

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Романчук Иван Сергеевич

Должность: Ректор

Дата подписания: 07.10.2022 11:47:44

Уникальный программный ключ:

6319edc2b582fffdacea443f01d5779368d0957ac34f5cd074d81181530452479

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное автономное образовательное

учреждение высшего образования

«Тюменский государственный университет»

Физико-технический институт

Кафедра прикладной и технической физики

А.В. Шаталов, Д.А. Важенин, У.Ю. Шастунова.

ТЕРМОДИНАМИКА

Учебно-методическое издание для студентов направления подготовки

16.03.01 Техническая физика

Лабораторный практикум

Тюмень

Издательство

Тюменского государственного университета

2021

УДК 536(075.8)

ББК В317.1я73

Ш280

А.В. Шаталов, Д.А. Важенин, У.Ю. Шастунова. Термодинамика: учебно-методическое издание для студентов направлений подготовки 16.03.01 Техническая физика (Лабораторный практикум). Тюмень: Издательство Тюменского государственного университета, 2021. 50 с.

Лабораторный практикум содержит лабораторные работы для углублённого практического изучения курсов термодинамики и теплофизики, проводя связь теоретической части данных курсов с их практической реализацией в промышленном устройстве - тепловой машине "кондиционер". Методическое пособие предназначено для бакалавров третьего курса Физико-технического института направления подготовки Техническая физика.

Рекомендовано к изданию кафедрой прикладной и технической физики. Утверждено и.о. проректора по образовательной деятельности Тюменского государственного университета.

**ОТВЕТСТВЕННЫЙ
РЕДАКТОР**

У.Ю. Шастунова, к.ф.-м.н., доцент

© ФГАОУ ВО Тюменский государственный университет, 2021.

© А.В.Шаталов, Д.А. Важенин, У.Ю. Шастунова 2021.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1.

Изучение принципов работы и термодинамического цикла холодильной установки.

Цель работы: Построить диаграмму термодинамического цикла холодильной установки (кондиционера).

Теоретическая часть¹.

P-V Диаграмма холодильного цикла

Английский ученый Блэк (1760) показал, что при постоянной температуре вещество может поглощать или выделять тепло путем изменения агрегатного состояния, а также дал количественную оценку тепловых преобразований при изменении агрегатного состояния вещества.

Так, для того, чтобы растопить 1 кг льда, необходимо затратить 334 кДж энергии, а чтобы испарить 1 кг воды, необходимо затратить 2 258 кДж энергии (рис. 1). Процесс поглощения теплоты в этих случаях происходит при постоянной температуре. Эти явления используются во всех тепловых машинах при получении холода и тепла.

Простая холодильная машина использует явление поглощения тепла из охлаждаемой среды во время перехода вещества из жидкого состояния в газообразное при постоянной температуре и давлении. Так, если капнуть на ладонь какой-либо хладагент, например, эфир, то ладонь будет охлаждаться. При испарении хладагент отбирает тепло у ладони, а нагретые пары хладагента перейдут в окружающую среду, отдав ей часть тепла ладони.

Если этот хладагент замкнуть в изолированной термодинамической системе и создать условия для сбора испарившегося хладагента и обратного его преобразования в жидкость, то эту часть хладагента можно вновь использовать для охлаждения. Схема такой термодинамической системы приведена на рис.2 а), а процессы, протекающие в системе, отображены в P – V диаграмме на рис.2 б).

¹ Теоретическая часть данного методического указания выполнена с цитированием §3.2 раздела 3 Теоретические основы получения холода учебного пособия Бондарь Е.С. и др. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб. пособие / Е.С. Бондарь, А.С. Гордиенко, В.А. Михайлов, Г.В. Нимич. Под общ. ред. Е.С. Бондаря – Киев, Изд-во ТОВ "Видавничий будинок "Аванпост-Прим", 2005. – 560 с.

В камере, которую необходимо охладить, находится испаритель. В испаритель поступает жидкий хладагент, который затем испаряется, отбирая тепло у холодильной камеры (поток A на рис.2а, и кривая 4–1 на рис.2б).

Регулируя давление, можно сделать так, чтобы хладагент превращался в пар при требуемой температуре (в допустимых для данного хладагента пределах и при технически реализуемых давлениях). Затем необходимо отобранное хладагентом тепло передать в окружающую среду или использовать для нагрева. Для этого хладагент сжимают компрессором (кривая 1–2 на рис.2б) и направляют в теплообменник, называемый конденсатором. Конденсатор при постоянном давлении отдает тепло окружающей среде, например, воздуху или воде (поток B рис.2а, линия 2–3, рис.2б). Естественно, что температура среды, окружающей конденсатор, должна быть ниже температуры жидкого хладагента.

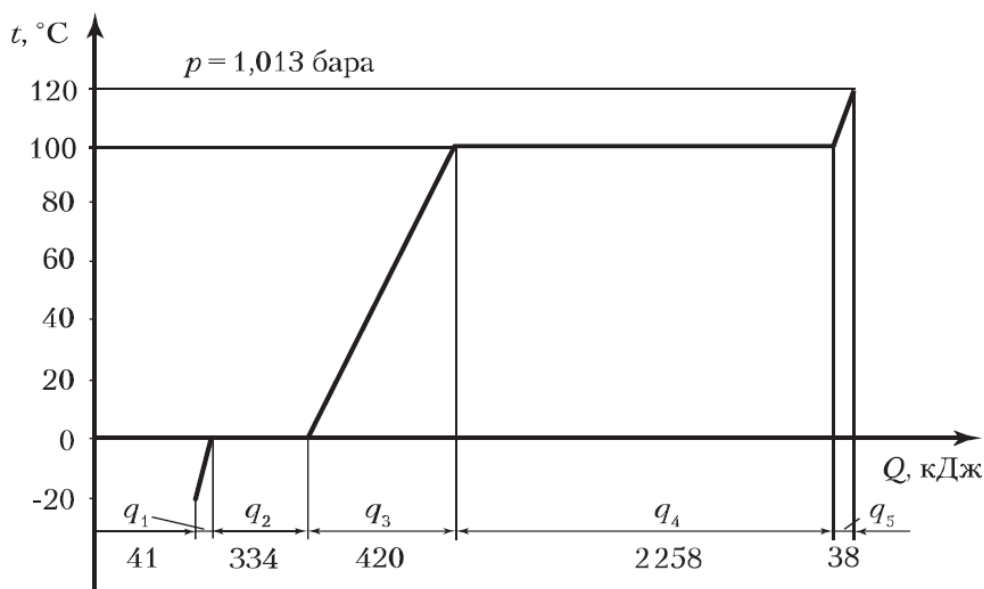


Рис 1. Энергетические показатели при изменении агрегатного состояния воды [0]

Для того чтобы жидкий хладагент начал испаряться, необходимо снизить его давление. Это осуществляется с помощью регулирующего вентиля, на входе которого давление высокое, а на выходе — низкое (кривая 3–4, рис.2б).

Таким образом, мы получаем замкнутый цикл холодильной машины, которая с помощью испарителя отбирает тепло из холодильной камеры и с помощью конденсатора отдает его другой среде. Тепло, отобранное испарителем, пропорционально площади $b-1-4-a$, а отданное конденсатором — площади $b-1-2-3-4-a$. Работа холодильной машины, затраченная на выполнение цикла, пропорциональна площади $1-2-3-4$.

Французский инженер Карно (1824) рассчитал цикл холодильной машины,

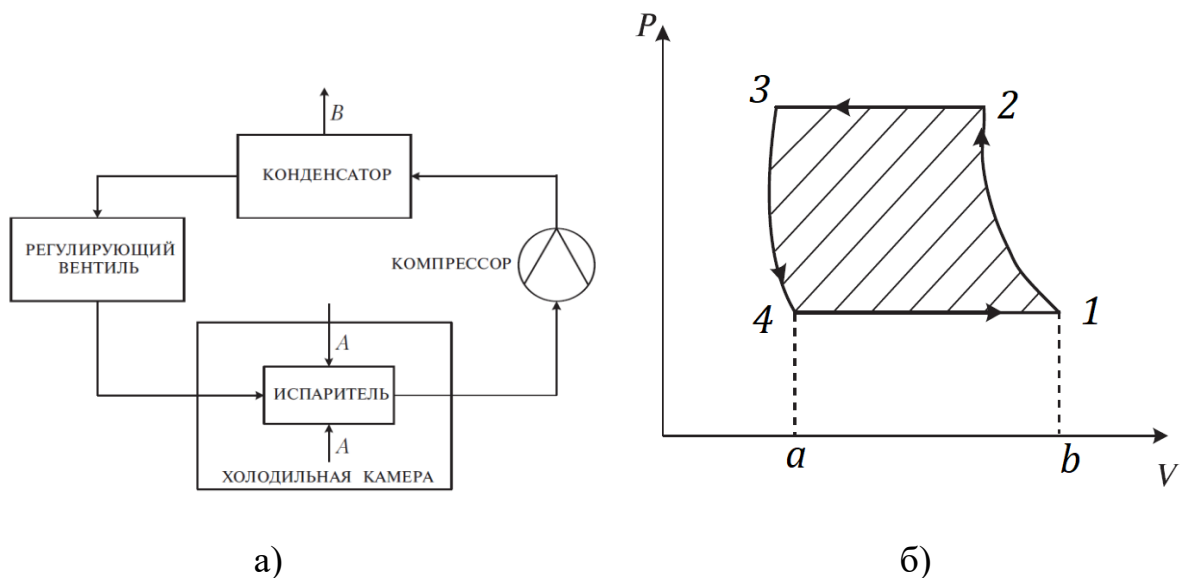


Рис 2. Блок-схема парокомпрессионной холодильной машины (а) и диаграмма холодильного цикла в P – V координатах (б). [0]

которая выполняет максимальную работу при минимальных затратах, то есть идеальный холодильный цикл (рис. 3)

Такой цикл состоит из:

- адиабатического сжатия паров в компрессоре (кривая 1–2);
- изотермической конденсации паров в конденсаторе (кривая 2–3);
- адиабатического расширения жидкости в расширителе (кривая 3–4);
- изотермического парообразования жидкости в испарителе (4–1).

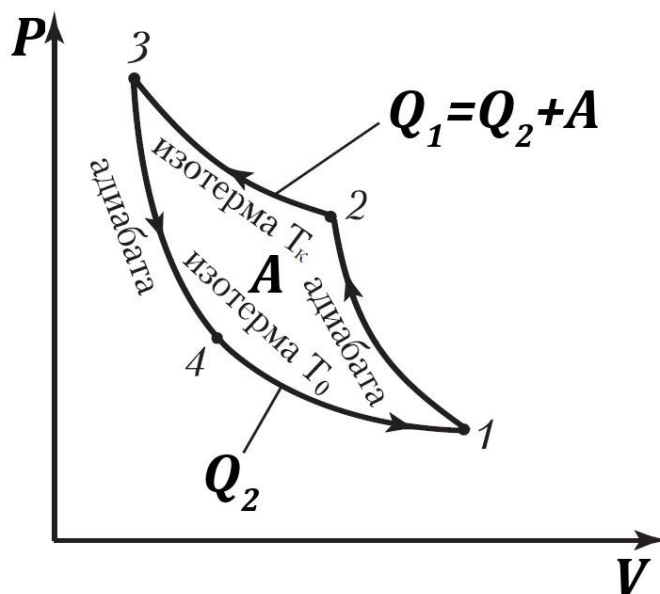


Рис 3. Диаграмма холодильного цикла Карно в P – V координатах. [0]

Цикл Карно является двухтемпературным, то есть теплообмен происходит между двумя источниками:

- холодным источником (испарителем), который при температуре T_0 поглощает тепло Q_2 ;
- горячим источником (конденсатором), который при температуре T_k отдает в окружающую среду тепло Q_1 .

Цикл Карно теоретически можно осуществить с помощью следующих элементов:

1. **Компрессора без потерь**, который адиабатически (без теплообмена с внешней средой) сжимает влажный пар. Совершаемая работа затрачивается исключительно на изменение внутренней энергии газа (линия 1–2, рис. 3). В процессе сжатия капли жидкости испаряются, и в точке 2 образуется сухой насыщенный пар.

2. **Конденсатора бесконечной поверхности**, в котором пар превращается в жидкость при температуре окружающей среды (процесс 2–3).

3. **Регулирующего вентиля без потерь**, в котором жидкость адиабатически расширяется (линия 3–4).

4. **Испарителя бесконечной поверхности**, в котором вся жидкость превращается в пар при температуре холодного источника T_0 (линия 4–1).

P – V диаграмма холодильного цикла дает возможность определить холодопроизводительность холодильной машины и затраченную энергию путем измерения площади, заключенной между линиями процессов. Однако выбрать цикл с максимальным КПД по этой диаграмме затруднительно. Данный процесс лучше исследовать на диаграмме “температура–энтропия” (T – S диаграмма). Это связано с тем, что в T – S диаграмме холодильный цикл может быть представлен прямыми

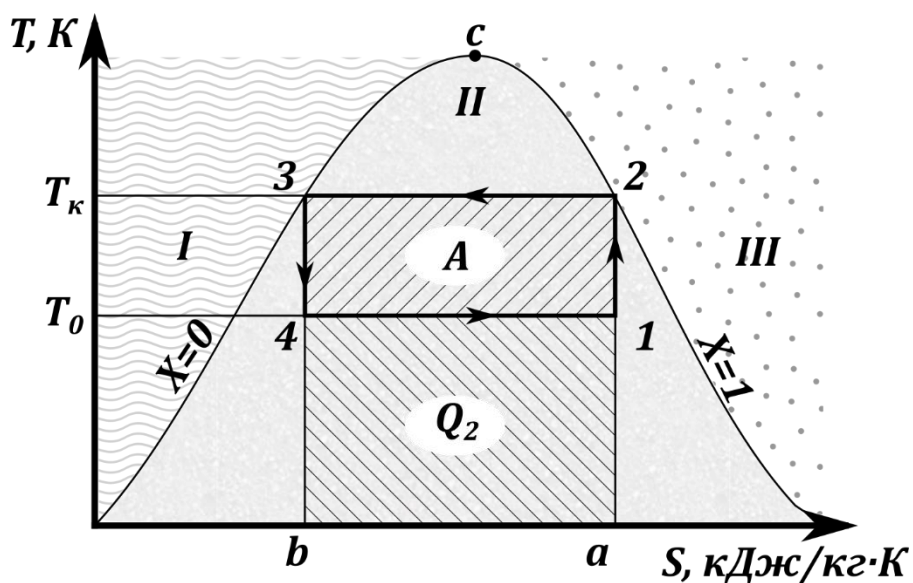


Рис 4. Цикл Карно на $T - S$ диаграмме. C – тройная точка; $X = 0$ – линия насыщения, жидкий хладагент; $X = 1$ – линия сухого насыщенного пара; I – жидкая фаза хладагента; II – парожидкостная фаза; III – газообразная фаза; Q_2 – количество тепла, отбираемого хладагентом; A – затраченная на совершения цикла работа.

