос** предназначен для переноса низкотемпературной теплоты на более высокий температурный уровень с помощью компрессора.

## **3. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА**

### **3.1 Пищевая промышленность**

Пищевая промышленность (мясо-молочная, рыбная, хлебо-пекарная, плодовоовощная и др.) является одним из основных потребителей холода. Пищевые и перерабатывающие предприятия (потребители холода) разделяются по характеру производства, которое определяет специфику холодильных установок, температурные режимы, особенности проектных решений и эксплуатации [3].

Важнейшим условием бесперебойного снабжения населения пищевыми продуктами является объединение пищевых и перерабатывающих предприятий в *единую холодильную цепь*, функционально объединяющую заготовительные, производственные, распределительные, базисные, портовые, торговые и бытовые холодильники, а также охлаждаемые транспортные средства.

### **3.2. Нефтяная, газовая и химическая промышленность**

Нефтяная, газовая и химическая промышленность являются основными потребителями искусственного холода. В связи с особенностями технологий в данных областях к используемому холодильному оборудованию предъявляют ряд требований: холодильные машины должны иметь большую холодопроизводительность, высокую степень надежности, достаточно большой ресурс работы; обеспечивать возможность использования энергетических ресурсов, которыми располагает производство. Наиболее полно перечисленным требованиям отвечают парокompрессионные холодильные машины с центробежными компрессорными агрегатами, винтовыми компрессорами и газомотокомпрессорами, а также абсорбционные холодильные машины. Для систем холодопотребления нефтяной, газовой и химической промышленности характерно создание централизованных холодильных станций с испарительной системой, вынесенной за пределы станции, ближе к технологическим объектам производства [4].

### **3.3 Строительная техника**

Основными областями применения искусственного и естественного холода в строительстве являются [4]:

– замораживание грунтов при строительстве подземных сооружений (шахты, туннели, хранилища сжиженного газа и др.), для создания противофильтрационных завес в плотинах мерзлого типа и других гидротехнических сооружениях, а также для укрепления грунтов в основаниях различных строительных объектов: зданий, дорог, нефте- и газопроводов и др.

– охлаждение массивных бетонных сооружений (массивных плотин и т. п.), предпринимаемое в целях предотвращения высоких температурных напряжений, которые могут возникать в связи с выделением при твердении бетона теплоты экзотермии и приводить к образованию трещин.

### **3.4. Применение сухого льда**

Сухой лед – твердый диоксид углерода, углекислый газ (угольный ангидрид,  $\text{CO}_2$ , хладон 744) – холодильный агент, широко применяемый для охлаждения и замораживания пищевых продуктов и других объектов путем непосредственного или косвенного контакта с ними. Процесс вымораживания диоксида углерода из газовой смеси на охлаждаемой поверхности заключается в охлаждении газовой смеси до температуры равновесия между твердой и газообразной фазами (при данном парциальном давлении  $\text{CO}_2$ ), при которой  $\text{CO}_2$  превращается в твердое состояние и выделяется в виде кристаллов на поверхности до тех пор, пока температура поверхности ниже температуры  $\text{CO}_2$  [4].

### **3.5. Применение водного льда [4]**

Водный лед позволяет эффективно аккумулировать при температуре ниже  $0^\circ\text{C}$  как естественный, так и искусственный холод. При охлаждении водным льдом достигаются температуры около  $0^\circ\text{C}$  и ниже (в смесях с солями и в замороженных рассолах). Измельченный лед и льдоводяная смесь обеспечивают в качестве хладоносителей интенсивное охлаждение (и увлажнение) разнообразных объектов при постоянной температуре [4].

### 3.6. Испытательные холодильные установки

Испытательные холодильные установки по назначению разделяют на три основные группы: климатические, где создают условия зимнего или полярного климата; высотные для имитации условий в высоких слоях земной атмосферы, характеризующихся пониженными температурой и давлением воздуха; производственные и научно-исследовательские, где исследуется влияние низких температур на процессы, явления и свойства веществ в различных отраслях науки и техники. В общем случае в испытательной холодильной установке в замкнутом объеме холодильной камеры, куда помещается исследуемый объект, создают заданную низкую температуру, часто в совокупности с другими условиями, необходимыми для испытаний. Кроме холодильной камеры, испытательная установка включает холодильные машины и другое оборудование (вентиляторы, подогреватели и т. п.), которые служат для создания и поддержания в камере необходимого температурного режима. Объем полезного пространства испытательных камер охватывает диапазон от долей литра до сотен кубических метров. Малые камеры объемом до 50 л часто называют термостатами. Как правило, в термостатах предусмотрено только изменение температуры, причем отрицательные температуры получают в целях упрощения эксплуатации с помощью малоэкономичных способов (вихревая труба, термоэлектрическое охлаждающее устройство, сухой лед, жидкий азот). В камерах объемом более 50 л отрицательные температуры получают, как правило, с помощью парокомпрессионных фреоновых холодильных машин. В тех случаях, когда этого требует режим эксперимента, при входе в камеру оборудуют входной тамбур, который служит тепловым шлюзом. В такой форкамере можно поддерживать промежуточную пониженную температуру. В отличие от промышленных холодильных установок, работающих в стационарном режиме, большинство испытательных установок характеризуется режимом, переменным по температуре и тепловым нагрузкам. Испытательные холодильные установки, за исключением самых крупных, располагаются в производственных или лабораторных корпусах, где особое внимание уделяют требованиям безопасности. Поэтому применение машин, работающих на аммиаке, здесь недопустимо [4].

### **3.7. Искусственные ледяные катки**

Искусственные ледяные катки предназначены для таких видов спорта, как конькобежный спорт, хоккей, фигурное катание и др. Высокое качество ледяной поверхности может быть обеспечено в закрытых помещениях круглый год, на открытых площадках – в среднем с октября по март. Слой льда толщиной  $25 \div 30$  мм уже пригоден для катания. В процессе эксплуатации стремятся не допускать роста слоя льда свыше  $40 \div 50$  мм, так как для сохранения постоянной температуры поверхности приходится снижать температуру охлаждающей среды в среднем на  $0,9^{\circ}\text{C}$  на каждые 10 мм толщины слоя льда. Для получения искусственного льда пользуются системами непосредственного охлаждения с кипением холодильного агента в трубах охлаждающих батарей или же системами с циркуляцией через батареи хладоносителя. Особенности систем непосредственного охлаждения кипящим холодильным агентом являются горизонтальное расположение охлаждающих трубных батарей и большой общий объем всей охлаждающей системы. Для охлаждения катков с промежуточным хладоносителем используются конструкции трубных батарей, в которых допустимая разность температуры рассола составляет  $(2,5 \div 4)^{\circ}\text{C}$ , что устраняет основной недостаток систем с промежуточным хладоносителем и сближает капиталовложения в такие системы с соответствующими затратами на системы непосредственного охлаждения [4].

### **3.8 Кондиционирование воздуха**

Кондиционирование воздуха – отрасль техники (а также совокупность процессов), обеспечивающая поддержание в помещениях заданных параметров воздуха, оптимальных с точки зрения самочувствия людей (комфортное кондиционирование воздуха) или необходимых для проведения какого-либо технологического процесса (технологическое кондиционирование воздуха). Основные параметры, выбираемые в качестве объектов автоматического регулирования, – это температура и относительная влажность воздуха. Кроме того, установки кондиционирования воздуха поддерживают в помещении скорость движения воздуха, степень запыленности, газовый состав, отсутствие или наличие запахов, степень ионизации [4].

Летнее кондиционирование воздуха осуществляется с отводом теплоты из помещений с помощью холодильных машин. Зимнее кондиционирование воздуха осуществляется с подводом теплоты в

помещение средствами отопительной техники. Установки круглогодичного кондиционирования воздуха объединяют функции как летнего, так и зимнего кондиционирования воздуха вместе с промежуточными, переходными режимами в осеннее и весеннее время. К кондиционированию воздуха относятся также регулирование газового состава и удаление запахов, осуществляемое обычно путем вентилирования помещений [4].

### **3.9 Опреснение соленой воды**

Холодильные методы опреснения соленой воды и разделения водных растворов основаны на вымораживании воды из раствора либо на образовании из него газовых гидратов [4].

Холодильные методы опреснения соленой воды основаны на том, что при замораживании кристаллы льда образуются из молекул воды, а соли и примеси остаются в незамерзшем рассоле. Концентрированный рассол покрывает тонкой пленкой кристаллики льда, размеры которых  $0,1 \div 0,4$  мм, а также заполняет межкристаллические полости. Для получения питьевой воды кристаллы льда после отделения от рассола промывают пресной водой. Для опреснения соленой воды используют дистилляционные, холодильные и мембранные опреснители. По сравнению с дистилляционными опреснителями холодильные имеют следующие преимущества: меньшая коррозия, отсутствие накипеобразования, более высокая термодинамическая эффективность и меньшие капитальные затраты. Недостатки: более сложное оборудование и трудность отмывания кристаллов льда от рассола [4].

По сравнению с мембранными опреснителями (основанными на электродиализе и обратном осмосе) холодильные опреснители характеризуются следующими преимуществами: не требуется тщательная предварительная очистка воды, нечувствительность к составу и концентрации примесей; большая степень извлечения пресной воды [4].

Метод замораживания применяют также для концентрирования пищевых жидкостей (фруктовые соки, молоко, вино, пиво и др.) и для очистки сточных вод [4].

### **3.10 Применение холода в медицине**

Использование холода перспективно для воздействия на патологические ткани, а при специальной защите – и для криоконсервирования биологических клеток и тканей. Кроме того, холод

используется в медицине для создания так называемых условий гипотермии для всего организма в целом или для отдельных органов и тканей. В медицине криогенным методом лечения (или криолечением) называют применение температур ниже  $0^{\circ}\text{C}$  для охлаждающего действия на ткани человеческого организма. Криовоздействие на ткани человека можно осуществлять двумя путями: непосредственным контактом холодильного агента с больной тканью; использованием холодильного агента в различных аппаратах для охлаждения инструментов, с помощью которых производят криовоздействие. Различают терапевтическое и разрушающее (криохирургия) криовоздействие на пораженную ткань. В криохирургии применяют жидкий азот, который обладает большим разрушающим эффектом [4].

### **3.11 Применение холода в машиностроении [4]**

Многие элементы современных машин и аппаратов работают в условиях умеренного (до  $-160^{\circ}\text{C}$ ) и глубокого (до  $-270^{\circ}\text{C}$ ) охлаждения. Это элементы установок сжижения и разделения газов, некоторые узлы систем использования сжиженных газов, системы космических аппаратов, наружные элементы высотных самолетов и др. С понижением температуры большинство материалов становятся более прочными (увеличиваются временное сопротивление и твердость). При  $-196^{\circ}\text{C}$  (температура кипения жидкого азота) временное сопротивление разрыву большинства металлов в 2 – 5 раз больше, чем при комнатной температуре. При низких температурах улучшаются режущие свойства и повышается стойкость металлорежущего инструмента. Применение холода для термической обработки металлов позволяет стабилизировать размеры прецизионных деталей и получить необходимую структуру. Однако при низких температурах возрастает опасность внезапного хрупкого разрушения деталей. В связи с этим целесообразно на заводе-изготовителе подвергать воздействию низких температур все детали и узлы машин, которые предназначены для работы в условиях низких температур. Уменьшить аварийность и повысить долговечность машин и механизмов можно только при условии учета особенностей поведения материалов при низких температурах, правильного подбора материалов для конструкций, несущих значительные силовые нагрузки, проведения испытаний материалов деталей, комплексных узлов и целых механизмов в условиях низких температур, вакуума, тепловых ударов и др. [4].

## 4. МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

### 4.1 Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины

Схема и теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины (ПКХМ) представлены на рис. 1 (а, б). В качестве теоретического цикла ПКХМ принят нерегенеративный цикл.

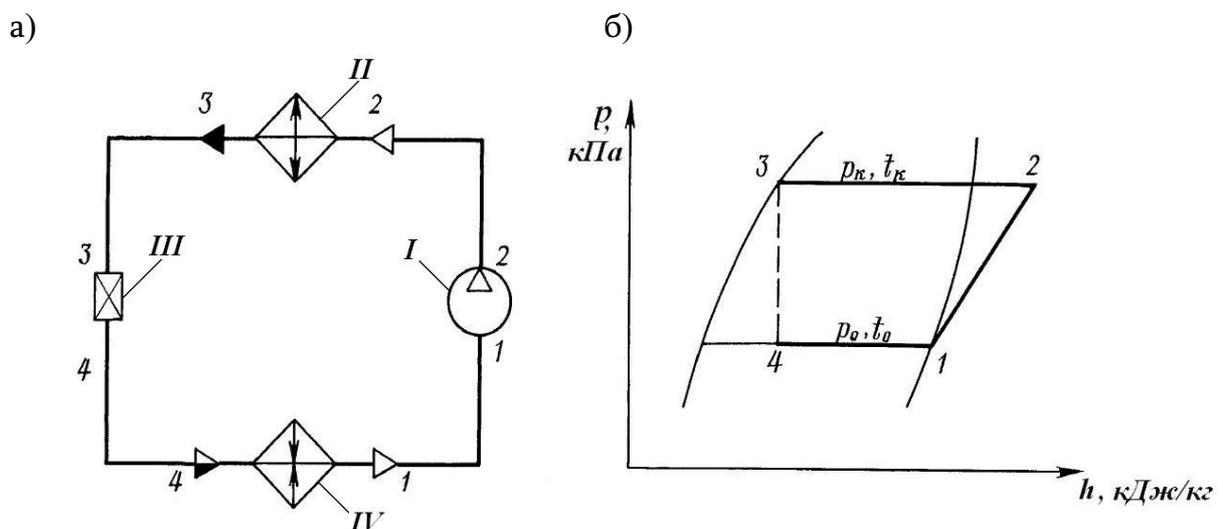


Рис. 1. Схема и теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины

Рабочее вещество в состоянии сухого насыщенного пара поступает в компрессор *I*, где изоэнтропно сжимается до давления конденсации  $p_k$  и направляется в конденсатор *II*. В конденсаторе происходит переохлаждение и конденсация рабочего вещества при давлении  $p_k$  и температуре  $t_k$  за счет отвода теплоты в окружающую среду. Далее происходит процесс дросселирования в дроссельном вентиле *III*. Рабочее вещество поступает в испаритель *IV*, где происходит процесс кипения при давлении  $p_0$  и температуре  $t_0$  за счет подвода теплоты от источника низкой температуры.

Основные процессы (рис. 1, б):

*1 – 2* – процесс сжатия рабочего вещества в компрессоре;

*2 – 3* – переохлаждение и конденсация рабочего вещества в конденсаторе за счет отвода теплоты в окружающую среду;

*3 – 4* – расширение рабочего вещества в дроссельном вентиле;

4 – 1 – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от источника низкой температуры.

## 4.2 Методика расчета теоретического цикла одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины

### Исходные данные:

Холодопроизводительность	$Q_0$ , кВт
Температура кипения	$t_0$ , °C
Температура конденсации	$t_k$ , °C
Рабочее вещество	

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.

Таблица 1

### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки			
	1	2	3	4
$p$ , МПа				
$t$ , °C				
$h$ кДж/кг				
$v$ , м <sup>3</sup> /кг		–	–	–

### Методика расчета

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_4.$$

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

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

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3.$$

Удельная изоэнтروпная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = h_2 - h_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Полный тепловой поток конденсатора, кВт

$$Q_k = G_a \cdot q_a.$$

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

$$V = G_a \cdot v_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Холодильный коэффициент

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

### **4.3 Схема, действительный цикл, принцип действия и основные процессы одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины**

Действительные процессы, которые происходят в элементах реальной холодильной машины, существенно отличаются от теоретических. Одним из отличий действительных циклов является наличие конечной разности

температур в процессах теплообмена рабочего вещества с внешними источниками [1].

На рис. 2 (а, б) представлены схема и действительный цикл парокompрессорной холодильной машины. В качестве действительного цикла ПКХМ принят нерегенеративный цикл.

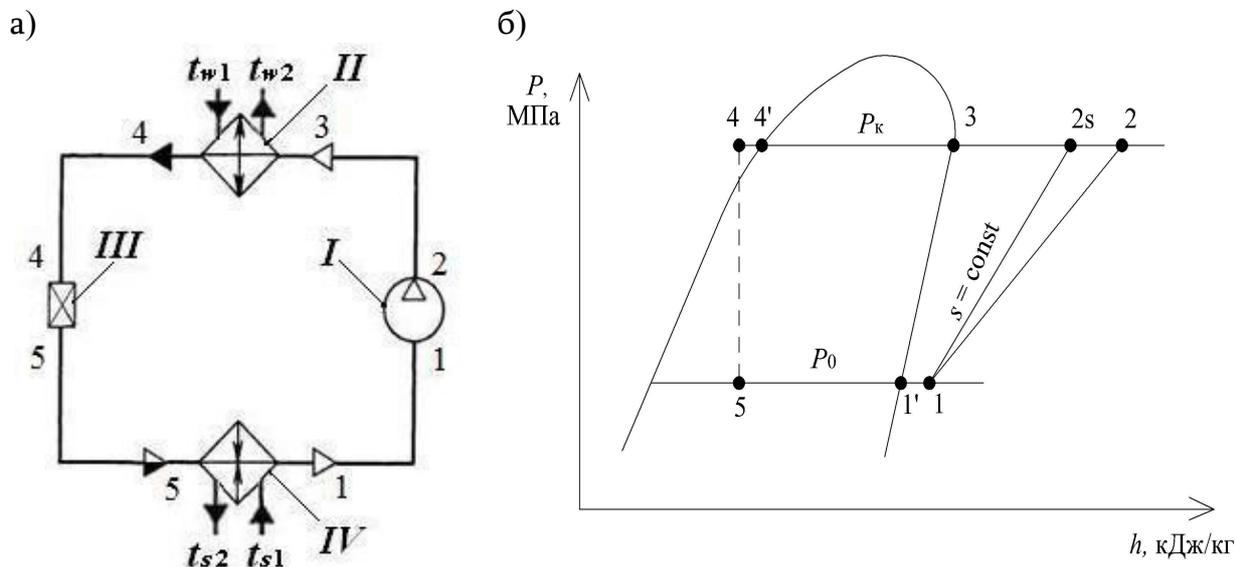


Рис. 1. Схема и действительный цикл одноступенчатой холодильной машины

Рабочее вещество поступает в компрессор **I** в состоянии перегретого пара при температуре  $t_1$  и давлении  $p_0$ . Сжатие рабочего вещества происходит до давления конденсации  $p_k$ . В конденсаторе **II** рабочее вещество сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении  $p_k$  и температуре  $t_k$ . При выходе из конденсатора рабочее вещество может находиться в состоянии насыщенной жидкости или его температура может быть ниже температуры конденсации, что зависит от типа конденсатора. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле **III**. В испарителе **IV** рабочее вещество кипит при давлении  $p_0$  и температуре  $t_0$  под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя. На выходе из испарителя рабочее вещество может находиться в состоянии сухого насыщенного или перегретого пара, что зависит от типа испарителя и вида рабочего вещества. Во всасывающем трубопроводе, вследствие гидравлических потерь, давление понижается до давления  $p_{вс}$ , которое зависит от размеров трубопровода и наличия в нем каких-либо местных сопротивлений.

Основные процессы (рис. 2, б):

$1 - 2s$  – теоретическое изоэнтропное сжатие рабочего вещества в компрессоре;

$1 - 2$  – действительный политропный процесс сжатия рабочего вещества в компрессоре;

$2 - 3$  – сбив перегрева;

$3 - 4'$  – охлаждение рабочего вещества до состояния сухого насыщенного пара и конденсация;

$4' - 4$  – переохлаждение рабочего вещества в конденсаторе;

$4 - 5$  – процесс дросселирования в дроссельном вентиле;

$5 - 1'$  – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

$1' - 1$  – перегрев рабочего вещества в испарителе.

#### 4.4 Методика расчета действительного цикла одноступенчатой парокompрессорной холодильной машины

##### Исходные данные:

Холодопроизводительность	$Q_0$ , кВт
Температура охлаждаемого источника на входе в испаритель	$t_{s1}$ , °C
Температура охлаждающего источника на входе в конденсатор	$t_{w1}$ , °C
Рабочее вещество	

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 2.

Таблица 2

##### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки							
	1	1'	2	2s	3	4	4'	5
$p$ , МПа								
$t$ , °C								
$i$ , кДж/кг								
$v$ , м <sup>3</sup> /кг		–	–	–	–	–	–	–

## Методика расчета

Температура охлажденного источника на выходе из испарителя, °С

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

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

Температура охлаждающего источника на выходе из конденсатора, °С

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

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

Температура кипения, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

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

Температура конденсации, °С

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

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

Перегрев в испарителе, °С

$$t_{исп} = t_1 - t_0 = 5^\circ\text{C}$$

Переохлаждение в конденсаторе, °С

$$t_{конд} = t_{4'} - t_4 = (2 \div 3)^\circ\text{C}$$

Степень повышения давления

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

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

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i},$$

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

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_5.$$

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

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

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = h_{2s} - h_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Индикаторная мощность компрессора, кВт

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

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

$$N_{тр} = p_{i_{тр}} \cdot V_T,$$

где давление трения:

фреоны:  $p_{i_{тр}} = 40$  кПа, аммиак:  $p_{i_{тр}} = 60$  кПа

Эффективная мощность компрессора, кВт

$$N_e = N_i + N_{тр}$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_4.$$

Полный тепловой поток конденсатора, кВт

$$Q_k = G_a \cdot q_k.$$

Холодильный коэффициент

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

#### 4.5 Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы одноступенчатого парокомпрессорного теплового насоса

Схема и теоретический цикл одноступенчатого парокомпрессорного теплового насоса (ПКТН) представлены на рис. 3 (а, б). В качестве теоретического цикла ПКТН принят нерегенеративный цикл [5].