линиями, так как адиабатические процессы (1-2, 3-4) являются изоэнтропийными ($dS = 0, S = \text{const}$), а 2-3 и 4-1 – изотермические процессы ($dT = 0, T = \text{const}$).

В соответствии со вторым законом термодинамики, количество тепла, переданного рабочему телу ($\delta Q > 0$ – передаём энергию телу, $\delta Q < 0$ – отнимаем энергию у тела) идёт на изменение внутренней энергии тела ($dU > 0$ – тело нагревается, $dU < 0$ – тело остывает) и совершение телом работы ($d\mathcal{A} > 0$ – тело совершает работу, $d\mathcal{A} < 0$ – над телом совершается работа)

$$\begin{cases} \delta Q = dU + d\mathcal{A}, \text{ где} \\ dU = C_V dT, \\ \delta Q = T dS. \end{cases} \quad (1)$$

Запишем уравнение (1) для процессов цикла Карно, проинтегрировав левую и правую части. Процесс 1-2 описывается уравнением:

$$0 = C_V \cdot (T_K - T_0) + \mathcal{A}_{12}, \quad (2)$$

В процессе 1-2 компрессор адиабатически сжимает хладагент, $\mathcal{A}_{12} < 0$.

Рассмотрим теперь процесс 2-3. В нём хладагент изотермически сжимается и конденсируется в жидкость, выделяя тепло в горячий резервуар:

$$Q_{23} = T_K \cdot (S_b - S_a) = 0 + \mathcal{A}_{23} < 0. \quad (3)$$

В процессе 3-4 жидкий хладагент адиабатически расширяется

$$0 = C_V \cdot (T_0 - T_K) + \mathcal{A}_{34}, \quad (4)$$

и остывает, $\mathcal{A}_{34} > 0$. Из (2) и (4) видно, что $\mathcal{A}_{12} = -\mathcal{A}_{34}$.

В процессе 4-1 хладагент изотермически расширяется и испаряется. Процесс описывается уравнением

$$Q_{41} = T_0 \cdot (S_a - S_b) = 0 + \mathcal{A}_{41}. \quad (5)$$

Как видно из рис. 4, $S_a > S_b$, и $Q_{41} > 0$, то есть холодильник передаёт хладагенту тепло Q_{41} , которое идёт на совершение им работы $\mathcal{A}_{41}$.

Обозначим количество тепла, отбираемого хладагентом от холодного резервуара, $Q_{41} = Q_2$.

$$Q_{41} = Q_2 = T_0 \cdot (S_a - S_b). \quad (6)$$

Как видно из рисунка 4, это площадь $1ab4$.

Количество тепла, отданное газом горячему резервуару, равно Q_{23}

$$Q_{23} = T_k \cdot (S_b - S_a), \quad (7) \quad \text{то}$$

есть площади $a23b$, взятой со знаком минус.

Суммарная работа, совершённая внешними силами над хладагентом (газом), из (2, 3, 4, 5) равна

$$\begin{aligned} \mathcal{A} &= -(\mathcal{A}_{12} + \mathcal{A}_{23} + \mathcal{A}_{34} + \mathcal{A}_{41}) = -(\mathcal{A}_{23} + \mathcal{A}_{41}) = \\ &= (T_k - T_0) \cdot (S_a - S_b), \end{aligned} \quad (8)$$

$\mathcal{A}$ есть площадь $1 - 2 - 3 - 4$.

Холодильным коэффициентом или коэффициентом эффективности холодильной машины в режиме охлаждения (англ Coefficient Of Performance, $COP_{cooling}$) называется величина, равная отношению холодопроизводительности к затраченной работе. Для цикла Карно:

$$\xi_2 = \frac{Q_2}{\mathcal{A}} = \frac{T_0}{T_k - T_0}. \quad (9)$$

В этом случае комната является холодным резервуаром.

Коэффициент эффективности холодильной машины в режиме нагрева ξ_1 ($COP_{heating}$, комната – горячий резервуар):

$$\xi_1 = \frac{Q_1}{\mathcal{A}} = \frac{Q_2 + \mathcal{A}}{\mathcal{A}} = \xi_2 + 1. \quad (10)$$

Холодильный цикл реальной холодильной машины

Холодильный цикл реальной холодильной машины значительно отличается от цикла Карно, что связано со следующими обстоятельствами:

1. Необходимость перегрева хладагента в процессе парообразования в испарителе.

Рассмотрим парокомпрессионный цикл с хладагентом R22 и температурой испарения $+5^{\circ}\text{C}$, обычно используемый при комфортном кондиционировании (рис. 6). В точке 1 на входе испарителя (рис. 7) давление составляет примерно 4,8 бара, а температура $+5^{\circ}\text{C}$. (Точные значения термодинамических параметров хладагента R22 приведены в табл. 1-4 Приложения 5).

Жидкость начинает испаряться, и чем ближе к точке 2, тем больше в испарителе пара и меньше жидкости. Однако давление и температура по всей длине испарителя остаются постоянными. В точке 2 жидкости уже нет, есть только пар. Однако производить сжатие в этой точке еще нельзя, так как из-за изменения, например, температуры окружающей среды, точка 2 может “плавать”, сдвигаясь при этом в область парожидкостной фазы. Поступление части жидкости в компрессор может привести к гидродинамическому удару и выходу компрессора из строя.

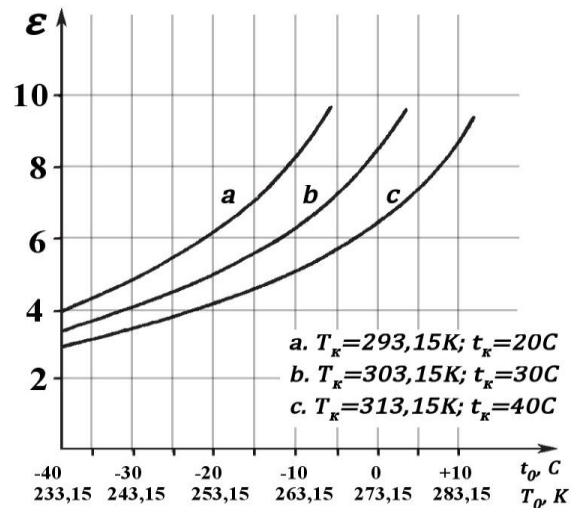


Рис 5. Зависимость холодильного коэффициента ξ_2 цикла Карно от температуры кипения и конденсации [0].

Поэтому отбор тепла производят до тех пор, пока на выходе из испарителя не произойдет перегрев пара на 5–8 К выше температуры кипения (точка 3). Этот режим называется режимом “сухого хода”. Кроме того, данный режим обеспечивает повышение холодопроизводительности холодильной машины. **Повышение температуры испарения на 1°C ведет к повышению холодопроизводительности на 3–5 %.**

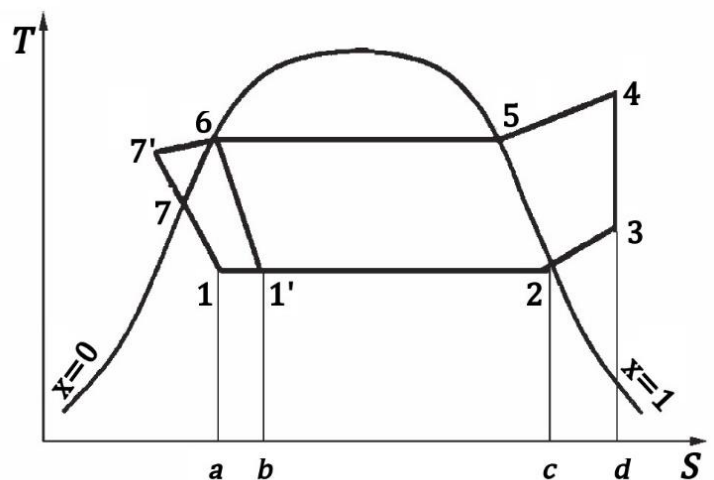


Рис 6. Реальный цикл холодильной машины на T-S диаграмме[0].

Рассмотрим, что происходит с охлажденным воздухом, который с помощью вентилятора проходит через испаритель.

Пусть температура воздуха на входе в испаритель равна $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перепад температуры воздуха составляет $\Delta t_{\text{возд}} = 22 - 15 = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, а полный перепад между температурой хладагента ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$) и температурой воздуха на входе составит:

$$\Delta\theta_{\text{полн}} = 22 - 5 = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Delta\theta_{\text{полн}}$ и $\Delta t_{\text{возд}}$ зависят от температуры и влажности окружающего воздуха. Как правило, для испарителей, охлаждающих воздух, могут быть приняты следующие значения:

$$\Delta t_{\text{возд}} = 6 - 10\text{ K}; \Delta\theta_{\text{полн}} = 16 - 20\text{ K}.$$

2. Наличие потерь в компрессоре

Потери в компрессоре возникают из-за трения, наличия мертвого объема, наличия масла в хладагенте, охлаждения встроенного электродвигателя хладагентом и др. Эти потери можно уменьшить, увеличив степень сжатия и температуру сжатого хладагента до $60 - 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (линия 3-4, рис. 6), хотя температура конденсации должна быть около $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Разность между температурой конденсации и температурой окружающей среды должна быть как можно меньше, так

как снижение температуры конденсации на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ведет к увеличению холодопроизводительности на $1\text{ }\%$.

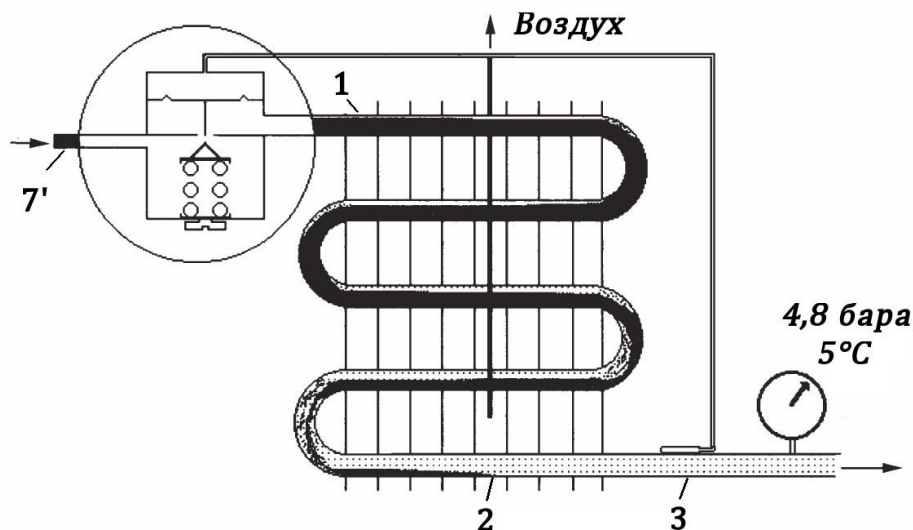


Рис 7. Процесс испарения в испарителе холодильной машины [0].

3. Снятие перегрева и переохлаждение конденсатора

Учитывая, что для исключения потерь в компрессоре температура хладагента повышена до $60\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$, то при конденсации нам необходимо прежде всего снять перегрев и привести хладагент к требуемой температуре конденсации (линия 4–5, рис. 6).

На вход конденсатора поступает хладагент в виде перегретого пара с температурой $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (точка 4, рис. 8). Воздух, проходящий через конденсатор (в конденсаторах с воздушным охлаждением), охлаждает хладагент при постоянном давлении. Хладагент начинает конденсироваться, и в точке 5 появляются первые капли жидкости. По мере приближения к точке 6 количество жидкой фракции будет увеличиваться, а в точке 6 жидкость достигнет 100 %. Однако дросселировать газ в этой точке нецелесообразно из-за возможных потерь при дросселировании.

Потери при дросселировании определяются физическими свойствами холодильного агента, а также интервалом температур до и после дросселирования — чем больше интервал, тем больше потери. Поэтому одним из способов снижения потерь является уменьшение этого интервала путем понижения температуры жидкого хладагента перед дросселированием. Это обеспечивается переохлаждением хладагента в конденсаторе на $5\text{--}8\text{ K}$ относительно температуры конденсации. Процесс переохлаждения идет по линии 6–7' (рис. 6), а в ряде случаев линия переохлаждения совпадает с пограничной кривой (линия 6–7).

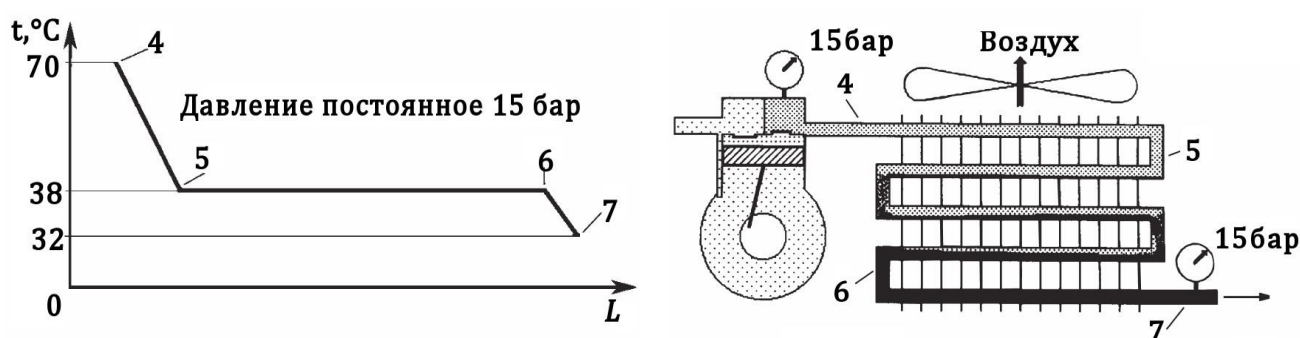


Рис 8. Слева - изменение температуры по длине конденсатора, справа – процесс конденсации [0].

В точке 7 в кондиционерах давление составляет 15 бар, температура — $32\text{--}35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перепад температур воздуха, охлаждающего конденсатор, составляет $5\text{--}10\text{ K}$. Температура конденсации должна быть на $10\text{--}15\text{ K}$ выше температуры окружающей среды.

4. Потери при дросселировании

Хотя в парокompрессионном цикле работа расширения составляет небольшую часть работы цикла, обеспечить адиабатическое расширение крайне сложно. Поэтому применяют дросселирование с помощью терморегулирующего вентиля (ТРВ) или трубки малого сечения (капиллярной трубки). Дросселирование обеспечивает понижение давления без изменения энтальпии. Однако в процессе дросселирования реальных газов температура понижается меньше, чем при адиабатическом расширении. Это объясняется наличием частичного парообразования за счет выделения теплоты трения в процессе дросселирования. Вследствие этого снижаются полезная работа расширения и холодопроизводительность. Этот необратимый процесс идет с увеличением удельной энтропии. Следовательно, на $T-S$ диаграмме (рис. 6) линия процесса дросселирования пойдет не вертикально вниз ($S = const$), а наклонно (линия 7–1).

Таким образом, на $T-S$ диаграмме (рис. 6) парокompрессионный цикл описывается следующими процессами:

1–2 — отбор тепла от охлаждаемой среды при парообразовании (кипении) хладагента в испарителе при постоянном давлении;

2–3 — отбор тепла от охлаждаемой среды при перегреве газообразного хладагента в испарителе;

3–4 — сжатие хладагента компрессором;

4–5 — снятие перегрева хладагента в конденсаторе;

5–6 — конденсация хладагента;

6–7 или 6–7' — переохлаждение хладагента;

7–1 или 7'–1 — дросселирование хладагента.

Удельная холодопроизводительность (на 1 кг хладагента) пропорциональна площади $a-1-2-3-d$. Затраченная работа — площади $1-2-3-4-5-6-7'$.

Энергия, отданная конденсатором, пропорциональна сумме выше указанных площадей, то есть площади $a-1-7'-6-5-4-3-d$.

Увеличение холодопроизводительности за счет переохлаждения конденсатора равно площади $a-1-1'-b$.

Увеличение холодопроизводительности за счет перегрева хладагента при кипении равно площади $c-2-3-d$.

P – I диаграмма холодильного цикла

При всей наглядности прохождения физических процессов в холодильной машине на T – S и P – V диаграммах производить расчеты по ним не совсем удобно, так как для определения холодопроизводительности и затраченной работы необходимо на диаграмме измерять площади многоугольников. Расчеты обычно производят по энтальпийной диаграмме (P – I диаграмма), в которой количество тепла, участвующего в процессах, отображается не площадями, а

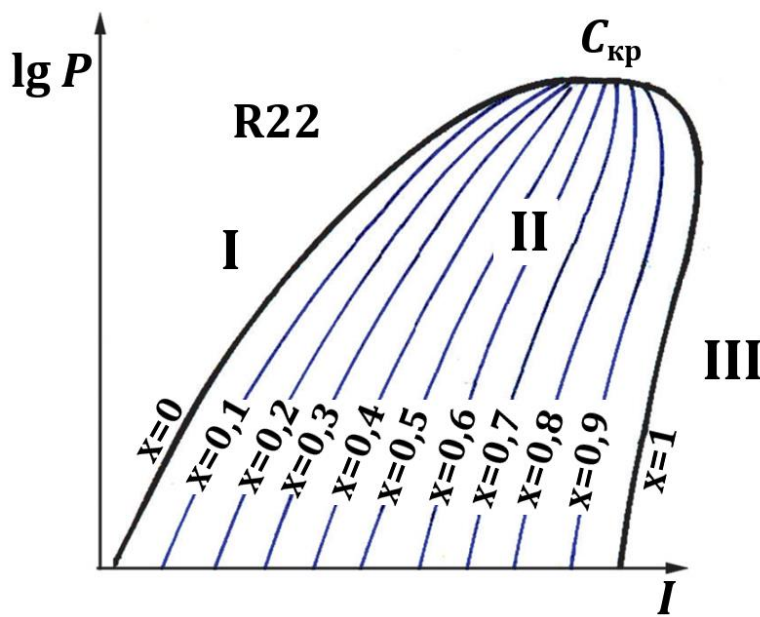


Рис 9. Линии постоянной сухости на $\lg P$ – I диаграмме [0].

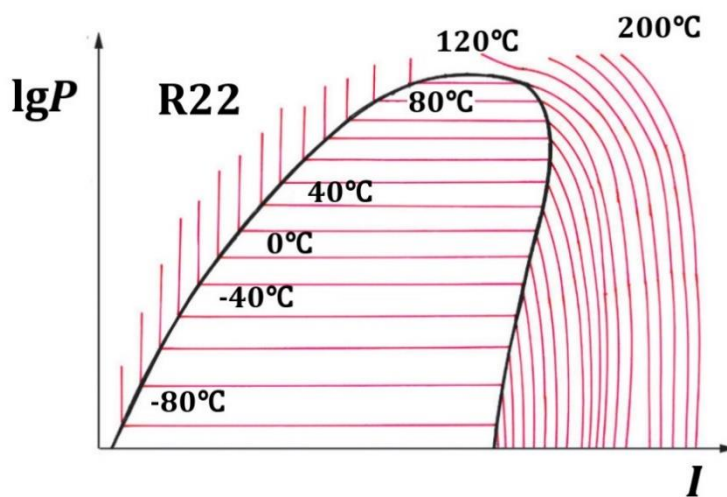


Рис 10. Изотермы на $\lg P$ – I диаграмме [0].

идет замена хладагента R22 на альтернативные (R407C, R410A), термодинамические свойства которых аналогичны хладагенту R22.

прямолинейными отрезками.

При расчетах холодильных машин используют два варианта P – I диаграмм. Эти варианты отличаются масштабом оси давления: в одном случае — это P , в другом — $\lg P$.

Диаграмма P – I более точна в области критической точки и применяется, например, для хладагента CO_2 , холодильный цикл которого лежит в окрестности критической точки. Для остальных хладагентов, используемых далеко от критической точки, удобнее работать с диаграммой $\lg P$ – I .

Так как в кондиционерах в основном использовался хладагент R22, рассмотрение $\lg P$ – I диаграммы будем вести на примере этого хладагента (рис. 13). В настоящее время

На $\lg P$ – I диаграмме по оси абсцисс откладывается удельная энтальпия I (кДж/кг). Ось ординат представляет собой логарифмическую шкалу, на которой нанесено значение давления в барах. В центре диаграммы расположена подковообразная линия, верхняя точка которой является критической и обозначена $C_{кр}$. Эта линия разделяет плоскость диаграммы на три области. В области I (рис. 9) хладагент находится в жидком состоянии, в области II — в парожидкостном (двухфазное состояние), в области III — в состоянии перегретого пара.

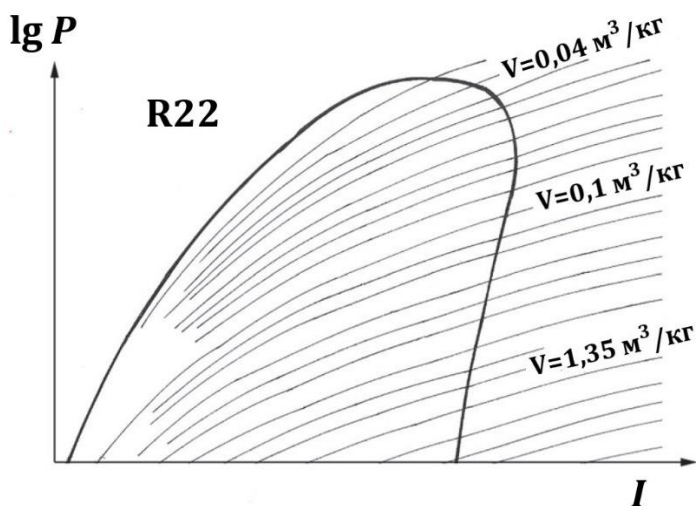


Рис 11. Линии постоянного удельного объёма на $\lg P$ – I диаграмме [0].

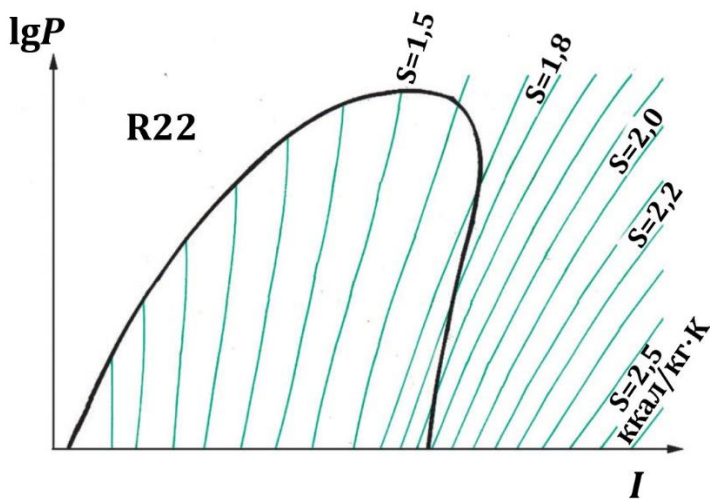


Рис 12. Линии постоянной энтропии на $\lg P$ – I диаграмме [0].

В области II проходят кривые x (кривые сухости), отмеченные показателем процентного содержания пара в смеси. Линия $x = 0,1$ соответствует состоянию газа с 10 % содержанием пара и 90 % содержанием жидкости. Кривые $x = 0$ и $x = 1$ являются пограничными линиями. Линия $x = 0$ — это линия жидкого хладагента, а линия $x = 1$ — это линия пара.

Обратим внимание на характер кривой постоянных значений температуры (рис. 10). В области I изотерма вертикальна, в области II — горизонтальна, а в области III — сначала криволинейна, а затем стремится стать вертикальной.

На диаграмме также изображены линии постоянного удельного объема (рис. 11) и линии постоянной энтропии (рис.12).

Для точного определения параметров термодинамического процесса пользуются $\lg P$ – I диаграммами, выпускаемыми заводами-изготовителями хладагента. Как правило, эти диаграммы выполнены в крупном масштабе и очень точно, что

позволяет использовать их для расчетов. Кроме того, имеются таблицы состояния хладагента при различных температурах, а также таблицы удельного объема, энтальпии и энтропии хладагента в различных состояниях (на линии насыщения, перегретого пара) (табл. 1-4, Приложение 5). Энтальпийная диаграмма для хладагента R22 изображена на рис. 13, полная диаграмма на рис. 1 в Приложении 5.

Построение цикла холодильной машины на $\lg P$ – I диаграмме

Рассмотрим представленный на $\lg P$ – I диаграмме, рис. 13, теоретический цикл одноступенчатой компрессионной холодильной машины, используемой для кондиционирования воздуха.

При кондиционировании температура воздуха, подаваемого в помещение от кондиционера, должна быть положительной, а температура конденсации должна быть выше температуры окружающей среды на 10–15 К. Поэтому температуру кипения выбираем +5 °С, а конденсации +40 °С.

На $\lg P$ – I диаграмме (рис. 13) проведем линии постоянного давления, соответствующие этим температурам. Это соответственно 5,838 и 15,34 бара (точное значение определяем по таблицам). Термодинамические характеристики хладагента на линии насыщения (точки 2, 5 и 6) определяем по таблице 1 Приложение 5.

Рассмотрим процессы, происходящие в холодильных машинах систем кондиционирования.

Изотермическое парообразование

Как было показано ранее, процесс изотермического парообразования в холодильном цикле идет по линии 1–2, а затем продолжается до точки 3 (перегрев испарителя для исключения влажного хода компрессора).

Примем величину перегрева 5 К. Тогда точка 3 будет характеризоваться давлением $P = 5,838$ бара и температурой $t = +10$ °С. По таблице энтальпии перегретого пара (табл. 3) находим энтальпию при +5 °С (с учетом перегрева +5 °С) $I_3 = 410,9$ кДж/кг.

Энтропию и удельный объем в точке 3 находим также по таблицам 4 и 2:

$$S_3 = 1,758 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}; V = 41,46 \text{ дм}^3/\text{кг}.$$

Изоэнтروпийное сжатие

Хладагент сжимается до давления $P = 15,34$ бара (точка 4) по линии $S = \text{const}$. Точка 4 лежит на пересечении линий $P_4 = 15,34$ бара и $S_4 = 1,758$. По таблице энтропии в состоянии перегретого пара (таблица 4) находим, что для указанных P и S перегрев относительно температуры насыщения в точке 5 составляет $+20\text{ K}$. Так как температура хладагента в точке 5 составляет $40\text{ }^\circ\text{C}$, то в точке 4 соответственно $t_4 = 40 + 20 = 60\text{ }^\circ\text{C}$; $V_4 = 17,25\text{ дм}^3/\text{кг}$.

Из-за потерь давления на входе компрессор должен производить всасывание при давлении ниже давления испарения (участок 3–3'), а из-за потерь давления на выходе компрессор должен сжимать хладагент до давлений выше давления конденсации (участок 4'–4''). Необходимость компенсации перечисленных потерь увеличивает работу сжатия (линия 3'–4'') и снижает эффективность цикла.

Отметим, что изоэнтропийное сжатие можно определить только при идеально теплоизолированном компрессоре. Так как ни один компрессор не может быть идеален, при расчете необходимо вносить поправки.

Конденсация

Конденсация состоит из трех процессов: снятия перегрева, конденсации и переохлаждения. Из точки 4'' по линии 4''–5 идет процесс предварительного охлаждения (снятие перегрева) хладагента, а по линии 5–6 — процесс конденсации. Отрезок 6–7 есть переохлаждение хладагента в конденсаторе. Напомним, что процесс переохлаждения необходим для обеспечения конденсации всего хладагента в конденсаторе и повышения эффективности дросселирования.

Примем переохлаждение равным 5 K , тогда точка 7 будет характеризоваться параметрами $P_7 = 15,34$; $t_7 = 35\text{ }^\circ\text{C}$; $I_7 = 242,0\text{ кДж/кг}$.

Энтропия в этой части диаграммы не указана. Но это не играет роли, так как нас интересуют значения энтальпии.