Рабочее вещество в состоянии сухого насыщенного пара поступает в компрессор *I* (рис. 3, а), где изоэнтропно сжимается до давления  $p_k$  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  $p_k$  и температуре  $t_k$ . Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле *IV*. Рабочее вещество поступает в испаритель *V*, где происходит процесс кипения при давлении  $p_0$  и температуре  $t_0$  под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя.

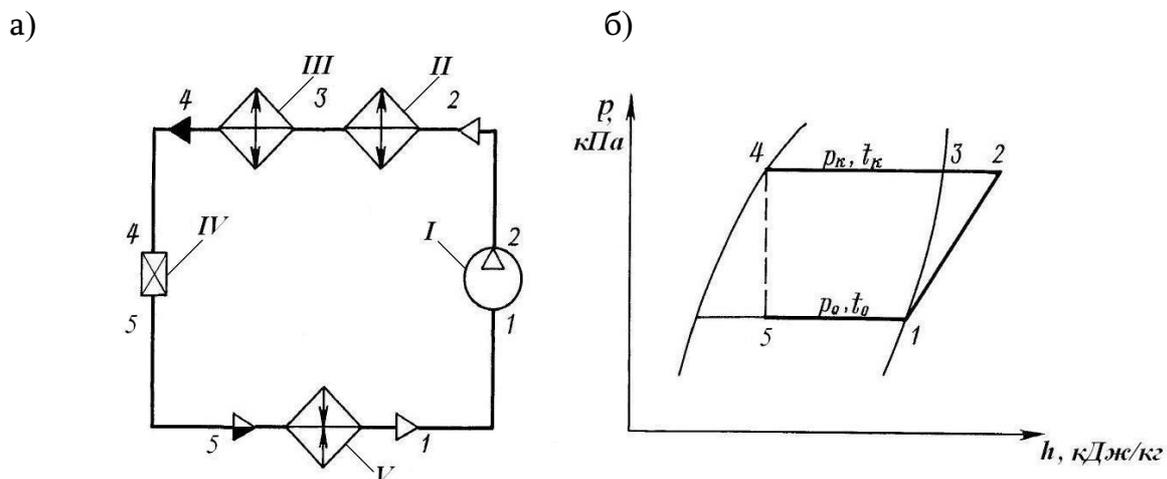


Рис. 3. Схема и теоретический цикл одноступенчатого парокомпрессорного теплового насоса

Основные процессы цикла (рис. 3, б) следующие:

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 – дросселирование в дроссельном вентиле;  
 5 – 1 – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

#### 4.6 Методика расчета теоретического цикла одноступенчатого парокomppressorного теплового насоса

##### Исходные данные:

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

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры узловых точек цикла

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

##### Методика расчета

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_4.$$

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

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

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

$$q'_k = h_2 - h_3.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_5.$$

Удельная изэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = h_2 - h_1.$$

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

$$V = G_a \cdot v_1.$$

Изэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Отопительный коэффициент

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

#### 4.7 Схема, действительный цикл, принцип действия и основные процессы одноступенчатого парокomppressorного теплового насоса

На рис. 4 (а, б) представлены схема и действительный цикл парокomppressorного теплового насоса. В качестве действительного цикла ПКТН принят нерегенеративный цикл.

б)

а)

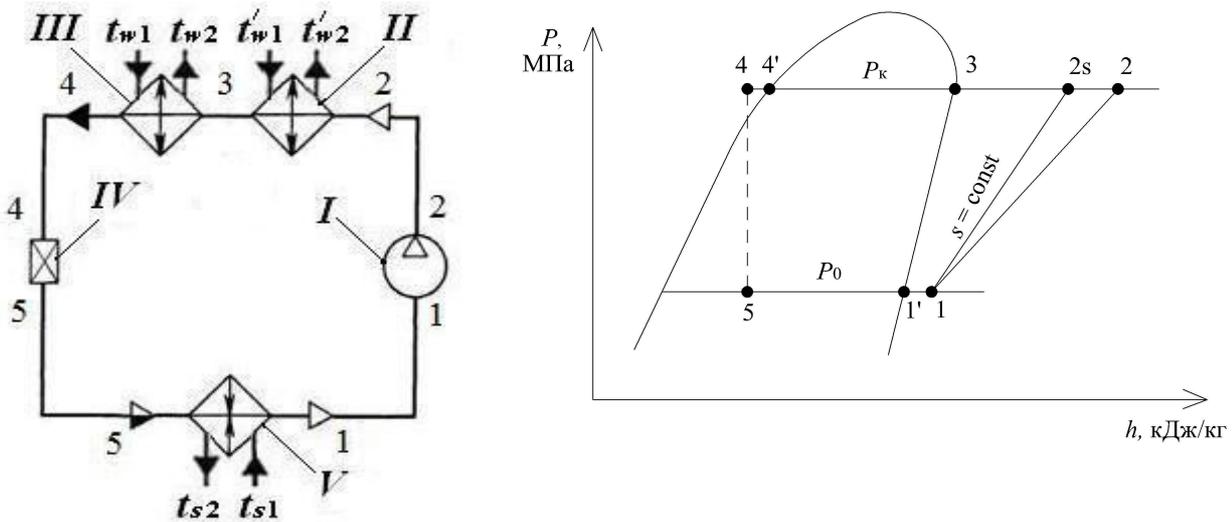


Рис. 4. Схема и действительный цикл одноступенчатого парокomppressorного теплового насоса

Рабочее вещество поступает в компрессор *I* в состоянии перегретого пара при температуре  $t_1$  и давлении  $p_0$ . Рабочее вещество сжимается до давления конденсации  $p_k$  и направляется в теплообменник системы горячего водоснабжения *II*. В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). В конденсаторе *III* рабочее вещество сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении  $p_k$  и температуре  $t_k$ . Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). При выходе из конденсатора рабочее вещество может находиться в состоянии насыщенной жидкости или его температура может быть ниже температуры конденсации, что зависит от типа конденсатора. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле *IV*. В испарителе *V* рабочее вещество кипит при давлении  $p_0$  и температуре  $t_0$  под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя. На выходе из испарителя рабочее вещество может

находиться в состоянии сухого насыщенного или перегретого пара, что зависит от типа испарителя и вида рабочего вещества.

Основные процессы (рис. 4, б):

$1 - 2s$  – теоретическое изоэнтропное сжатие рабочего вещества в компрессоре;

$1 - 2$  – действительный политропный процесс сжатия рабочего вещества в компрессоре;

$2 - 3$  – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения;

$3 - 4$  – охлаждение рабочего вещества до состояния сухого насыщенного пара и конденсация;

$4' - 4$  – переохлаждение рабочего вещества в конденсаторе;

$4 - 5$  – процесс дросселирования в дроссельном вентиле;

$5 - 1'$  – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

$1' - 1$  – перегрев рабочего вещества в испарителе.

#### 4.8 Методика расчета действительного цикла одноступенчатого парокomppressorного теплового насоса

##### Исходные данные:

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

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 4.

Таблица 4

##### Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки							
	1	1'	2	2s	3	4	4'	5
$p$ , МПа								
$t$ , °C								
$i$ , кДж/кг								
$v$ , м <sup>3</sup> /кг		–	–	–	–	–	–	–

## Методика расчета

Температура охлажденного источника на выходе из испарителя, °С

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

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

Температура охлаждающего источника на выходе из конденсатора, °С

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

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

Температура кипения, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

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

Температура конденсации, °С

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

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

Перегрев в испарителе, °С

$$t_{исп} = t_1 - t_0 = 5^\circ\text{C}$$

Переохлаждение в конденсаторе, °С

$$t_{конд} = t_{4'} - t_4 = (2 \div 3)^\circ\text{C}$$

Степень повышения давления

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

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

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i},$$

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

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_4.$$

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

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

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

$$q'_k = h_2 - h_3.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

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

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = h_{2s} - h_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Индикаторная мощность компрессора, кВт

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

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

$$N_e = N_i + N_{тр}$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_5.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Отопительный коэффициент

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

## 5. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Эксергетический анализ позволяет судить о термодинамическом совершенстве процессов, происходящих внутри каждого элемента установки. Сумма потерь во всех элементах соответствует общей потере работоспособности и может служить мерой оценки степени совершенства всей установки [2].

### 5.1 Методика эксергетического анализа работы холодильной машины и теплового насоса

В качестве действительного цикла ПКХМ / ПКТН принят нерегенеративный цикл (рис. 5).

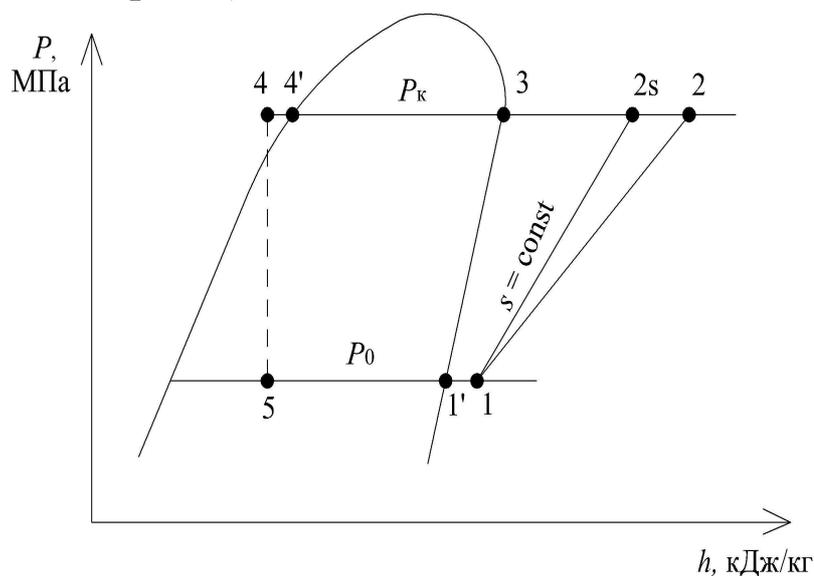


Рис. 5. Цикл ПКХМ / ПКТН

### Исходные данные для эксергетического анализа ПКХМ

Холодопроизводительность	$Q_0$ , кВт
Температура охлаждаемой среды на входе в испаритель	$t_{s1}$ , °C
Температура охлаждающей среды на входе в конденсатор	$t_{w1}$ , °C
Температура окружающей среды	$t_{o.c.}$ , °C
Рабочее вещество	

## Исходные данные для эксергетического анализа ПКТН

Теплопроизводительность	$Q_k$ , кВт
Температура охлаждаемой среды на входе в испаритель	$t_{s1}$ , °C
Температура нагреваемой среды на входе в конденсатор	$t_{w1}$ , °C
Температура окружающей среды	$t_{o.c}$ , °C
Рабочее вещество	

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 5.

Таблица 5

**Параметры узловых точек цикла**

Параметры	Точки							
	1	1'	2	2s	3	4	4'	5
$p$ , МПа								
$t$ , °C								
$i$ , кДж/кг								
$s$ , кДж/(кг·К)		–	–	–	–	–	–	

### Методика расчета

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

– для расчета ПКХМ

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}.$$

– для расчета ПКТН

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

## Компрессор

Изменение удельной эксергии потока хладагента, кДж/кг

$$\Delta ex_{\text{км}} = (h_2 - h_1) - T_{\text{o.c}} \cdot (S_2 - S_1).$$

Изменение эксергии потока хладагента, кВт

$$\Delta Ex_{\text{км}} = G_a \cdot \Delta ex_{\text{км}}.$$

Потери эксергии в компрессоре, кВт

$$Ex_{\text{км}} = N_{\text{эл}} - \Delta Ex_{\text{км}}.$$

## Конденсатор

Массовый расход воды в конденсаторе, кг/с

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w (T_{w2} - T_{w1})}.$$

Изменение удельной эксергии потока охлаждающей (для ПКХМ) / нагреваемой (для ПКТН) среды, кДж/кг

$$\Delta ex_w = c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) - T_{\text{o.c}} \cdot \ln \left( \frac{T_{w2}}{T_{w1}} \right),$$

Изменение эксергии потока охлаждающей среды, кВт

$$\Delta Ex_w = G_a \cdot \Delta ex_w.$$

Изменение удельной эксергии потока хладагента, кДж/кг

$$\Delta ex_{\text{кд}} = (h_4 - h_2) - T_{\text{o.c}} \cdot (S_4 - S_2).$$

Изменение эксергии потока хладагента, кВт

$$\Delta Ex_{\text{кд}} = G_a \cdot \Delta ex_{\text{кд}}.$$

Потери эксергии в конденсаторе, кВт

$$DEx_{\text{кд}} = |\Delta Ex_{\text{кд}}| - \Delta Ex_w.$$

### **Терморегулирующий вентиль**

Изменение удельной эксергии потока хладагента, кДж/кг

$$\Delta ex_{\text{рв}} = (h_5 - h_4) \cdot (-T_{\text{о.с}} \cdot (S_5 - S_4)).$$

Изменение эксергии потока хладагента, кВт

$$\Delta Ex_{\text{рв}} = G_a \cdot \Delta ex_{\text{рв}}.$$

Потери эксергии в терморегулирующем вентиле, кВт

$$DEx_{\text{рв}} = \Delta Ex_{\text{рв}}.$$

### **Испаритель**

Изменение удельной эксергии потока хладагента, кДж/кг

$$\Delta ex_{\text{и}} = (h_1 - h_5) - T_{\text{о.с}} \cdot (S_1 - S_5).$$

Изменение эксергии потока хладагента, кВт

$$\Delta Ex_{\text{и}} = G_a \cdot \Delta ex_{\text{и}}.$$

Изменение удельной эксергии потока рассола (для ПКХМ) / воды (для ПКТН), кДж/кг

$$\Delta ex_s = c_s \cdot (T_{s2} - T_{s1}) - T_{o.c} \cdot \ln \left( \frac{T_{s2}}{T_{s1}} \right).$$

Изменение эксергии потока рассола (для ПКХМ) / воды (для ПКТН), кВт

$$\Delta Ex_s = G_a \cdot \Delta ex_s.$$

Потери эксергии в испарителе, кВт

$$DEx_{и} = |\Delta Ex_s| - \Delta Ex_{и}.$$

Общая подведенная эксергия, кВт

– для расчета ПКХМ

$$\Delta Ex_{общ} = N_{эл} + \Delta Ex_w$$

– для расчета ПКТН

$$\Delta Ex_{общ} = N_{эл} + |\Delta Ex_s|$$

Эксергетический КПД системы

– для расчета ПКХМ

$$\eta_{общ} = \frac{|\Delta Ex_s|}{\Delta Ex_{общ}}$$

– для расчета ПКТН

$$\eta_{общ} = \frac{\Delta Ex_w}{\Delta Ex_{общ}}$$

## 6. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ МИКРОКАНАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Одним из наиболее очевидных преимуществ теплообменников с микроканалами является более высокая теплоотдача при фазовых переходах по сравнению с макроканалами (трубы и щелевые каналы  $D_h > 3 \mu\text{м}$ ) [6].

В первом приближении коэффициент теплоотдачи при кипении в стесненном пространстве связан с гидравлическим диаметром традиционных каналов соотношением  $\alpha \sim d_h^{-0,2}$ . Из этой формулы очевидна более высокая тепловая эффективность микроканальных технологий. Начиная с 1990 г. микроканальные теплообменники используются в автомобильных кондиционерах и малых химических реакторах.

В настоящее время много зарубежных производителей (Guentner, Carrier, Johnson Controls, Danfoss, Delphi, Modine, Goodman, Nordyne, Climetal и др.) производят микроканальные воздухоохладители и конденсаторы.

Производители утверждают, что главным преимуществом микроканальных аппаратов являются меньшие габариты и меньшая стоимость, чем традиционных. На рис. 6 представлена конструкция секции микроканального теплообменника, выполненного из алюминия.

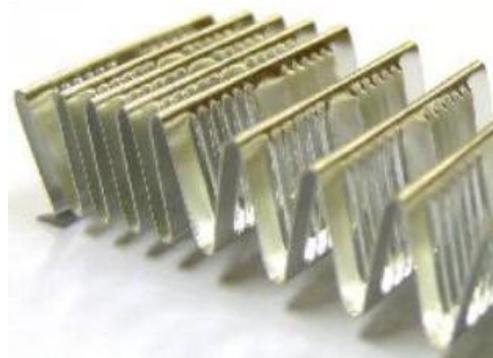
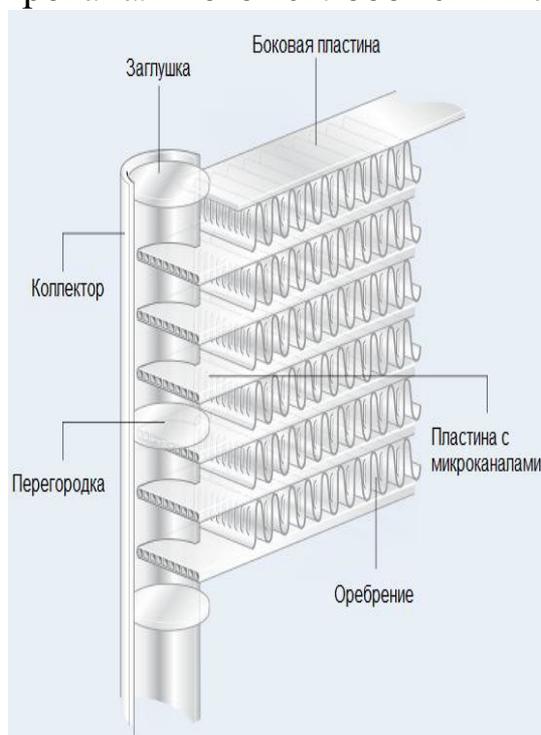


Рис. 6 Конструкция микроканального теплообменника

В [7] отмечаются следующие преимущества микроканальных воздухоохладителей по сравнению с традиционными:

- массогабаритные характеристики выше на  $25 \div 50 \%$ ;
- норма заправки рабочим веществом снижается до  $20 \div 40 \%$ ;
- коррозионная стойкость в 3,5 раза выше из-за монометаллической конструкции;
- значительное увеличение механической прочности.

Следует обратить внимание на следующее обстоятельство: все известные конструкции микроканальных теплообменников с кипением рабочего вещества являются воздухоохладителями либо воздушными конденсаторами. В воздухоохладителях теплоотдача на стороне воздуха на несколько порядков ниже, чем при кипении. Даже при высоких степенях оребрения приведенные по внутренней поверхности коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха оказываются намного ниже, чем коэффициенты теплоотдачи при кипении. Так как значение коэффициента теплопередачи оказывается всегда ниже минимального значения  $\alpha$ , интенсивность теплообмена при кипении в микроканальных воздухоохладителях (либо в воздушных конденсаторах) оказывается неопределяющим параметром. Тепловая эффективность микроканальных испарителей будет важной характеристикой при охлаждении жидких хладоносителей, при сопоставимых значениях коэффициентов теплоотдачи при кипении, с одной стороны, и однофазной конвекции, с другой. В этом случае микроканальные испарители могут иметь преимущества перед пластинчатыми испарителями. Тогда возникнут конструктивные проблемы, связанные с распределением фаз по смежным каналам.

### **6.1 Режимы течения двухфазных потоков в микроканалах**

В [7] приведена карта режимов при кипении R134a в прямоугольном микроканале  $D_h = 538 \mu\text{m}$  при температуре насыщения  $t_{\text{нас}} = +29,4^\circ\text{C}$  и плотности подводимого теплового потока  $q = 2,2 \text{ кВт/м}^2$  (рис 7). Дается также описание наблюдаемых режимов:

- пузырьковый режим (рис. 7, фото 1 – 2). Отдельные пузыри, лишь слегка касающиеся стенки канала, характерны при очень малом паросодержании;
- снарядный режим (рис. 7, фото 3 – 5). Снаряды отличаются вытянутой формой и занимают все сечение канала. При больших массовых расходах снаряды короче и чаще; чем меньше расход, тем длиннее снаряд и тем меньше жидкая перемычка, разделяющая снаряды;

– снарядно-полукольцевой режим, являющийся переходным между снарядным и полукольцевым режимами, характеризуется максимальной длиной отдельного снаряда и минимальной толщиной жидкой перемычки для заданного массового расхода (рис. 7, фото б);

– полукольцевой режим, характеризующийся паровым ядром, жидкость смещена к стенкам канала. Хотя граница раздела фаз и подвержена значительным колебаниям и изгибам, тем не менее она остается сплошной (рис. 7, фото 7–10);

– кольцевой режим, определяемый центральным сплошным паровым ядром и тонкой однородной жидкой пленкой у стенки канала, граница раздела фаз гладкая (рис. 7, фото 11 – 12).