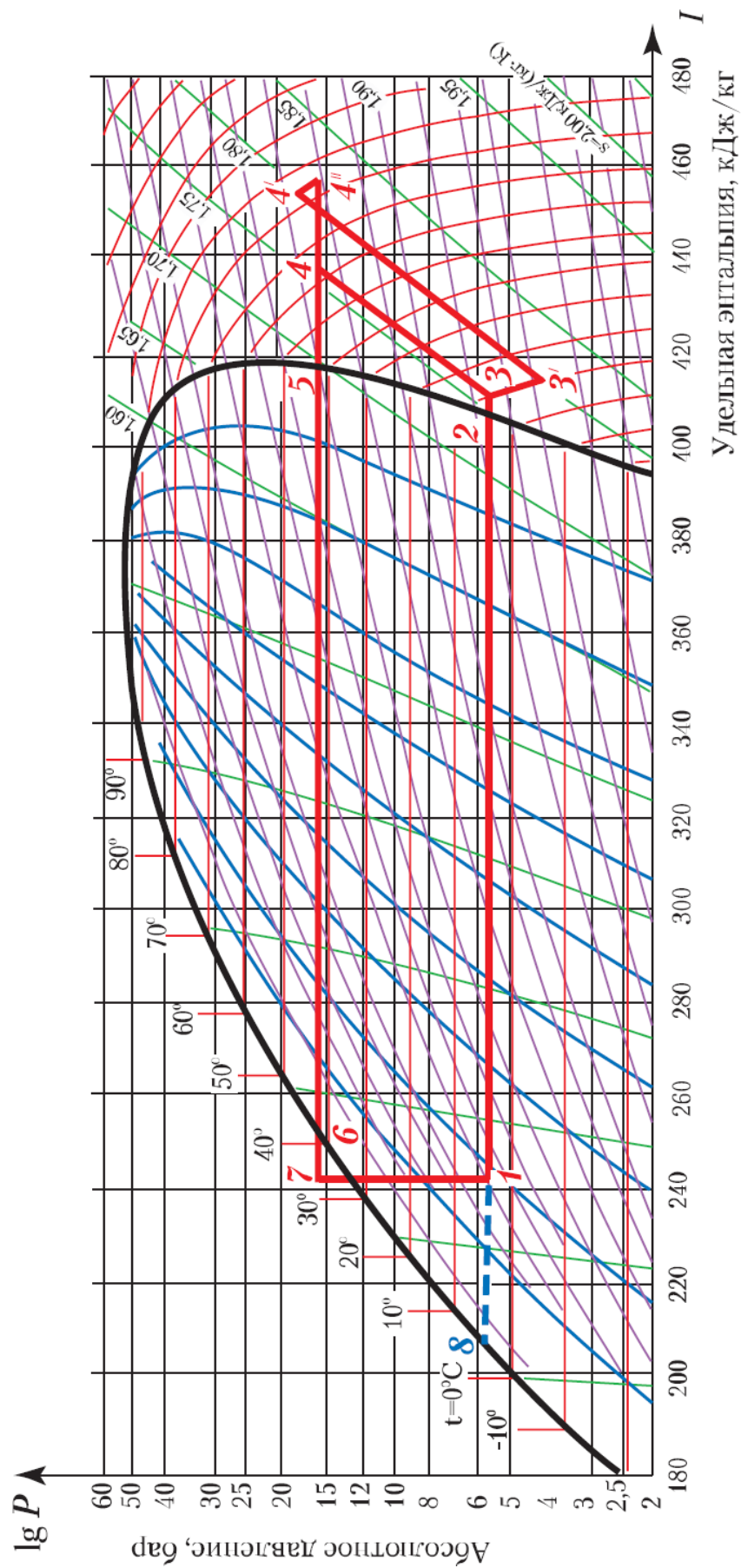


Рис 13. $\lg P$ – I диаграммы для фреона R-22 (фрагмент). ІВІК, [0]

Изоэнтальпийное расширение

Этот процесс идет по линии 7–1 при постоянной энтальпии. Параметры точки 1 находим, исходя из того, что $P_1 = 5,838$, а $I_1 = I_7 = 242,0$ кДж/кг. S_7 и V_7 находим по таблицам: $S_7 = 1,021$ и $V_7 = 0,788$ дм³/кг.

Результаты занесем в таблицу.

Точка	$P_{\text{абс}}, \text{бар}$	$t, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$	$S, \text{кДж/кг} \cdot \text{K}$	$V_{\text{уд}}, \text{дм}^3/\text{кг}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	Агрегатное состояние
8	5,838	+5	205,91	1,021	0,788	1267,0	жидк.
1	5,838	+5	242,0	1,021	0,788	1267,0	парожидк.
2	5,838	+5	407,15	1,745	40,36	24,777	пар
3	5,838	+10	410,9	1,758	41,46	24,119	перегр. пар
4	15,34	+60	435,0	1,758	17,25	57,97	перегр. пар
5	15,34	+40	416,6	1,699	15,14	66,05	пар
6	15,34	+40	249,81	1,116	0,883	1131,0	жидк.
7	15,34	+35					жидк.

Таким образом, мы можем количественно оценить все термодинамические процессы в холодильной машине.

1. Количество тепла, отобранного хладагентом в процессе изотермического преобразования жидкого хладагента в парообразный (скрытая теплота парообразования при давлении $P = 5,838$ бара) или холодопроизводительность холодильного цикла на 1 кг хладагента:

$$i_2 - i_1 = 407,15 - 242,0 = 165,15 \text{ кДж/кг.}$$

2. Энтальпия перегрева между точками 2–3 составляет:

$$i_3 - i_2 = 410,9 - 407,15 = 3,75 \text{ кДж/кг.}$$

3. Количество энергии, которое нужно подвести для сжатия хладагента из состояния 3 в состояние 4, составляет:

$$i_4 - i_3 = 435,0 - 410,9 = 24,1 \text{ кДж/кг.}$$

4. Количество тепла, выделяемое хладагентом в процессе конденсации, составляет:

$$i_4 - i_7 = 435,0 - 242,0 = 193,0 \text{ кДж/кг.}$$

Кроме того, можно вычислить скрытую теплоту конденсации между точками 5 и 6:

$$i_{\text{скр}} - i_5 - i_6 = 416,6 - 249,81 = 166,79 \text{ кДж/кг.}$$

Эта теплота конденсации равна теплоте парообразования между точками 5–6 и указана в таблице 1 Приложения 5.

Теплота переохлаждения жидкости (6–7) равна:

$$i_6 - i_7 = 249,81 - 242,0 = 7,81 \text{ кДж/кг.}$$

Холодопроизводительность холодильной машины Q_2 равна:

$$Q_2 = M(i_2 - i_1), \quad (11)$$

где M — количество хладагента, прошедшее через испаритель за единицу времени.

Работа сжатия, или затраченная энергия, равна:

$$\mathcal{A} = M(i_4 - i_3), \text{ кДж/с.} \quad (12)$$

Холодильный коэффициент равен:

$$\xi_2 = \frac{i_2 - i_1}{i_4 - i_3}. \quad (13)$$

Холодильный цикл, показанный на рисунке 13, не учитывает реального политропного сжатия (потерь в компрессоре, потерь напора в трубопроводах и арматуре). Потому ход линии сжатия в lg P–I диаграмме показан без соблюдения реального масштаба линией 3'–4', чтобы ярче отметить характер изменения.

Экспериментальная часть

В данной лабораторной работе объектом исследования является сплит – система японской фирмы Panasonic с наружным (1) и внутренним (2) блоками, соединенными магистралью (3) (модель CU – PA7GKD / CS – PA7KKD), работающая на фреоне R22.

Также на установке присутствуют счетчик электрической энергии (4), амперметр (5), вольтметр (6), электромагнитный пускатель (7), автоматические защитные выключатели (8), контроллер опроса датчиков температуры и влажности (9), манометр высокого давления (10), манометр низкого давления (11), рисунок 14.

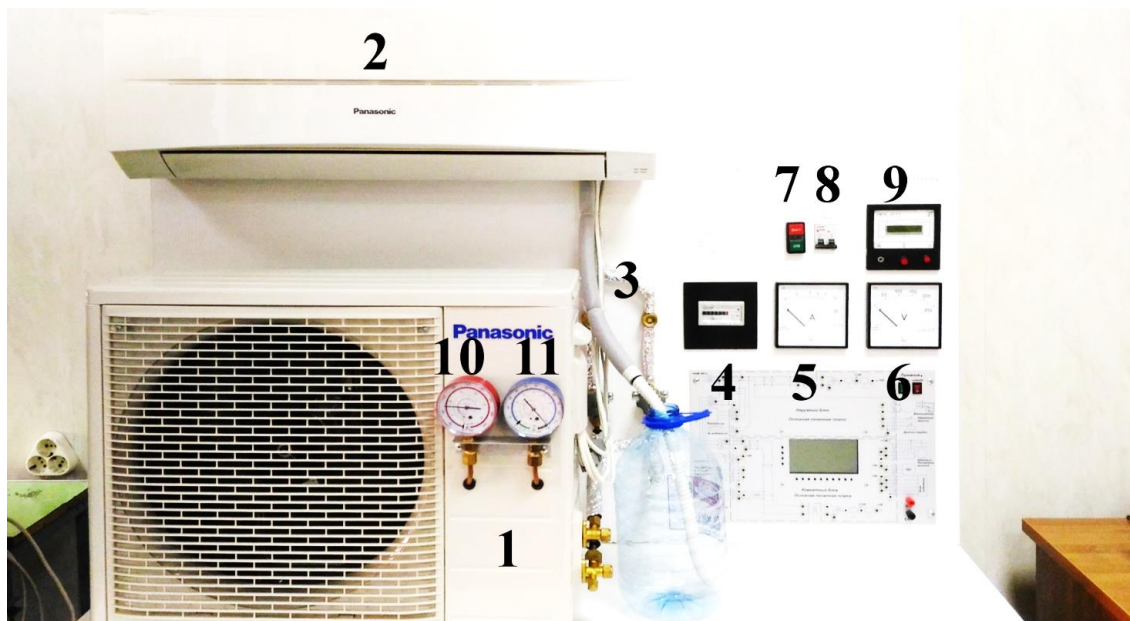


Рис 14. Общий вид стенда.

Принципиальная схема изучаемой холодильной установки представлена на рисунке 15.

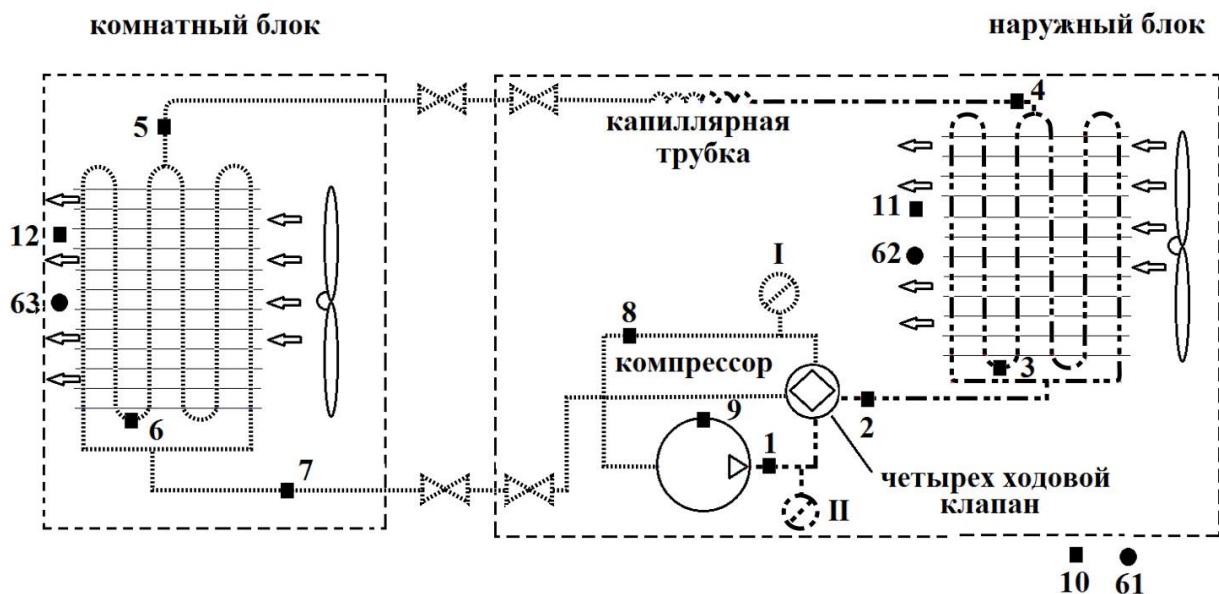


Рис 15. Принципиальная схема холодильной установки «Кондиционер»: 1 – 12 – датчики температуры; 61, 62, 63 – датчики влажности; — — — — — магистраль высокого давления; — магистраль низкого давления; I – манометр низкого давления; II – манометр высокого давления.

Ход работы

1. Включить стенд автоматическим выключателем, подать напряжение на кондиционер кнопкой «Пуск».
2. Включить контроллер опроса датчиков температуры и влажности; наблюдать показания датчиков температуры, влажности, вольтметра, амперметра, манометров высокого и низкого давления.
3. Включить кондиционер с помощью ДП в режим охлаждения, задав минимально возможную целевую температуру 16°C и наименьшую скорость обдува с помощью дистанционного пульта. Дождаться выхода кондиционера на 3й цикл работы. Наблюдать показания датчиков температуры, влажности, вольтметра, амперметра, манометров высокого и низкого давления, течение хладагента с помощью смотровых окон.
4. Заполнить таблицу 1 для режима охлаждения.

Таблица 1.

№	P_H , бар	P_L , бар	t_1 , °C	t_4 , °C	t_5 , °C	t_8 , °C	t_{10} , °C	t_{12} , °C	φ_{61} , %	φ_{63} , %
1										
2										

5. Включить кондиционер с помощью ДП в режим нагрева, задав максимально возможную целевую температуру 30°C . Дождаться переключения четырёх ходового клапана, выхода кондиционера на рабочий режим (5-7 мин). Заполнить таблицу 1 для режима нагрева.
6. Выключить кондиционер с помощью ДП, отключить питание кнопкой «Стоп», автоматическим выключателем.
7. Заполнить две таблицы 2 для режима охлаждения и нагрева.

Таблица 2.