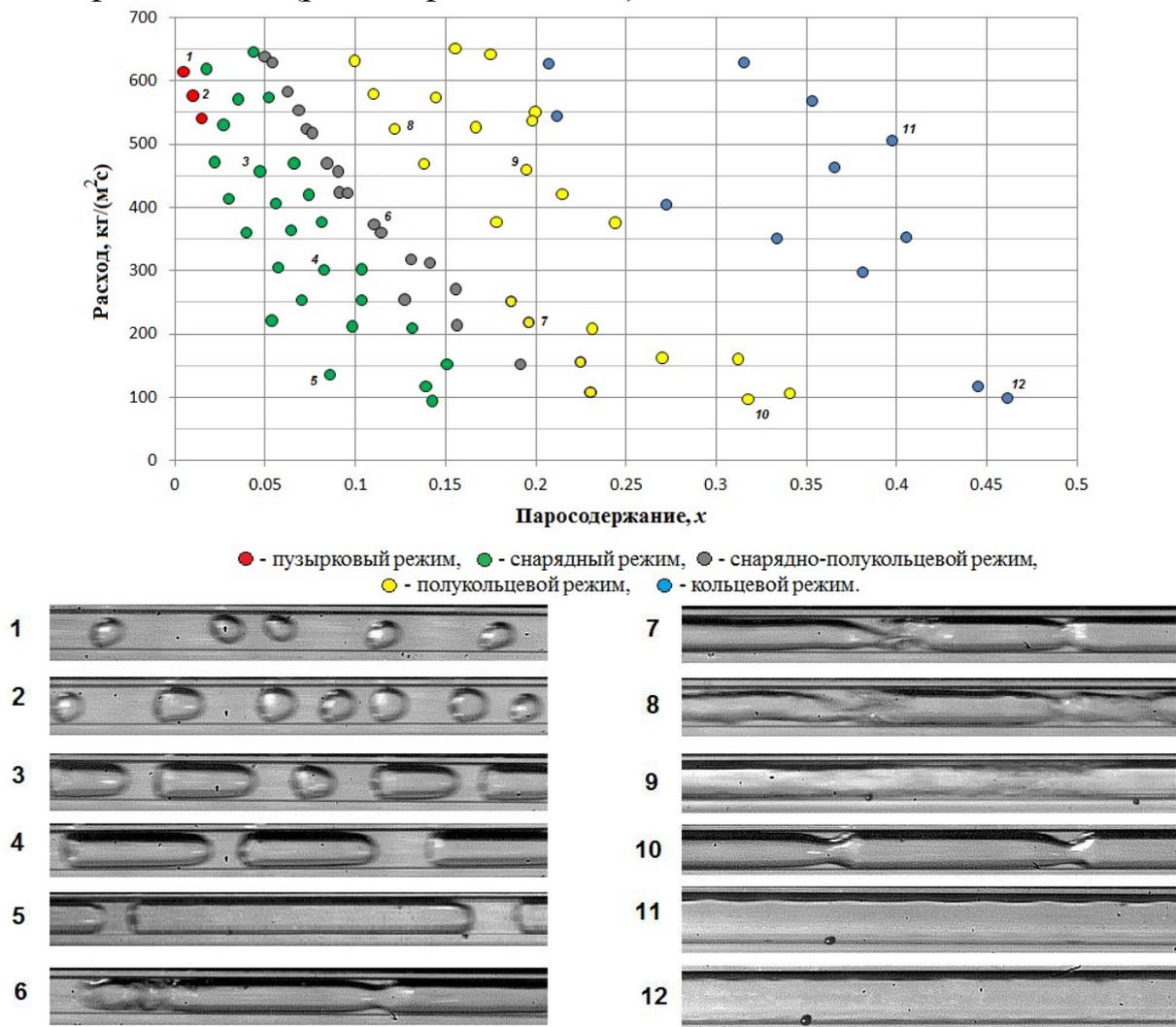


Рис. 7. Карта режимов кипения R134a в прямоугольном микроканале ( $D_h = 538 \mu\text{m}$ ) и фотографии режимов,  $t_{\text{нас}} = +29,4^\circ\text{C}$ ,  $q = 2,2 \text{ кВт/м}^2$

Приведенная карта режимов носит частный характер, но может быть основной для приближенной оценки гидродинамики кипящего хладагента. Карта К.В. Киссер [8] (рис. 7) обобщает данные по трубам и микроканалам, полученные Д. Ховалыг.

## 6.2 Реверс потока в микроканале

Установлено, что для двухфазных течений в микроканалах характерна неустойчивость. Неустойчивость чаще всего наблюдается в виде периодических чередований режимов течения, термических колебаний и реверса потока (внезапного возникновения противотока). Главной причиной неустойчивости является возросшее гидравлическое сопротивление, вызванное малым сечением канала. На величину неустойчивости влияют плотность теплового потока и массовый расход. Примеры неустойчивости иллюстрируются результатами экспериментов, полученными Д. Ховалыг.

Периодичное чередование пузырькового и кольцевого режимов кипения возникает вследствие колебания плотности фаз. В начальный момент, при входе жидкого хладагента в канал, начинается процесс парообразования, из-за стесненных условий пузыри быстро заполняют сечение канала (рис. 8).

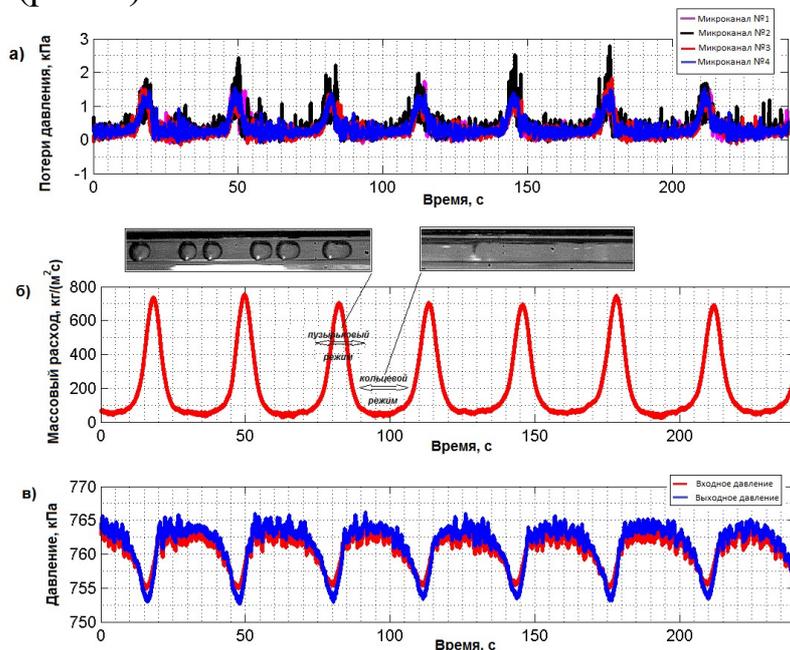


Рис. 8. Неустойчивость давления и массового расхода в четырех параллельных микроканалах ( $D_h = 538 \mu\text{м}$ ,  $q_{\text{предв}} = 3,0 \text{ кВт/м}^2$ ,  $q_{\text{исп}} = 2,2 \text{ кВт/м}^2$ ):  
 а – колебания потерь давления хладагента в стеклянных микроканалах;  
 б – колебания общего массового расхода через все четыре микроканала;  
 в – колебания давления хладагента на входе и на выходе из тестового блока

Это приводит к увеличению  $\Delta P$ , меньший поток хладагента поступает в канал, падает массовый расход  $G$  и, как следствие, режим кипения потока от пузырькового быстро переходит в кольцевой. При постоянной плотности теплового потока весь хладагент испаряется и канал заполняется паром, разность давления в канале падает почти до нуля (рис. 8, а). В этот момент новая порция жидкости поступает в канал, пар быстро конденсируется, давление во входном и выходном коллекторах падает (рис. 8, в) и цикл начинается заново. Период колебаний при неустойчивости, связанной со сменой режимов кипения, зависит от теплового потока: чем выше тепловой поток, тем короче период колебаний.

Явление реверса является крайне нежелательным режимом, поскольку при нем снижается интенсивность теплообмена и увеличиваются потери давления. На рис. 9 представлены экспериментальные данные Д. Ховалыг [7], полученные при течении R134a в микроканале ( $D_h = 538 \text{ мкм}$ ,  $t_{\text{нас}} = +29,4^\circ\text{C}$ ).

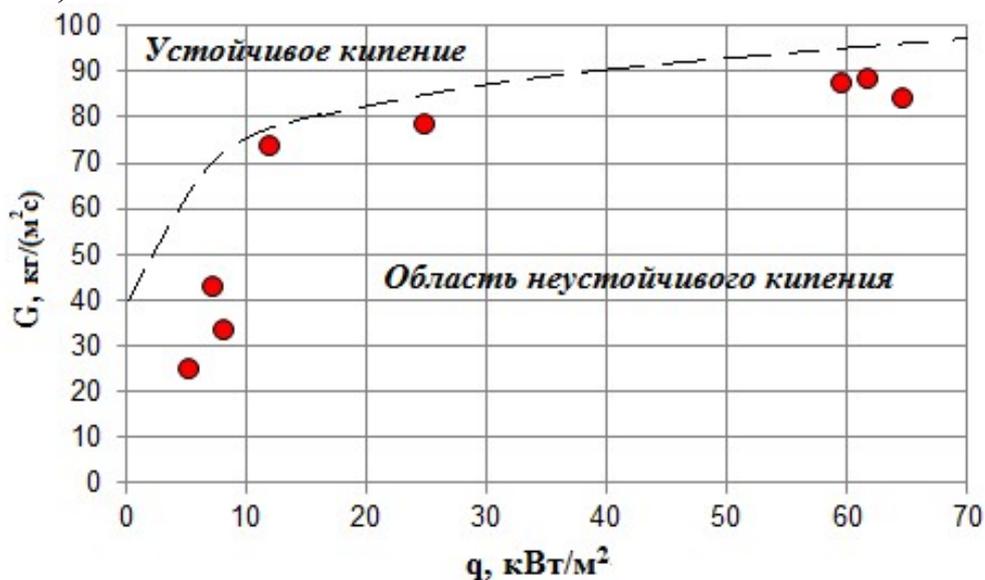


Рис. 9 Экспериментальные наблюдения за условиями возникновения реверса потока при кипении R134a в микроканале ( $D_h = 538 \text{ мкм}$ ,  $t_{\text{нас}} = +29,4^\circ\text{C}$ )

Из графика видно, что реверс потока наблюдается при низких соотношениях теплового потока и массового расхода. Применительно к холодильным машинам, где  $q \leq 10 \text{ кВт/м}^2$ , для обеспечения устойчивого течения рекомендуется значение массовой скорости  $w_r > 70 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ .

### 6.3 Теплообмен при кипении хладагента R134a в микроканале

В работах Д. Ховалыг и А.В. Бараненко [9], [10] приведены соотношения для расчета локальной теплоотдачи при кипении R134a в плоском канале  $D_h = 538\mu\text{m}$ .

Для  $x < 0,1$ :

$$\alpha = 1,55 \cdot \text{Re}_{\text{ж.т.}}^{0,15} \cdot \text{Co}^{0,85} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \cdot \text{Bo}^{0,01} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,01} \cdot \frac{1}{1-x^{3,2}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{D_n};$$

Для  $0,1 < x < 0,5$

$$\alpha = 1,13 \cdot \text{Re}_{\text{ж.т.}}^{0,23} \cdot \text{Co}^{0,85} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \cdot \text{Bo}^{0,01} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,1} \cdot \frac{1}{1-x^{0,84}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{D_n},$$

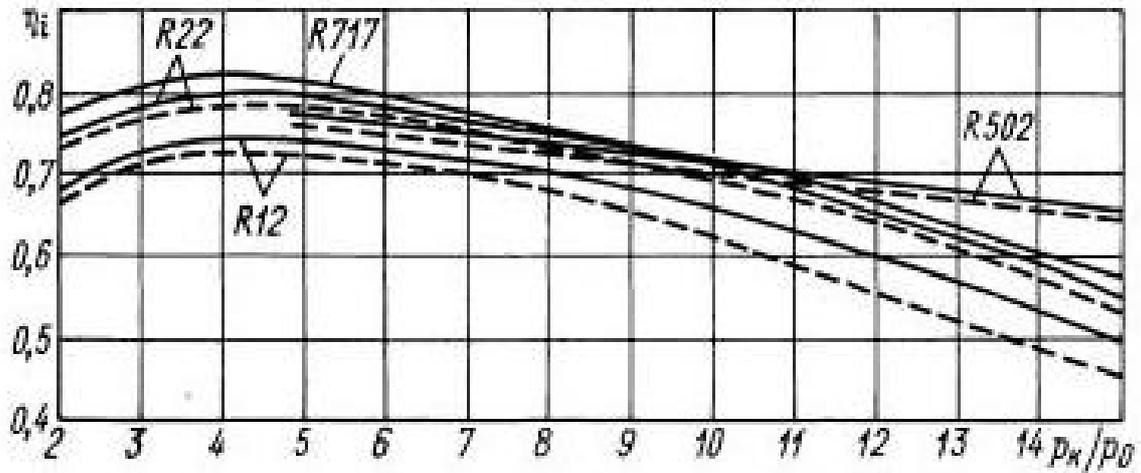
где величины критериев  $\text{Re}_{\text{ж.т.}}$  и  $\text{Pr}_{\text{ж.т.}}$  включают физические свойства насыщенной жидкости.

Приведенные расчетные зависимости связаны с режимами течения. Так, при  $x < 0,1$  основным режимом является пузырьковый, а при  $x = 0,1 - 0,5$  – кольцевой.

Следует отметить, что при малых значениях  $x$  в уравнении присутствует величина критерия  $\text{Bo}$  – кипения. Это свидетельствует о том, что при пузырьковом режиме плотность теплового потока оказывает некоторое влияние на теплообмен, правда, в очень небольшой степени  $q^{0,01}$ . При больших значениях  $x$  доминирует механизм конвективного испарения, при котором коэффициент теплоотдачи растет с утоньшением пристенной пленки жидкости. Интересен коэффициент стесненности  $\text{Co}$ , который учитывает влияние геометрического параметра и соотношения коэффициента поверхностного натяжения и сил гравитации.

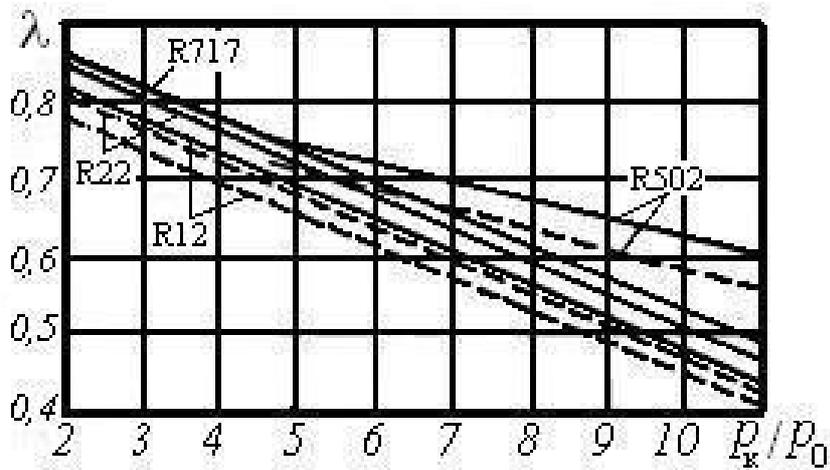
## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

**Энергетические коэффициенты поршневого компрессора  
средней производительности [11]**



Компрессоры: — с сальником; - - - - - бессальниковые

**Коэффициент подачи для поршневых компрессоров  
средней производительности [11]**



Компрессоры: — с сальником  
- - - - - бессальниковые

## Теплофизические свойства воды на линии насыщения [12]

Таблица 6

$t$ , °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho'$ , кг/м <sup>3</sup>	$h'$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^{-8}$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	-0,63	765,4	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	0,70	741,6	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,507	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	712,2	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	696,5	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	676,9	3,53
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	662,2	3,08
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	643,5	2,52
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	625,9	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	607,2	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,1	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,3	217,8	0,233	9,19	528,8	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,246	0,681	17,8	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,2	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,03

Приложение 4

Теплофизические свойства раствора хлористого натрия [12]

Таблица 7

$\xi$ , %	$t_3$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °C	$c$ , кДж/(кг·K)	$\lambda$ , Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^{-8}$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
7	-4,4	1050	20	3,843	0,593	1,08	1,03	1,48	6,9
7	-4,4	1050	10	3,835	0,576	1,41	1,34	1,43	9,4
7	-4,4	1050	0	3,827	0,559	1,87	1,78	1,39	12,7
7	-4,4	1050	-4	3,818	0,556	2,16	2,06	1,39	14,8
11	-7,5	1080	20	3,697	0,593	1,15	1,06	1,48	7,2
11	-7,5	1080	10	3,684	0,570	1,52	1,41	1,43	9,9
11	-7,5	1080	0	3,676	0,556	2,02	1,87	1,40	13,4
11	-7,5	1080	-5	3,672	0,549	2,44	2,26	1,38	16,4
11	-7,5	1080	-7,5	3,672	0,545	2,65	2,45	1,38	17,8
13,6	-9,8	1100	20	3,609	0,593	1,23	1,12	1,50	7,4
13,6	-9,8	1100	10	3,601	0,568	1,62	1,47	1,43	10,3
13,6	-9,8	поо	0	3,588	0,544	2,15	1,95	1,41	13,9
13,6	-9,8	1100	-5	3,584	0,547	2,61	2,37	1,39	17,1
13,6	-9,8	1100	-9,8	3,580	0,540	3,43	3,13	1,37	22,9
16,2	-12,2	1120	20	3,534	0,573	1,31	1,20	1,45	8,3
16,2	-12,2	1120	10	3,525	0,569	1,73	1,57	1,44	10,9
16,2	-12,2	1120	-5	3,508	0,544	2,83	2,58	1,39	18,6
16,2	-12,2	1120	-10	3,504	0,535	3,49	3,18	1,37	23,2
16,2	-12,2	1120	-12,2	3,500	0,533	4,22	3,84	1,36	28,3
18,8	-15,1	1140	20	3,462	0,582	1,43	1,26	1,48	8,5
18,8	-15,1	1140	10	3,454	0,566	1,85	1,63	1,44	11,4
18,8	-15,1	1140	0	3,442	0,550	2,56	2,25	1,40	16,1
18,8	-15,1	1140	-5	3,433	0,542	3,12	2,74	1,39	19,8
18,8	-15,1	1140	-10	3,429	0,533	3,87	3,40	1,37	24,8
18,8	-15,1	1140	-15	3,425	0,524	4,78	4,19	1,35	31,0
21,2	-18,2	1160	20	3,395	0,579	1,55	1,33	1,46	9,1
21,2	-18,2	1160	10	3,383	0,563	2,01	1,73	1,44	12,1
21,2	-18,2	1160	0	3,374	0,547	2,82	2,44	1,40	17,5
21,2	-18,2	1160	-5	3,366	0,538	3,44	2,96	1,38	21,5
21,2	-18,2	1160	-10	3,362	0,530	4,30	3,70	1,36	27,1
21,2	-18,2	1160	-15	3,358	0,522	5,28	4,55	1,35	33,9
21,2	-18,2	1160	-18	3,358	0,518	6,08	5,24	1,33	39,4
23,1	-21,2	1175	20	3,345	0,565	1,67	1,42	1,47	9,6
23,1	-21,2	1175	10	3,333	0,549	2,16	1,84	1,40	13,1
23,1	-21,2	1175	0	3,324	0,544	3,04	2,59	1,39	18,6
23,1	-21,2	1175	-5	3,320	0,536	3,75	3,20	1,38	23,3
23,1	-21,2	1175	-10	3,312	0,528	4,71	4,02	1,36	29,5
23,1	-21,2	1175	-15	3,308	0,520	5,75	4,90	1,34	36,5
23,1	-21,2	1175	-21	3,303	0,514	7,75	6,60	1,32	50,0

Приложение 5

Теплофизические свойства раствора хлористого кальция [12]

Таблица 8

$\xi$ , %	$t_3$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °C	$c$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^{-8}$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
9,4	-5,2	1080	20	3,642	0,584	1,24	1,15	1,49	7,8
9,4	-5,2	1080	10	3,634	0,570	1,55	1,44	1,45	9,9
9,4	-5,2	1080	0	3,626	0,566	2,16	2,00	1,42	14,1
9,4	-5,2	1080	-5	3,601	0,549	2,55	2,36	1,41	16,7
14,7	-10,2	1130	20	3,362	0,576	1,49	1,32	1,52	8,7
14,7	-10,2	1130	10	3,349	0,563	1,86	1,64	1,49	11,0
14,7	-10,2	1130	0	3,328	0,549	2,56	2,27	1,46	15,6
14,7	-10,2	1130	-5	3,316	0,542	3,04	2,70	1,44	18,7
14,7	-10,2	1130	-10	3,308	0,534	4,06	3,60	1,43	25,3
18,9	-15,7	1170	20	3,148	0,572	1,80	1,54	1,56	9,9
18,9	-15,7	1170	10	3,140	0,558	2,24	1,91	1,52	12,6
18,9	-15,7	1170	0	3,128	0,544	2,99	2,56	1,49	17,2
18,9	-15,7	1170	-5	3,098	0,537	3,43	2,94	1,48	19,8
18,9	-15,7	1170	-10	3,086	0,529	4,67	4,00	1,47	27,3
18,9	-15,7	1170	-15	3,065	0,523	6,15	5,27	1,47	35,9
20,9	-19,2	1190	20	3,077	0,569	2,00	1,68	1,55	10,9
20,9	-19,2	1190	10	3,056	0,555	2,45	2,06	1,53	13,4
20,9	-19,2	1190	0	3,044	0,542	3,28	2,76	1,49	18,5
20,9	-19,2	1190	-5	3,014	0,535	3,82	3,22	1,49	21,5
20,9	-19,2	1190	-10	3,014	0,527	5,07	4,25	1,47	28,9
20,9	-19,2	1190	-15	3,014	0,521	6,59	5,53	1,45	38,2
23,8	-25,7	1220	20	2,973	0,565	2,35	1,94	1,56	12,5
23,8	-25,7	1220	10	2,952	0,551	2,87	2,35	1,53	15,4
23,8	-25,7	1220	0	2,931	0,538	3,81	3,13	1,51	20,8
23,8	-25,7	1220	-5	2,910	0,530	4,41	3,63	1,49	24,4
23,8	-25,7	1220	-10	2,910	0,523	5,92	4,87	1,48	33,0
23,8	-25,7	1220	-15	2,910	0,518	7,55	6,20	1,46	42,5
23,8	-25,7	1220	-20	2,889	0,510	9,47	7,77	1,44	53,8
23,8	-25,7	1220	-25	2,889	0,504	11,57	9,48	1,43	66,5
25,7	-31,2	1240	20	2,889	0,562	2,63	2,12	1,57	13,5
25,7	-31,2	1240	10	2,889	0,548	3,22	2,51	1,53	16,5
25,7	-31,2	1240	0	2,868	0,535	4,26	3,43	1,51	22,7
25,7	-31,2	1240	-10	2,847	0,521	6,68	5,40	1,48	36,6
25,7	-31,2	1240	-15	2,847	0,514	9,36	6,75	1,46	46,3
25,7	-31,2	1240	-20	2,805	0,508	10,56	8,52	1,46	58,5
25,7	-31,2	1240	-25	2,805	0,501	12,90	10,40	1,44	72,0