Точка	$P_{\text{абс}}$, бар	t , °C	Энтальпия i , кДж/кг	Агрегатное состояние
8				
1				
2..7				

8. На двух $\lg P$ - i диаграммах построить циклы холодильной машины для работы а) в режиме охлаждения; б) в режиме нагрева. Учесть, что в режиме

нагрева/охлаждения температура и давление в точках на lgP-I диаграмме снимаются следующими датчиками:

Режим/точка на lg P-I диаграмме	1	3	4	7	1,2,3	4,5,6,7
Охлаждение	$t_5, ^\circ\text{C}$	$t_8, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$P_L, \text{бар}$	$P_H, \text{бар}$
Нагрев	$t_4, ^\circ\text{C}$	$t_8, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_5, ^\circ\text{C}$		

9. По формуле (13) рассчитать холодильный коэффициент в режиме охлаждения (комната – холодный резервуар, $\xi_2 = COP_{cooling}$):

$$\xi_2 = \frac{|Q_2|}{|A|} = \frac{i_2 - i_1}{i_4 - i_3}.$$

Коэффициент эффективности холодильной машины в режиме нагрева (комната – горячий резервуар, $\xi_1 = COP_{heating}$):

$$\xi_1 = \frac{|Q_1|}{|A|} = \frac{|Q_2| + |A|}{|A|} = \frac{i_4 - i_1}{i_4 - i_3}$$

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте термодинамический цикл идеальной холодильной машины в P-V и T-S координатах. Какие термодинамические процессы он включает? Кем и когда он был построен?
2. Дайте определение холодильного коэффициента эффективности холодильной машины в режиме охлаждения; в режиме нагрева.
3. Какие значения имели бы коэффициенты эффективности идеальной холодильной машины в режиме охлаждения и в режиме нагрева при температурах испарителя и конденсатора, определённых вами в эксперименте?
4. Какие изопроцессы протекают в холодильной машине? В каких узлах они происходят? Запишите их уравнения.

Использованная и рекомендуемая литература

Бондарь Е.С. и др. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб. пособие / Е.С. Бондарь, А.С. Гордиенко, В.А. Михайлов, Г.В. Нимич. Под общ. ред. Е.С. Бондаря – Киев, Изд-во ТОВ "Видавничий будинок "Аванпост-Прим", 2005. – 560 с. – с. 56-85.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2.

Изучение процессов нагрева и охлаждения воздуха с помощью установки «Кондиционер».

Цель работы: определить эффективность холодильной машины, изучая процессы нагрева и охлаждения воздуха с помощью установки «кондиционер»

Задачи:

1. Приобрести навыки по измерению и расчёту параметров ненасыщенного влажного воздуха (скорости потока, температуры, влагосодержания, относительной влажности, удельной энтальпии).
2. Закрепить на практике теоретические знания по устройству и работе холодильной машины на примере «Кондиционера». Рассчитать коэффициенты эффективности холодильной машины.

Теоретическая часть. I-d диаграмма влажного воздуха

I-d диаграмма воздуха показывает связь между температурой t , °C, влагосодержанием d , г/кг, относительной влажностью ϕ , % и удельной энтальпией воздуха I , кДж/кг, см. приложение, рис. 20. Рассмотрим составляющие её элементы.

Если уменьшить количество промежуточных линий сеток, получится более «прозрачный» вариант, рис. 16.

Первый параметр влажного воздуха на I-d диаграмме - **влагосодержание**. Говоря о влагосодержании, необходимо разрушить один ложный стереотип, который складывается в детстве, когда ребёнку показывают на белые клубы, идущие из кипящего чайника или кастрюли, и говорят: «Вот, это – пар!». Из курса физики известно, что водяной пар — газообразное состояние воды, не имеет цвета, вкуса и запаха. Это молекулы воды H_2O в газообразном состоянии, которые не видно глазом. Белёсые же клубы над чайником представляют собой смесь воды в газообразном состоянии (пар), и капельки воды в пограничном состоянии между жидкостью и газом. Мы видим последнее (искусственно созданный «туман»). Таким образом, вокруг нас всегда находится смесь из сухого воздуха (азота, кислорода, углекислого газа и др.) и прозрачных паров воды (H_2O).

Влагосодержание (d , г/кг) показывает, сколько грамм пара приходится в смеси (влажном воздухе) на 1 кг сухого воздуха (не путать с абсолютной влажностью!):

$$d = \frac{m_{\Pi}}{m_{\text{вз}}}. \quad (1)$$

При температуре 20°C, давлении $P_a = 101325 \text{ Па}$ для комфортного самочувствия в 1 кг сухого воздуха² должно быть 7-8 г водяного пара.

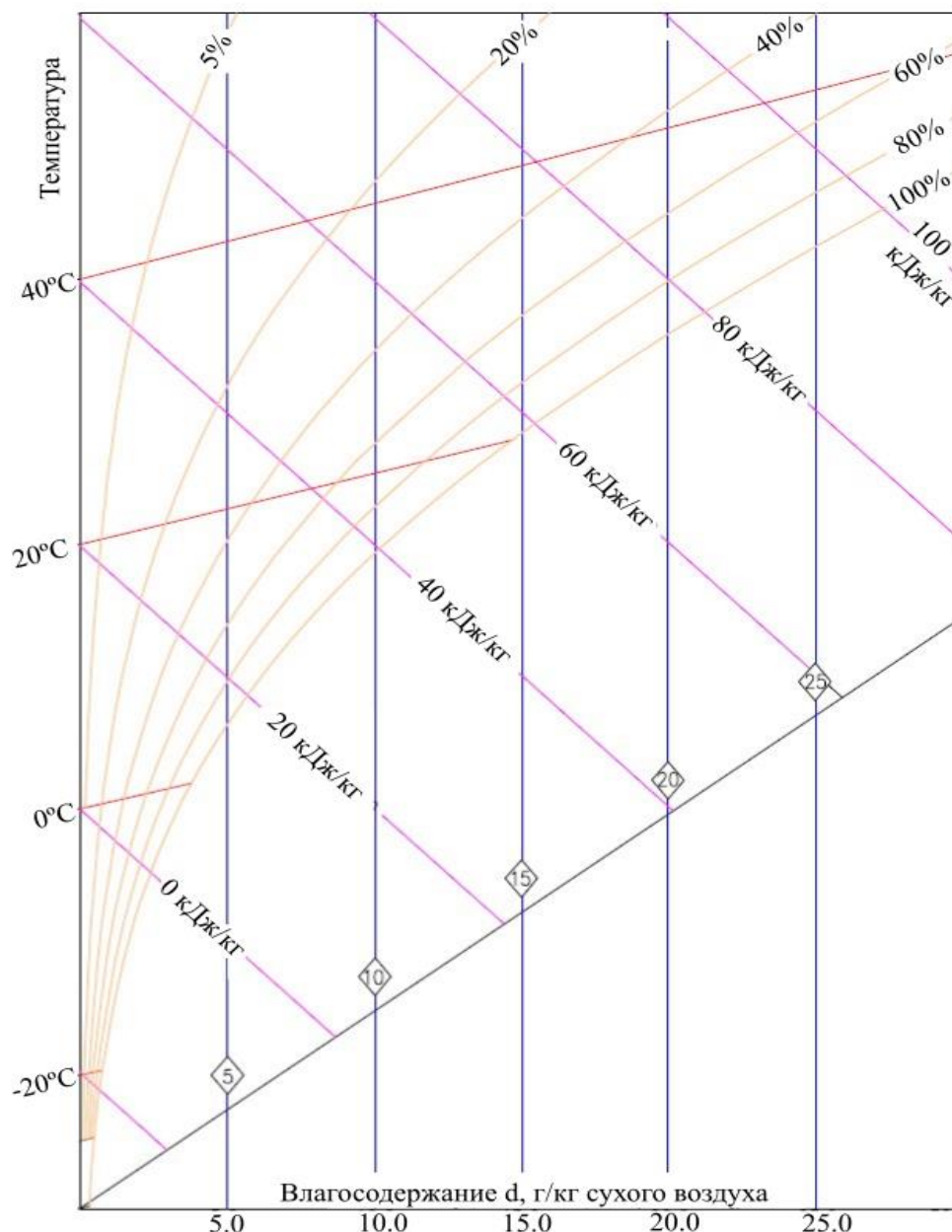


Рис 16. I-d диаграмма воздуха без промежуточных линий сеток.[3]

На i-d диаграмме влагосодержание изображается вертикальными линиями, а информация о градации расположена в нижней части диаграммы, рис.16.

Второй элемент i-d диаграммы – **температура** – изображается наклонными линиями, а информация о градации расположена в левой части диаграммы, рис.16.

² 1 кг сухого воздуха при 20°C, 101325Па занимает 0,83 м³.

Третий элемент – **относительная влажность** (ϕ , %) – изображается изогнутыми линиями, величина указана на линиях, рис.16. Это тот параметр воздуха, о котором сообщают в сводках прогнозов погоды.

Вычисление относительной влажности

Воздух способен вмещать в себя определённое количество пара. У воздуха есть определённая «паровая грузоподъёмность». Например, в нашей комнате атмосферное давление 101 кПа, $t=20^{\circ}\text{C}$, и килограмм сухого воздуха может взять «на свой борт» не больше $d_{\text{н}} = 15$ грамм пара. Предположим, что в комнате на каждый килограмм сухого воздуха приходится $d = 8$ г пара. Тогда в воздухе содержится $8/15=0,533$, или 53,3% пара от максимально возможного, т.е. относительная влажность воздуха 53,3%. Здесь для расчёта мы использовали приближённую формулу

$$\phi = d/d_{\text{н}}; \quad (2)$$

Однако необходимо сделать оговорку, что, по определению, относительная влажность воздуха равна отношению парциального давления³ паров воды при данной температуре к парциальному давлению насыщенных паров при данной температуре:

$$\phi' = P_{\text{п}}/P_{\text{н}}. \quad (3)$$

Поскольку измерение парциальных давлений на практике связано с техническими трудностями, в расчётах используется приближённая формула, дающая близкие значения ($\phi' \approx \phi$).

Относительная влажность и влагосодержание при нагреве влажного воздуха

Вместимость воздуха различна при разных температурах. Чем выше температура воздуха, тем больше вместимость; чем ниже температура, тем меньше вместимость. Предположим, что воздух в комнате нагрели с $t_{\text{А}} = +20^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{А}} = 55\%$, (рис. 17,

³ Парциальное давление (лат. Partialis – частичный) – это давление, которое создает один из газов, составляющих смесь, при температуре смеси в случае заполнения им всего объема смеси. Парциальное давление – это реально-существующая величина, поскольку каждый отдельный газ в смеси имеет температуру смеси и занимает весь объем смеси. Парциальное давление можно определить из уравнения Менделеева – Клапейрона [2]:

$$P_i V_{\text{см}} = m_i R_i T_{\text{см}}.$$

В соответствии с Законом Дальтона (1807 г.), давление газовой смеси равно сумме парциальных давлений газов, входящих в смесь: $P_{\text{см}} = \sum_i P_i$.

точка А), до $t_B = +30^\circ\text{C}$ (рис. 17, точка В), но при этом количество пара на каждый килограмм сухого воздуха осталось прежним – по 8 грамм. При $+30^\circ\text{C}$ воздух может вместить до 27 грамм пара (рис. 17, точка на пересечении линии $+30^\circ\text{C}$ и 100%). Получается, что относительная влажность снизилась до $\phi_B = 8/27 \cdot 100\% = 29,6\%$.

Аналогично при охлаждении: если воздух охладить до $+12^\circ\text{C}$ (рис. 17, точка С), то, т.к. влагосодержание на линии насыщения (рис. 17, точка на пересечении линии $+12^\circ\text{C}$ и 100%) равно $d_n = 8,7\text{г/кг}$, получим для $d = 8\text{г/кг}$: $\phi_C = 8/8,7 = 92,0\%$.

Заметим, что влагосодержание воздуха $d = 8\text{г/кг}$ не менялось, а относительная влажность изменилась в 3 раза вследствие изменения температуры.

Относительная влажность и влагосодержание при охлаждении влажного воздуха

Что произойдёт, если температуру в помещении понизить до такой величины, когда «грузоподъёмность» воздуха окажется ниже, чем количество пара в воздухе? Например, до $+4^\circ\text{C}$? Ведём вертикальную линию вниз от точки А, рис. 17, и в районе $+10,5^\circ\text{C}$ встречаем линию 100% относительной влажности. Эта точка (D) называется «Точка росы», и в ней (теоретически, т.к. на практике выпадение начинается чуть раньше) начинается выпадение конденсата. Та часть газообразного H_2O , которая не вмещается в «кузов», начнёт превращаться в жидкость. В быту хорошо виден этот процесс, когда запотевают окна в связи с тем, что температура стёкол ниже, чем средняя температура воздуха в комнате, настолько, что влаги становится «мало места» в воздухе и пар, превращаясь в жидкость, оседает на стёклах. Ниже по вертикали (как раньше) двигаться нельзя, т.к. в этой точке «грузоподъёмность» воздуха при $t_D = +10,5^\circ\text{C}$ максимальная. Но нам необходимо охладить воздух до $t_E = +4^\circ\text{C}$, поэтому нужно продолжать движение вдоль линии насыщения, пока не достигнем наклонной прямой $+4^\circ\text{C}$. В итоге точка Е окажется на пересечении линии температуры $+4^\circ\text{C}$ и относительной влажности 100%. При этом влагосодержание составляет $d_E = 5\text{ г/кг}$ сухого воздуха, то есть воздух осушился! Относительно каждого килограмма сухого воздуха сконденсировалось по $8-5=3\text{г}$ воды.

Вот три момента, касающиеся относительной влажности⁴ на i-d диаграмме.

⁴ Абсолютная влажность не отражена на i-d диаграмме. Она показывает количество пара (кг), содержащееся в 1 м^3 влажного воздуха (плотность водяных паров):

$$D = m_{\text{п}}/L = P_{\text{п}}\mu_{\text{п}}/RT,$$

Четвёртый параметр, изображённый на I-d диаграмме - **удельная энтальпия** (h, i , теплосодержание, Дж/кг) – это количество тепла, которое содержится в объёме влажного воздуха, сухая часть которого весит 1 кг [1].

На i-d диаграмме удельная энтальпия изображается наклонными линиями, величина удельной энтальпии указана на линиях рис. 16. или в левой части диаграммы, приложение 1, рис. 20.

Разберём подробно, из чего складывается удельная энтальпия.