Продолжение табл. 8

$\xi$ , %	$t_3$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °C	$c$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^{-8}$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
25,7	-31,2	1240	-30	2,763	0,494	14,81	12,00	1,44	83,0
27,5	-38,6	1260	20	2,847	0,558	2,93	2,33	1,56	14,9
27,5	-38,6	1260	10	2,826	0,545	3,61	2,87	1,53	18,8
27,5	-38,6	1260	0	2,809	0,531	4,80	3,81	1,50	25,3
27,5	-38,6	1260	-10	2,784	0,519	7,52	5,97	1,48	40,3
27,5	-38,6	1260	-20	2,763	0,506	11,87	9,45	1,46	65,0
27,5	-38,6	1260	-25	2,742	0,449	14,71	11,70	1,44	80,7
27,5	-38,6	1260	-30	2,742	0,492	17,16	13,60	1,42	95,5
27,5	-38,6	1260	-35	2,721	0,486	21,57	17,10	1,42	120,0
28,5	-43,5	1270	20	2,805	0,557	3,14	2,47	1,56	15,8
28,5	-43,5	1270	0	2,780	0,529	5,12	4,02	1,50	26,7
28,5	-43,5	1270	-10	2,763	0,518	8,02	6,32	1,48	42,7
28,5	-43,5	1270	-20	2,721	0,505	12,65	10,0	1,46	68,8
28,5	-43,5	1270	-25	2,721	0,500	15,98	12,6	1,44	87,5
28,5	-43,5	1270	-30	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5
28,5	-43,5	1270	-35	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5
28,5	-43,5	1270	-40	2,680	0,478	30,40	24,0	1,41	171,0
29,4	-50,1	1280	20	2,805	0,555	3,33	2,65	1,55	17,2
29,4	-50,1	1280	0	2,775	0,528	5,49	4,30	1,50	28,7
29,4	-50,1	1280	-10	2,721	0,576	8,63	6,75	1,49	45,4
29,4	-50,1	1280	-20	2,680	0,504	13,83	10,8	1,47	73,4
29,4	-50,1	1280	-30	2,659	0,490	21,28	16,6	1,44	115,0
29,4	-50,1	1280	-35	2,638	0,483	25,50	19,9	1,43	139,0
29,4	-50,1	1280	-40	2,638	0,447	32,36	25,3	1,42	179,0
29,4	-50,1	1280	-45	2,617	0,470	40,21	31,4	1,40	223,0
29,4	-50,1	1280	-50	2,617	0,464	49,03	38,3	1,30	295,0
29,9	-55	1286	20	2,784	0,554	3,51	2,75	1,55	17,8
29,9	-55	1286	0	2,738	0,528	5,69	4,43	1,50	29,5
29,9	-55	1286	-10	2,700	0,515	9,04	7,04	1,48	47,5
29,9	-55	1286	-20	2,680	0,502	14,42	11,23	1,46	77,0
29,9	-55	1286	-30	2,659	0,488	22,56	17,6	1,43	123,0
29,9	-55	1286	-35	2,638	0,483	28,44	22,1	1,42	156,5
29,9	-55	1286	-40	2,638	0,576	35,30	27,5	1,40	196,0
29,9	-55	1286	-45	2,617	0,470	43,15	33,5	1,39	240,0
29,9	-55	1286	-50	2,617	0,463	50,99	39,7	1,38	290,0
29,9	-55	1286	-55	2,596	0,456	64,72	50,2	1,36	368,0

Диаграмма хладагента R22 в координатах  $i - \lg P$  [13]

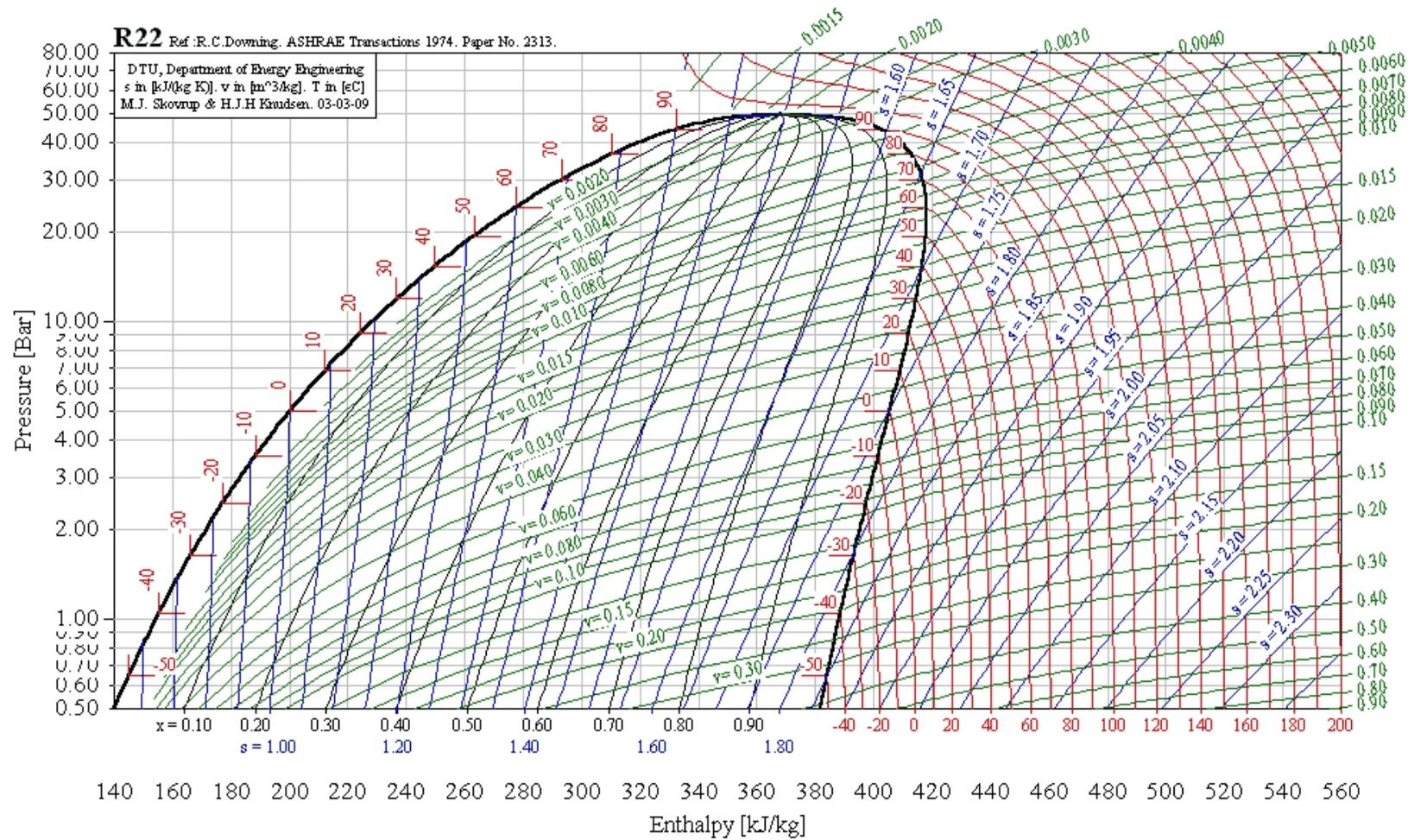


Диаграмма хладагента R134a в координатах  $i - \lg P$  [13]

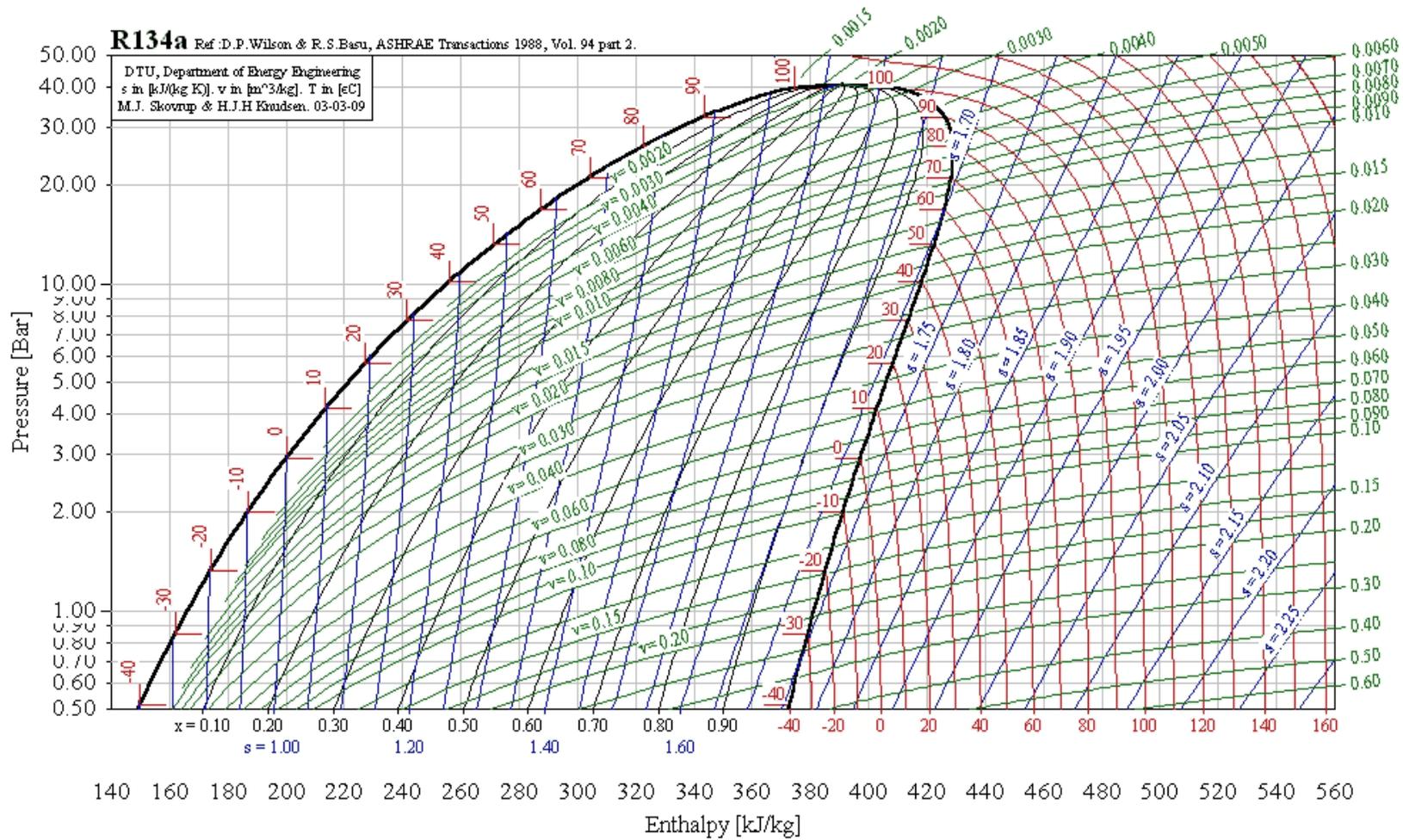


Диаграмма хладагента R410A в координатах  $i - \lg P$  [13]