Для ненасыщенного влажного воздуха энтальпия (не удельная) I (Дж) равна

$$I = U + PV = (m_{\text{вз}} C_{V\text{вз}} + m_{\text{п}} C_{V\text{п}})T + m_{\text{вз}} r d + (P_{\text{вз}} + P_{\text{п}})V, \quad (4)$$

Где U , Дж – внутренняя энергия сухого воздуха и пара (смеси) P , Па, V , м³ – давление и объём смеси; r , Дж/кг – удельная теплота парообразования; d , кг/кг – влагосодержание смеси; $m_{\text{вз}}$, $m_{\text{п}}$, кг – масса сухого воздуха и пара; $P_{\text{вз}}$, $P_{\text{п}}$, Па – парциальные давления воздуха и пара; $C_{V\text{вз}}$, $C_{V\text{п}}$, Дж/кг°С – изохорные удельные теплоёмкости воздуха и пара, T – температура, К.

Заменим произведения давлений на объёмы по формуле Менделеева-Клапейрона, вынесем температуру за скобку и воспользуемся уравнением Майера:

$$\begin{aligned} I &= (m_{\text{вз}} C_{V\text{вз}} + m_{\text{п}} C_{V\text{п}})T + (m_{\text{вз}} R_{\text{вз}} + m_{\text{п}} R_{\text{п}})T + m_{\text{вз}} r d = \\ &= (m_{\text{вз}} C_{P\text{вз}} + m_{\text{п}} C_{P\text{п}})T + m_{\text{вз}} r d, \end{aligned} \quad (5)$$

где $R_{\text{вз}}$, $R_{\text{п}}$, Дж/кг°С – удельные газовые постоянные сухого воздуха и пара; $C_{P\text{вз}}$, $C_{P\text{п}}$, Дж/кг°С – изобарные удельные теплоёмкости воздуха и пара.

Введём удельную энтальпию i (Дж/кг) для ненасыщенного влажного воздуха по формуле:

$$\begin{aligned} i &= I/m_{\text{вз}} = C_{P\text{вз}} T + d(C_{P\text{п}} T + r) = \\ &= C_{P\text{вз}} t + d(C_{P\text{п}} t + r) + \{(C_{P\text{вз}} + d C_{P\text{п}})273,15\text{K}\} = \\ &= i_{\text{вз}} + d \cdot i_{\text{п}} + \{const\}. \end{aligned} \quad (6)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса пара, кг; L – объём влажного воздуха, м³; $P_{\text{п}}$ – парциальное давление паров воды, Па; T – абсолютная температура влажного воздуха, К; $\mu_{\text{п}} = 0,018$ кг/моль; – молярная масса пара; $R = 8,318$ Дж/моль°К – универсальная газовая постоянная.

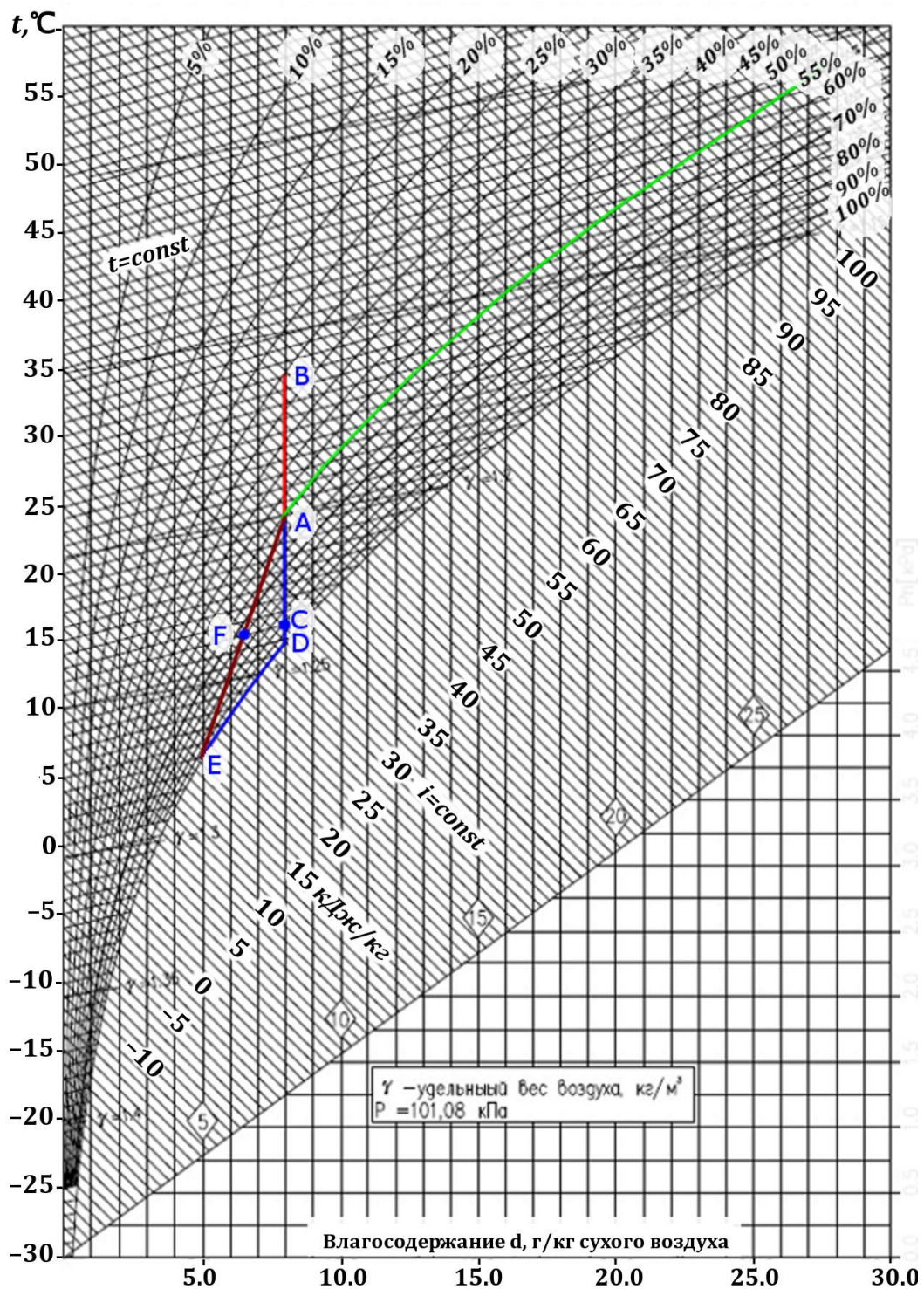


Рис 17. Изменение параметров воздуха при нагреве/охлаждении.

По оси абсцисс – влагосодержание d , г/кг; по оси ординат – температура t , °C.

Энтальпия определяется с точностью до нормировочной константы. За начало отсчёта удельной энтальпии сухого воздуха в инженерных расчётах принимают 0°C, удельной энтальпии пара, жидкой фазы – значение у.э. при параметрах тройной точки воды ($t_0 = 0,01^\circ\text{C}$; $P_0 = 611,2\text{Па}$), при которых она равна 0,000611 кДж/кг. Таким образом, можно считать, что начало отсчёта энтальпии H_2O , как и сухого

воздуха, ведётся от 0°C и их численные значения при этой температуре равны $0,0 \text{ кДж/кг}$ [2], то есть⁵

$$i = C_{p_{\text{вз}}} t + d(C_{p_{\text{п}}} t + r) = i_{\text{вз}} + d \cdot i_{\text{п}}, \quad (7)$$

где t – температура в $^{\circ}\text{C}$.

Первое слагаемое (6) описывает энтальпию сухого воздуха – энергию, содержащуюся во влажном воздухе за счёт теплоёмкости сухого воздуха в изобарных процессах. Второе описывает энтальпию пара – энергию, запасённую за счёт теплоёмкости ненасыщенного пара в изобарных процессах плюс скрытую энергию, которая может выделяться при конденсации пара.

При переходе из одной точки i - d диаграммы в другую происходит изменение i (угловыми скобками обозначено усреднение):

$$\delta i = (C_{p_{\text{вз}}} + \langle d \rangle C_{p_{\text{п}}}) \delta t + (C_{p_{\text{п}}} \langle t \rangle + r) \delta(d). \quad (8)$$

Подсчёт мощности, необходимой для охлаждения влажного воздуха

Пусть необходимо иметь охлаждённый влажный воздух в помещении объёмным расходом $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$ с температурой 12°C , если в кондиционер поступает воздух с температурой 20°C и относительной влажностью 55% . Какую мощность должен при этом отводить кондиционер?

Как было показано выше, влагосодержание поступающего воздуха $d_A = 8 \text{ г}$ воды на один килограмм сухого воздуха. Если на i - d диаграмме отметить точку пересечения линий 12°C и $d_A = 8 \text{ г/кг}$ (рис. 17, точка С), то можно получить процесс охлаждения А-С, в котором не происходит конденсация влаги, так как относительная влажность ϕ_C в точке С составляет $92,0\%$. Однако, при

⁵ Энтальпия влажного воздуха включает, таким образом, энтальпии входящих в него компонентов. Например, при наличии в воздухе капелек влаги (тумана), частичек льда и существенной скорости ветра формула энтальпии насыщенного влажного воздуха может быть записана как

$$i = i_{\text{сух}} + d_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} + d_{\text{ж}} \cdot i_{\text{ж}} + d_{\text{т}} \cdot i_{\text{т}},$$

где $i_{\text{сух}} = C_{p_{\text{вз}}} t + v^2/2$, $i_{\text{п}} = C_{p_{\text{п}}} t + r + v^2/2$, $i_{\text{ж}} = C_{\text{ж}} t + v^2/2$, $i_{\text{т}} = C_{\text{т}} t - l + v^2/2$ – удельные энтальпии потока смеси сухого воздуха, ненасыщенного пара, жидкости (тумана), твёрдой фазы (лёд, снег) соответственно. l , Дж/кг – удельная теплота плавления льда, v , м/с – макроскопическая скорость потока влажного воздуха (смеси), $d_{\text{п}}$, $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{т}}$, кг/кг – количество пара, жидкости и твёрдой фазы на 1 кг сухого воздуха (влагосодержания).

кондиционировании обильно образуется конденсат, стекающий через дренажную систему за пределы помещения. Почему же это происходит?

Дело в том, что испаритель комнатного блока имеет температуру t_5 , рис. 15, которая гораздо ниже, чем 12°C , задаваемые с помощью пульта управления. Слои воздуха, проходящие вблизи радиатора испарителя, охлаждаются ниже точки росы, и влага из них конденсируется (процесс А-С-D-E). Слои воздуха, проходящие между рёбрами радиатора, охлаждаются меньше. В результате их смешения имеем точку F, лежащую на линии AE⁶.

Результирующий процесс А-F представим в виде охлаждения А-С при постоянном влагосодержании d_A и изотермического процесса С-F при температуре t_F . Изменение энтальпии влажного воздуха, в соответствии с формулой (8), составит

$$\begin{aligned}\delta i_{AF} &= \delta i_{AC} + \delta i_{CF} = \\ \{(C_{P_{ВЗ}} + d_A C_{P_{П}})(t_C - t_A) + 0\} + \{0 + (t_F C_{P_{П}} + r)(d_F - d_C)\} &= \\ C_{P_{ВЗ}} \delta t_{AC} + d_A C_{P_{П}} \delta t_{AC} + (t_F C_{P_{П}} + r) \delta d_{CF} &= \\ 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}} \cdot (-8^\circ\text{C}) + 0,008 \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \cdot 1,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}} \cdot (-8^\circ\text{C}) & \quad (9) \\ + \left(12^\circ\text{C} \cdot 1,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}} + 2473 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \cdot (-0,0015 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}) &= \\ (-8,04 - 0,12 - 0,034 - 3,71) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = -11,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.\end{aligned}$$

⁶ Можно найти положение точки F и показать, что отношение смешавшихся объёмов L_A , L_E влажного воздуха обратно пропорционально отрезкам AF и FE [1]. Действительно, так как выполняются соотношения

$$i_F = \frac{L_A i_A + L_E i_E}{L_A + L_E}, \quad d_F = \frac{L_A d_A + L_E d_E}{L_A + L_E}, \quad t_F = \frac{L_A t_A + L_E t_E}{L_A + L_E},$$

то

$$\begin{aligned}i_F(L_A + L_E) &= L_A i_A + L_E i_E, \\ L_A(i_A - i_F) &= L_E(i_F - i_E), \\ \frac{L_A}{L_E} &= \frac{i_F - i_E}{i_A - i_F},\end{aligned}$$

и, в силу подобия прямоугольных треугольников с катетами $i_A - i_F$ и $i_F - i_E$ и одинаковым острым углом при вершинах E и F, для гипотенуз AF и FE имеем:

$$\frac{L_A}{L_E} = \frac{FE}{AF}.$$

Как можно заметить, вклады слагаемых различаются: примерно две трети энергии (8,16кДж/кг) необходимо забрать, чтобы остудить сухой воздух и часть пара, который не будет конденсироваться («Явное тепло»), и треть (3,744кДж/кг) – чтобы сконденсировалась влага («Скрытое тепло»).

Знак «минус» говорит об убыли энергии влажного воздуха. Часть данной энергии ($|\delta d_{CF}| \cdot C_{PЖ} \cdot t_5 = 0,0015 \cdot 4,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}} \cdot 5^\circ\text{С} = 0,03 \text{ кДж/кг}$) будет выведена на улицу с дренажной водой, а остальную часть (11,9-0,03=11,87кДж/кг) должен провести через себя кондиционер как тепловой насос.

Величину δi_{AF} также можно считать с i-d диаграммы:

$$\delta i_{AF} = i_F - i_A = 28,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - 40 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = -11,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (10)$$

Мощность, отводимая устройством от влажного воздуха (в наружный воздух и выбрасываемый конденсат), равняется:

$$\begin{aligned} W_{AF} &= \delta(Q \cdot \rho \cdot i) = \delta Q \langle \rho \rangle \langle i \rangle + \delta \rho \langle Q \rangle \langle i \rangle + \delta i \langle Q \rangle \langle \rho \rangle \\ &= \langle Q \rangle \langle \rho \rangle \langle i \rangle \cdot \left(\frac{\delta Q}{\langle Q \rangle} + \frac{\delta \rho}{\langle \rho \rangle} + \frac{\delta i}{\langle i \rangle} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

где Q, ρ, i – объёмный расход, плотность, энтальпия влажного воздуха; угловые скобки означают усреднение. Так как $\delta Q / \langle Q \rangle + \delta \rho / \langle \rho \rangle \ll \delta i / \langle i \rangle$ (показать самостоятельно, взяв для расчёта $\delta \rho$ табличные значения плотности сухого воздуха и пара при конечной и начальной температурах, и приняв процесс расширения изобарным для расчёта δQ), $\rho_A = 1,2041 + 0,55 \cdot 0,0234 = 1,217 \text{ кг/м}^3$, $\rho_F = 1,238 + 0,92 \cdot 0,014 = 1,251 \text{ кг/м}^3$,

то

$$\begin{aligned} W_{AF} &\approx \langle Q \rangle \langle \rho \rangle \delta i \approx Q_{\text{вых}} \cdot \langle \rho_{AF} \rangle \cdot (-\delta i_{AF}) = \\ &0,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \left(\frac{1,217 + 1,251}{2} \right) \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} 11,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 2,8 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (12)$$

Подсчёт мощности, необходимой для нагрева влажного воздуха

Пусть теперь необходимо иметь нагретый влажный воздух в помещении объёмным расходом $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$ с температурой 30°C , если в кондиционер поступает воздух с температурой 20°C и относительной влажностью 55%. Какую мощность должен при этом подводить кондиционер?