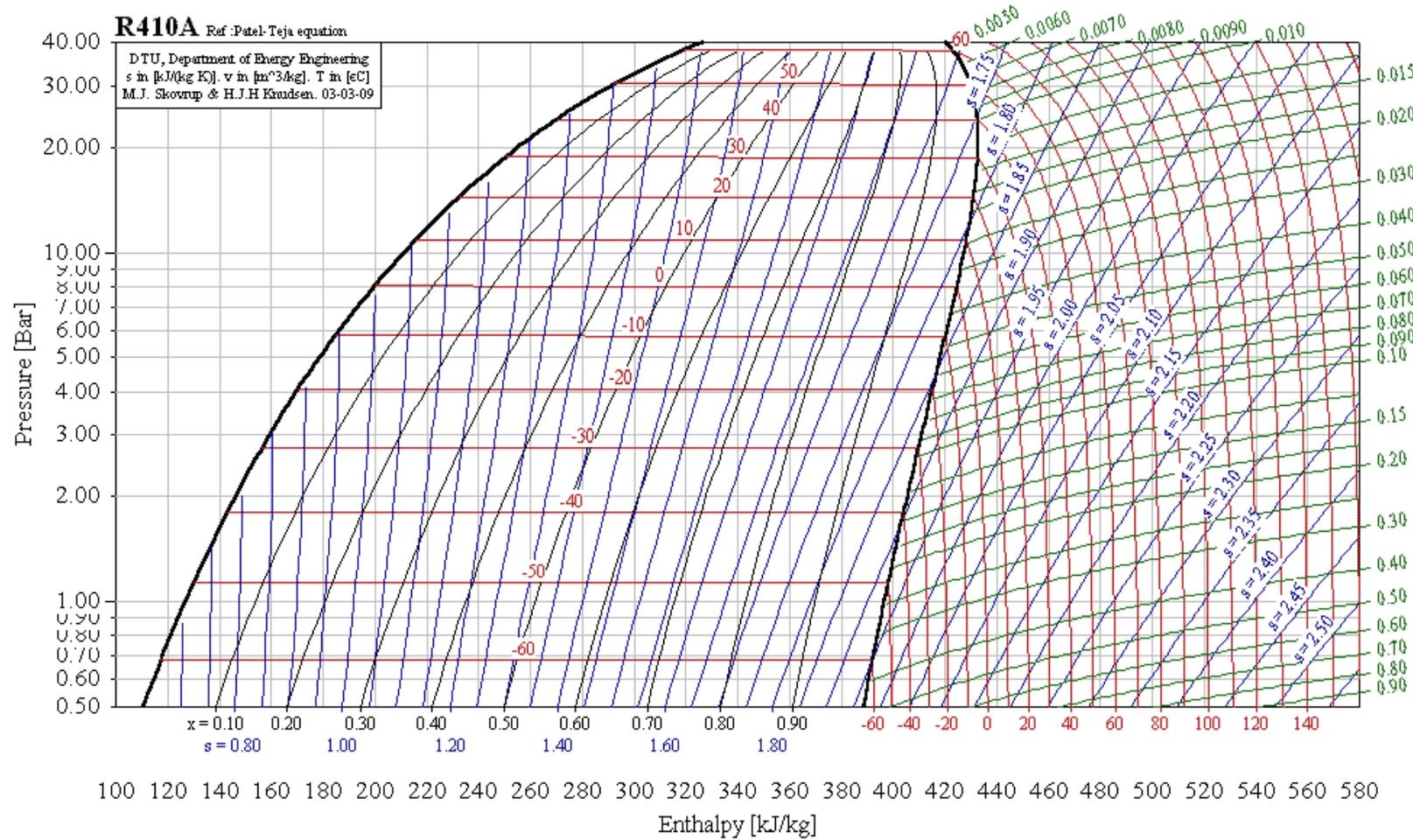
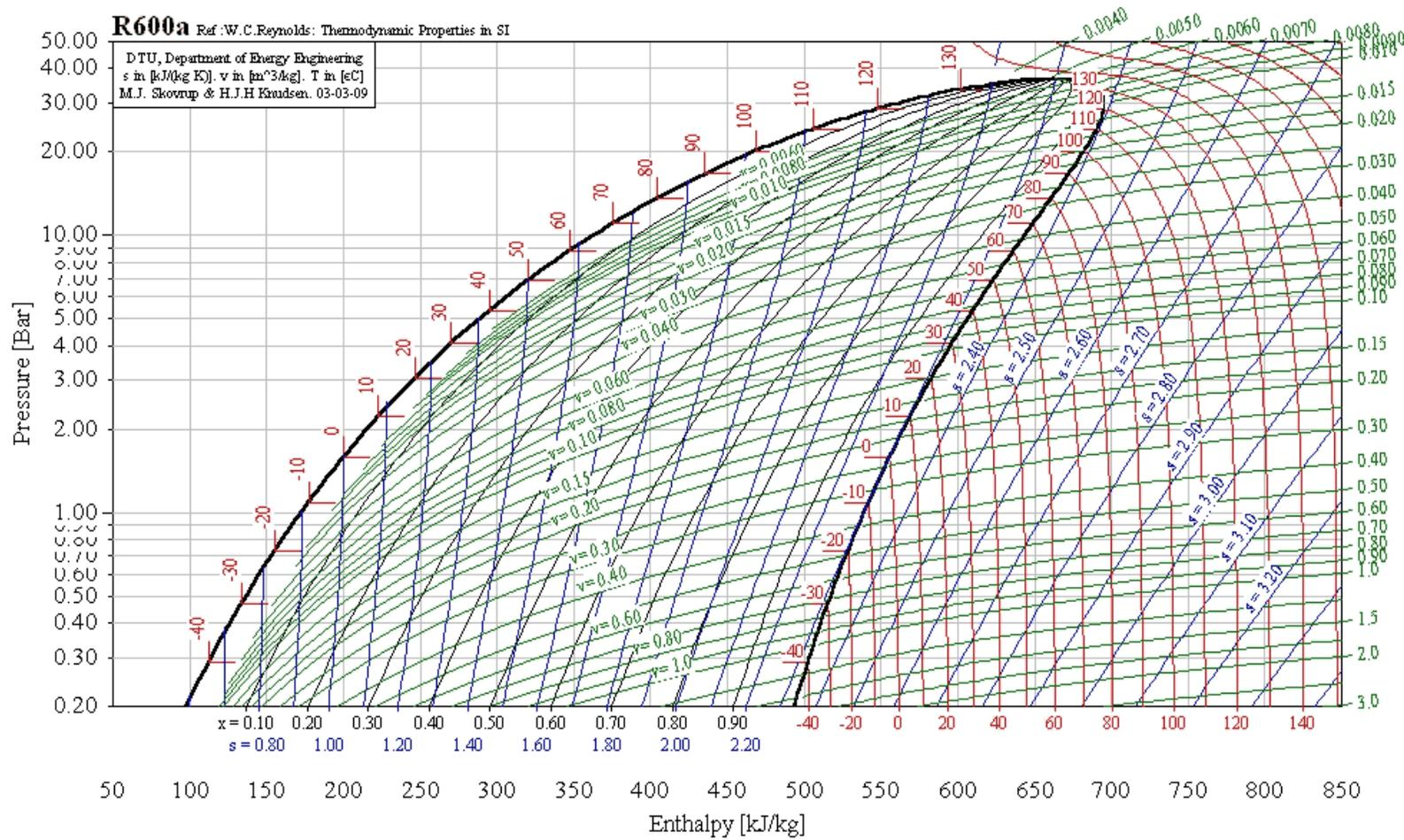


Диаграмма хладагента R600a в координатах  $i - \lg P$  [13]



## 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. Теоретические основы хладотехники. Часть 1. Термодинамика / С.Н. Богданов, Э.И. Гуйго, Г.Н. Данилова и др.: Под ред. Э.И. Гуйго. М.: Колос, 1994. – 288 с., ил.
3. А.В. Бараненко, В.С. Калюнов, А.Я. Эглит Холодоснабжение пищевых производств: Учебное пособие – СПб.: СПбГУНиПТ, 2001.- 69с.
4. Различные области применения холода / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 272 с.
5. Дзино А.А., Малинина О.С. Методики расчетов термодинамических циклов парокompрессорных тепловых насосов и абсорбционных термотрансформаторов: Учебно-методическое пособие. - Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2018. - 51 с.
6. Малышев А.А., Мамченко В.О., Киссер К.В. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 116 с.
7. Ховалыг Д.М. Конференция ASHRAE и выставка AHR Expo 2012 в США // Холодильная техника. 2012. №4. С. 46 – 47.
8. Малышев А.А., Киссер К.В., Филатов А.С. Новые методы прогнозирования режимов течения кипящих хладагентов в макро- и миканалах // Вестник Международной академии холода. 2016. № 2 (59). С. 67 – 70.
9. Ховалыг Д.М., Бараненко А.В. Теплоотдача при кипении хладагентов в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2013. № 4. С. 3 – 12.
10. Ховалыг Д.М., Бараненко А.В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 3 – 10.
11. 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.
12. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойств веществ: Справ./ Под ред. С.Н. Богдагова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

13. 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.

Малинина Ольга Сергеевна  
Мальшев Александр Александрович

**Низкотемпературные системы.  
Введение и инновационные направления развития**

**Учебно-методическое пособие**

В авторской редакции  
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО  
Зав. РИО Н.Ф. Гусарова  
Подписано к печати  
Заказ №  
Тираж  
Отпечатано на ризографе

**Редакционно-издательский отдел**  
**Университета ИТМО**  
197101, Санкт-Петербург, Кронверский пр., 49