Рассмотрим процесс нагрева АВ. Изменение удельной энтальпии воздуха в соответствии с формулой (8), равно:

$$\delta i_{AB} = (C_{P_{B3}} + d_A C_{P_{П}})(t_B - t_A) + 0 = i_B - i_A. \quad (13)$$

Для мощности, передаваемой устройством влажному воздуху, имеем:

$$\begin{aligned} \rho_B &= 1,1644 + 0,3 \cdot 0,0424 = 1,177 \text{ кг/м}^3, \\ W_{AB} &\approx Q_{\text{вых}} \cdot \langle \rho_{AB} \rangle \cdot \delta i_{AB} = \\ 0,2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \left(\frac{1,217 + 1,177}{2} \right) \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} (51 - 40) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} &= 2,6 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (14)$$

Получается, что на нагрев воздуха на 10 градусов кондиционер затрачивает 2,6 кВт полезной мощности, а на охлаждение воздуха на 8 градусов – целых 2,8 кВт!

Коэффициент эффективности холодильной машины

Термодинамическая схема работы холодильной машины приведена на рисунке 18. Если эффективность машины оценивается по способности повышения температуры тела с более высокой температурой T_1 , т.е. машина действует как нагреватель (комната – горячий резервуар), то эффективность характеризуется коэффициентом ξ_1 (англоязычный аналог $COP_{heating}$):

$$\xi_1 = \frac{|Q_1|}{|A|} = \frac{|Q_2| + |A|}{|A|}, \quad (15)$$

который является отношением количества теплоты, переданного на нагревание, к затраченной работе.

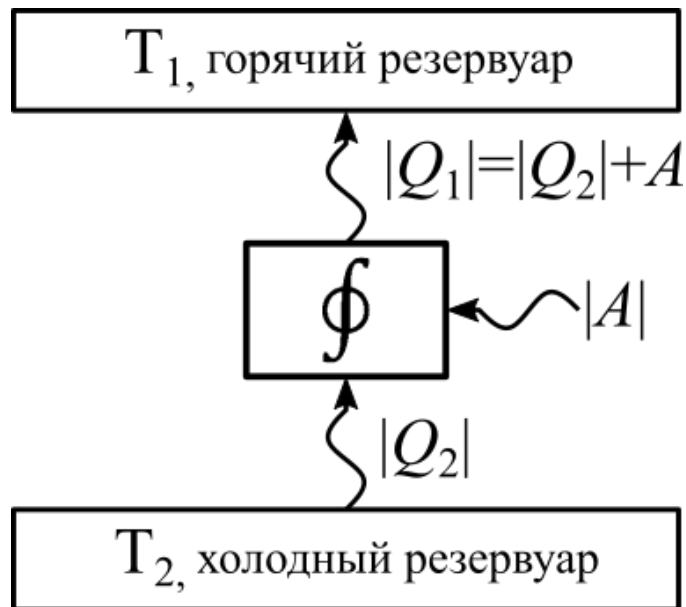


Рис 18. Схема работы холодильной машины [9]

Если эффективность машины оценивается по способности понижения температуры тела с более низкой температурой T_2 (комната – холодный резервуар), то эффективность холодильной машины характеризуется её холодильным коэффициентом ξ_2 (англоязычный аналог $COP_{cooling}$), который определяется как отношение отнятого от охлаждаемого тела количества теплоты $|Q_2|$ к работе $|A|$, затрачиваемой на приведение холодильной машины в действие [7,8]:

$$\xi_2 = \frac{|Q_2|}{|A|} = \frac{|Q_2|}{|Q_1| - |Q_2|} = \xi_1 - 1. \quad (16)$$

Порядок выполнения работы

1. Включить установку «Кондиционер», для этого поднять тумблер питания с надписью «СЕТЬ» в верхнее положение. Нажать кнопку «ПУСК» электромагнитного пускателя. Включить контроллер опроса датчиков температуры.

2. Включить кондиционер в режим «охлаждение». Установить температуру 16°C и наименьшую скорость обдува с помощью дистанционного пульта.

3. Произвести замер скорости воздуха на выходе из внутреннего блока с помощью анемометра. Измерения провести в трёх точках по длине выпускного отверстия, рисунок 19, и усреднить результат. Показания занести в таблицу 1.

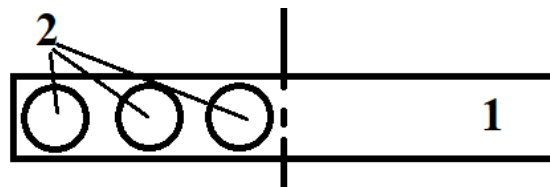


Рис 19. Схема замеров скорости воздуха по длине выпускного отверстия комнатного блока кондиционера. 1 – выпускное отверстие, 2 – места замеров скорости воздуха.

Таблица 1. Параметры потока воздуха, выходящего из комнатного блока.

Режим	$v, \frac{\text{м}}{\text{с}}$			$\langle v \rangle, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$Q, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$
Нагрев					
Охлаждение					

4. Через 15 минут работы произвести замер температуры и влажности воздуха на выходе из внутреннего блока. Показания занести в таблицу 3.

5. Во время работы компрессора внешнего блока записать показания вольтметра, амперметра; производя опрос датчиков температуры и влажности, записать показания в таблицу 2.

6. Снять показания повторно через 4 - 5 мин – всего не менее 2х раз в режиме охлаждения.

7. Повторить действия 2..5 для режима «нагрев», установив пультом температуру 30°C. Снимать показания приборов не менее 3х раз через 8-10 минут после начала циклов работы внешнего блока.

8. Рассчитать тепловую и холодильную мощность кондиционера.

9. Найти активную электрическую мощность N_a , потребляемую кондиционером. Вычислить коэффициенты эффективности холодильной машины в режиме нагрева и охлаждения.

10. Сделать выводы по проделанной работе.

Формулы для расчета характеристик кондиционера.

1. Объемный расход воздуха на выходе из комнатного блока, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{вых}} = S \cdot v,$$

где S – площадь сечения (м^2);

U – средняя скорость воздуха на выходе из внутреннего блока (м/с). (Для определения использовать приложение 3).

2. Входной поток влажного воздуха имеет параметры $t_{\text{вх}}, \phi_{\text{вх}}, d_{\text{вх}}, i_{\text{вх}}$ – параметры точки А, выходной поток влажного воздуха имеет параметры $t_{\text{вых}}, \phi_{\text{вых}}, d_{\text{вых}}, i_{\text{вых}}$ – точка F при охлаждении, точка В при нагреве.

3. Активная мощность, потребляемая кондиционером, Вт:

$$N_a = J \cdot U \cdot \cos \varphi,$$

где J – потребляемый кондиционером ток (А); U – напряжение сети (В); $\cos \varphi \approx 0,8$.

4. Явная (сухая) теплота – это тепло, которое добавляется или отводится от воздуха без изменения агрегатного состояния входящего в него водяного пара [5, **Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. Расчётное выражение для явной теплоты, отводимой кондиционером в ед. времени, кВт:

$$W_{\text{яв}} = \langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (C_{P\text{в}} + d_{\text{вх}} C_{P\text{п}}) \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})$$

где $C_{P\text{в}}, C_{P\text{п}}$ – теплоемкость сухого воздуха, водяного пара (Дж/(кг · К)); $\langle \rho \rangle$ – средняя плотность воздуха (кг/м³); $d_{\text{вх}}$ – влагосодержание воздуха (кг/кг);

5. Скрытая теплота – тепло, идущее на изменение агрегатного состояния пара без изменения температуры [6]. Скрытое тепло, отводимое кондиционером в наружный воздух и выбрасываемый конденсат в ед. времени, кВт, вычисляется по формуле:

$$W_{\text{ск}} = \langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (C_{P\text{п}} t_{12} + r) \cdot (d_{\text{вх}} - d_{\text{вых}}),$$

где r – удельная теплота парообразования (кДж/кг).

6. Полная теплота – сумма явного (сухого) тепла и скрытого тепла. Полная теплота, отводимая в единицу времени от влажного воздуха, кВт:

$$W_{\text{п}} = \langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}})$$

где $i_{\text{вх}}, i_{\text{вых}}$ – удельная энтальпия на входе и выходе из внутреннего блока (кДж/кг). Величину $W_{\text{п}}$, подсчитанную в режиме охлаждения, можно назвать «Холодильная мощность»⁷, аналогично $|W_{\text{п}}|$, подсчитанную в режиме нагрева, можно назвать «Тепловая мощность».

⁷ «Холодильная мощность», которую проводит через себя кондиционер как тепловой насос, меньше мощности, отводимой от влажного воздуха на величину энергии, уносимой на улицу

7. Коэффициенты эффективности холодильной машины в режиме нагрева (комната – горячий резервуар, рис. 18):

$$\xi_1 = \frac{|Q_1|}{|A|} = \frac{|W_{\Pi}|}{N_a},$$

и в режиме охлаждения (комната – холодный резервуар, рис. 18):

$$\xi_2 = \frac{|Q_2|}{|A|} = \frac{W_{\Pi}}{N_a}.$$

Таблица 2.

Время опыта, мин	t ₁ , °C	t ₂ , °C	t ₃ , °C	t ₄ , °C	t ₅ , °C	t ₆ , °C	t ₇ , °C	t ₈ , °C	t ₉ , °C	t ₁₀ , °C	t ₁₁ , °C	t ₁₂ , °C	φ ₆₁ , %	φ ₆₂ , %	φ ₆₃ , %

Таблица 3.

Режим	Входящий воздух					Выходящий воздух							⟨ρ⟩, кг м ³	W _{яв} , кВт	W _{ск} , кВт	W _п , кВт	ξ ₁ , %	ξ ₂ , %
	t ₁₀ , °C	φ ₆₁ , %	d, кг кг	i, кДж кг	ρ _{вх} , кг м ³	t ₁₂ , °C	φ ₆₃ , %	d, кг кг	i, кДж кг	ρ _{вых} , кг м ³	v, м с	Q, м ³ с						
На- грев																		—
Охла- ждение																	—	

конденсатом: $\langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (-|\delta d_{CF}| \cdot C_{PЖ} \cdot t_5)$. В режиме охлаждения здесь мы приближённо считаем $W_{\Pi} = \langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}} - |\delta d_{CF}| \cdot C_{PЖ} \cdot t_5) \approx \langle \rho \rangle \cdot Q_{\text{вых}} \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}})$.

Контрольные вопросы

1. Дайте определения температуры, влагосодержания, относительной влажности, абсолютной влажности, удельной энтальпии.
2. Запишите выражение для удельной энтальпии сухого воздуха, ненасыщенного влажного воздуха, потока насыщенного влажного воздуха, содержащего капли воды.
3. Что такое «явное тепло», «скрытое тепло»? Как соотносятся с этими понятиями удельная теплоёмкость сухого воздуха, удельная теплоёмкость пара, удельная теплота парообразования?
4. Как рассчитывается мощность, необходимая для нагрева ненасыщенного влажного воздуха? Для охлаждения ненасыщенного влажного воздуха?
5. Расскажите о работе холодильной машины с точки зрения термодинамики.
6. Как рассчитываются коэффициенты эффективности работы холодильной машины, если оценивается а) способность повышения температуры тела с более высокой температурой, б) способность понижения температуры тела с более низкой температурой.
7. В каком диапазоне могут изменяться коэффициенты ξ_1 и ξ_2 ? Обоснуйте свой ответ.
8. В лаборатории при температуре воздуха 20С находится открытый сосуд с водой. Как соотносятся между собой значения температуры воды, измеренные зимой и летом? Ответ обоснуйте.

Список использованной и рекомендуемой литературы

1. Нимич Г.В. и др. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. – Киев, Изд-во ТОВ "Видавничий будинок "Аванпост-Прим", 2003. – 630 с. – с. 56-85.
2. Чухин И.М. Техническая термодинамика. Часть 1 / ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2006. – 224 с.
3. Михайлов А. I-d диаграмма для начинающих [Электронный ресурс] // Livejournal: электрон. журнал. – 5th July 2012. – URL: <https://mrcynognathus.livejournal.com/7641.html> (дата обращения: 20.06.2019).
4. Михайлов А. Энтальпия для начинающих (I-d диагр). Расчёт количества конденсата. Скрытая холодопроизводительность [Электронный ресурс] // Livejournal: электрон. журнал. – 20th July 2012. – URL: <https://mrcynognathus.livejournal.com/7758.html> (дата обращения: 20.06.2019).
5. Ананьев В.А. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В.А. Ананьев, Л.Н. Балужева, А.Д. Гальперин, А.К. Городов, М.Ю. Еремин, С.М. Звягинцева, В.П. Мурашко, И.В. Седых. – Изд. 3-е. – М.: Евроклимат, 2001г. — 416 с.
6. Бондарь Е.С. и др. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб. пособие / Е.С. Бондарь, А.С. Гордиенко, В.А. Михайлов, Г.В. Нимич. Под общ. ред. Е.С. Бондаря – Киев, Изд-во ТОВ "Видавничий будинок "Аванпост-Прим", 2005. – 560 с. – с. 56-85.
7. Прохоров А.М. (гл. ред.) Большая Советская Энциклопедия (3-е изд.). Том 28. Франкфурт – Чага. – М.: Советская Энциклопедия, 1978. — 616 с.
8. Савельев И.В. Курс физики: Учеб.: В 3-х т. Т.1: Механика. Молекулярная физика. – М.: Наука. Гл. ред. Физ-мат. Лит., 1989. – 352с.
9. Матвеев А.Н. Молекулярная физика: учеб. пособие / А. Н. Матвеев. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург [и др.]: Лань, 2010. - 364 с. : ил. - ISBN 978-5-8114-1007-1.

Приложение 1.

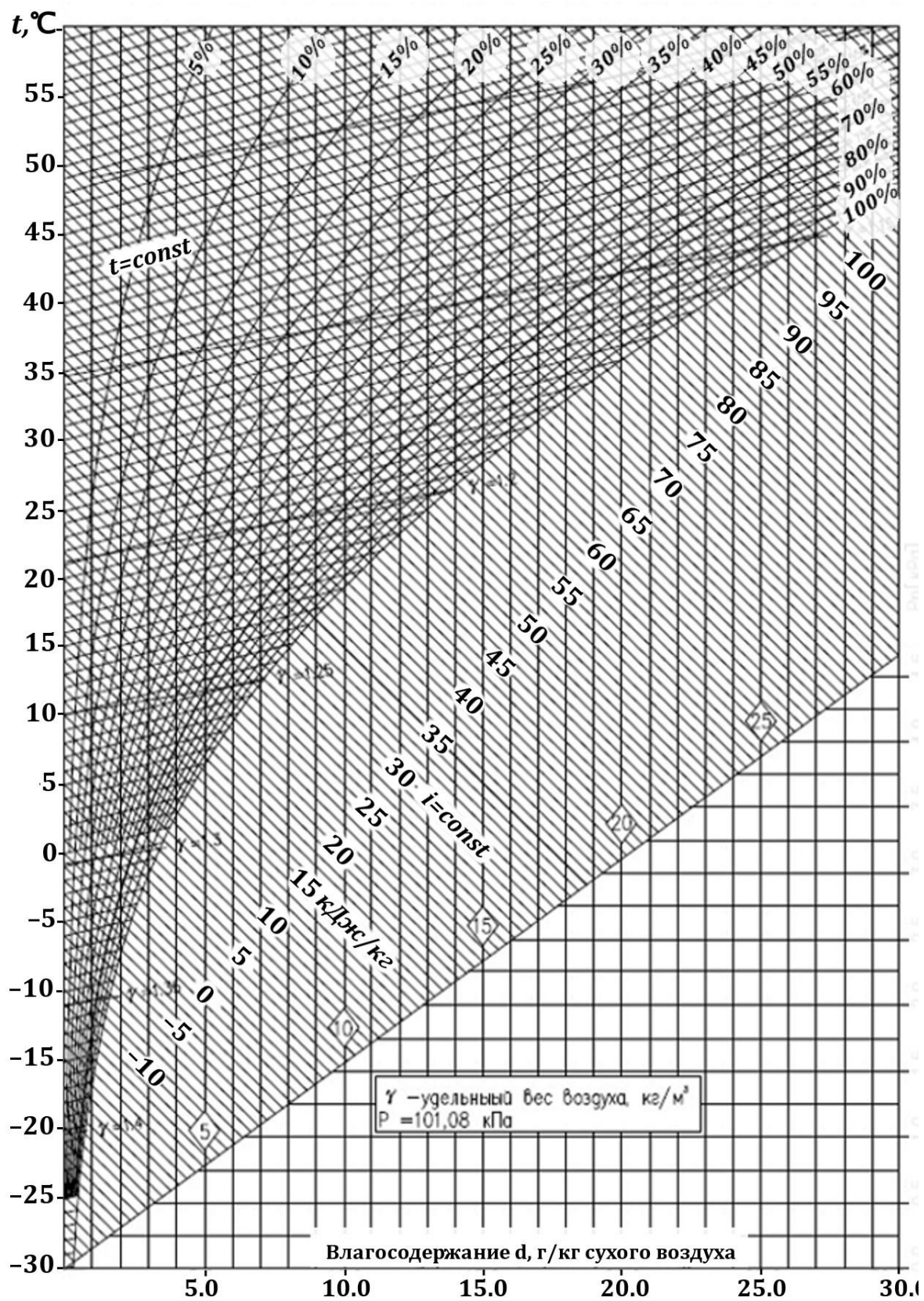


Рис 20. I-d диаграмма воздуха.[3]

Приложение 2.

Таблица 1. Физические параметры сухого воздуха ($P=760\text{мм рт. ст}$) (плотность $\rho_{\text{вз}}$, удельная изобарная теплоёмкость $C_{P\text{вз}}$),

Температура, °C	Плотность, кг/м ³	Теплоемкость, $C_{P\text{вз}}$, кДж/(кг*К)
-10	1,3413	1,009
0	1,2920	1,005
10	1,2466	1,005
20	1,2041	1,005
30	1,1644	1,005
40	1,128	1,005
50	1,093	1,005

Таблица 2. Физические параметры воды на линии насыщения (плотность $\rho_{\text{ж}}$, удельная изобарная теплоёмкость $C_{P\text{ж}}$, удельная теплота парообразования r)

Температура, °C	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг	Плотность $\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³	Теплоемкость $C_{P\text{ж}}$, кДж/(кг*К)
0	2501	999,8	4,217
10	2477	999,7	4,193
20	2453	998,2	4,182
30	2430	995,7	4,179
40	2406	992,2	4,179
50	2382	988	4,181

Таблица 3. Физические параметры водяного пара на линии насыщения (Давление насыщенных паров P_H , плотность ρ_H , удельная изобарная теплоёмкость C_{PH})

Температура, °C	Давление насыщенных паров P_H , бар	Плотность ρ_H , г/м ³	Теплоёмкость C_{PH} , кДж/(кг*К)
0	0,006108	4,8468	1,864
10	0,012271	9,3968	1,868
20	0,023368	17,291	1,874
30	0,042417	30,368	1,883
40	0,073749	51,156	1,894
50	0,12335	83,001	1,907

Приложение 3.

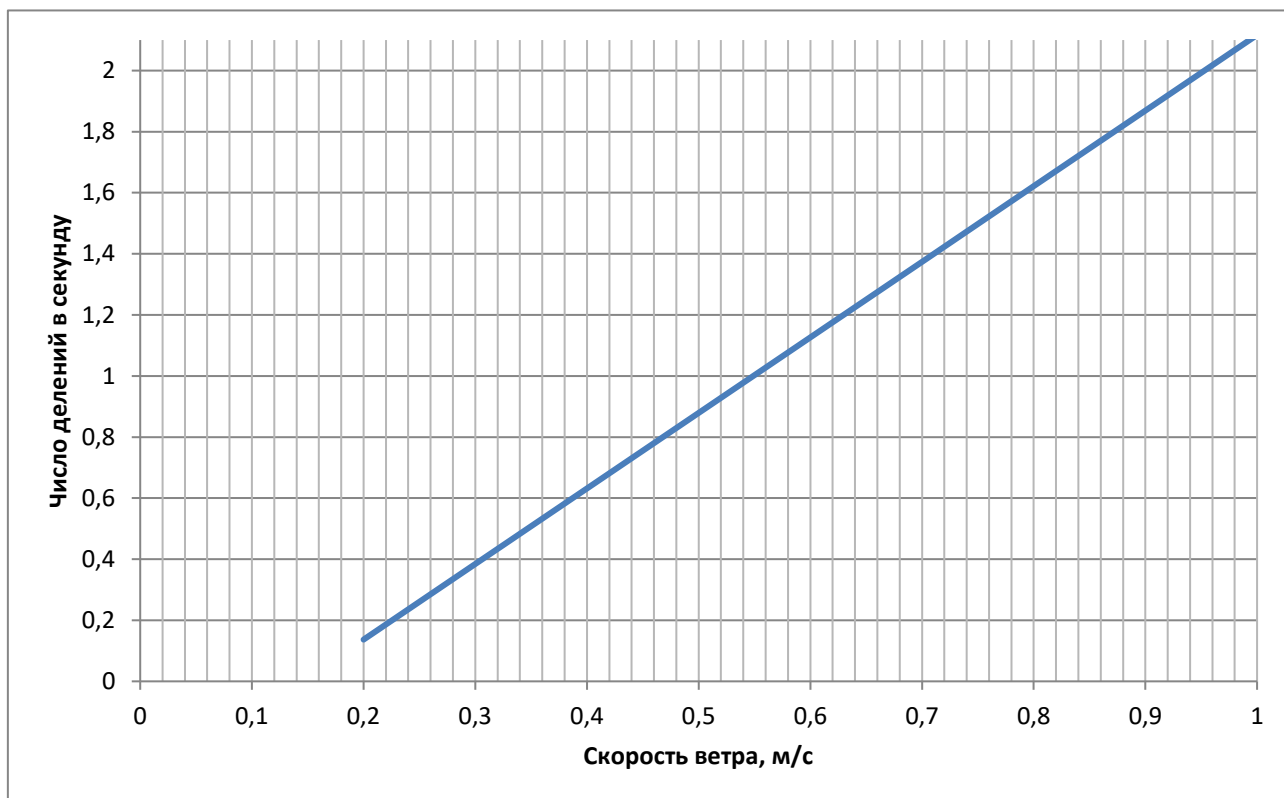


Рисунок 1. Градуировочный график для определения скорости воздушного потока до 1 м/с по анемометру АСО-3



Рисунок 2. Градуировочный график для определения скорости воздушного потока от 1 до 5 м/с по анемометру АСО-3

Приложение 4.

Поршневой компрессор (ПК) – это компрессор объёмного типа, содержащий один или несколько поршней, перемещающихся прямолинейно и возвратно-поступательно в цилиндрах. Прямоточный	 Ссылка 1. Принцип работы поршневого компрессора.
Ротационные компрессоры – компрессоры с катящимся ротором, у которых ротор расположен эксцентрично относительно цилиндра, либо компрессоры пластинчатые, в роторе которых радиально перемещаются разделительные пластины.	
 Ссылка 2. Принцип работы ротационного компрессора с катящимся ротором.	 Ссылка 3. Принцип работы ротационного пластинчатого компрессора.

Спиральные компрессоры состоят из двух вложенных друг в друга спиралей, одна из которых неподвижна, а вторая подвижна и совершает поступательные круговые движения. Если спиральные элементы вставить друг в друга, то образуются ячейки, размеры которых изменяются при движении подвижной спирали, благодаря чему происходит сжатие рабочего тела.	 Ссылка 4. Принцип работы спирального компрессора.
Винтовые компрессоры состоят из двух винтов, на одном из которых нарезаны выпуклые, а на другом – вогнутые зубья. Роль цилиндра выполняют полости (впадины между зубьями винтов и корпусом). Повышение давления газа в них достигается за счёт уменьшения замкнутого объёма газа.	 Ссылка 5. Принцип работы винтового компрессора

Приложение 5. Характеристики хладагента R22⁸

Таблица 1. Характеристики хладагента R22 на линии насыщения.

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление абсолютное, бар	Давление избыточное, бар	Удельный объём		Плотность		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования Δh , кДж/кг	Энтропия, кДж/кг · К	
			Жидкости $v', \text{дм}^3$	Пара $v'', \text{м}^3/\text{кг}$	Жидкости $\rho', \text{кг/дм}^3$	Пара $\rho'', \text{кг/м}^3$	Жидкости h'	Пара h''		Жидкости s'	Пара s''
-40	1,049	0,036	0,709	0,2057	1,409	4,861	155,32	388,52	233,2	0,8245	1,8247
-35	1,317	0,304	0,716	0,1664	1,395	6,009	160,66	390,82	230,16	0,8471	1,8135
-30	1,635	0,622	0,724	0,1358	1,38	7,363	166,07	393,07	227	0,8695	1,803
-25	2,01	0,997	0,432	0,1119	1,365	8,936	171,55	395,27	223,72	0,8917	1,7932
-20	2,448	0,435	0,74	0,09284	1,349	10,771	177,1	397,42	220,32	0,9137	1,784
-15	2,957	1,944	0,749	0,07763	1,334	12,881	182,71	399,51	216,8	0,9355	1,7753
-10	3,543	2,53	0,758	0,06534	1,317	15,304	188,4	401,53	213,12	0,9572	1,767
-5	4,213	3,2	0,768	0,05534	1,301	18,07	194,16	403,48	209,32	0,9787	1,7592
0	4,976	3,963	0,778	0,04714	1,284	21,213	200	405,36	205,36	1	1,7518
5	5,838	4,825	0,788	0,04036	1,267	24,777	205,91	407,15	201,24	1,0212	1,7447
10	6,807	5,794	0,8	0,03471	1,25	28,81	211,9	408,86	196,96	1,0423	1,7378
15	7,891	6,878	0,811	0,02999	1,231	33,344	217,98	410,47	192,49	1,0632	1,7312
20	9,099	8,086	0,824	0,026	1,213	38,461	224,14	411,97	187,83	1,0841	1,7248
25	10,44	9,427	0,837	0,02262	1,193	44,208	230,4	413,36	182,96	1,1049	1,7185
30	11,92	10,9	0,851	0,01974	1,173	50,658	236,75	414,62	177,87	1,1256	1,7123
35	13,55	12,53	0,867	0,01727	1,153	57,903	243,22	415,73	172,51	1,1463	1,7061
40	15,34	14,32	0,883	0,01514	1,131	66,05	249,81	416,69	166,88	1,167	1,6999
45	17,29	16,27	0,902	0,01328	1,108	75,301	256,54	417,45	160,91	1,1878	1,6935
50	19,42	18,4	0,921	0,01167	1,084	85,689	263,43	418,01	154,58	1,2087	1,687
55	21,74	20,72	0,944	0,01025	1,059	97,56	270,51	418,31	147,8	1,2297	1,6801
60	24,27	23,25	0,968	0,009001	1,032	111,098	277,81	418,3	140,49	1,2511	1,6728
65	27	25,98	0,997	0,007887	1,003	126,79	285,38	417,93	132,55	1,2728	1,6648
70	29,96	28,94	1,03	0,006889	0,97	145,158	293,3	417,07	123,77	1,2952	1,6559
75	33,16	32,14	1,069	0,005983	0,935	167,14	301,65	415,59	113,94	1,3185	1,6456
80	36,62	35,6	1,118	0,005149	0,894	194,212	310,74	416,22	102,48	1,3432	1,6334
85	40,37	39,35	1,183	0,004358	0,845	229,463	320,85	409,45	88,6	1,3704	1,6178
90	44,43	43,41	1,282	0,003564	0,78	280,583	332,99	403,03	70,04	1,4027	1,5956
95	48,83	47,81	1,521	0,002551	0,657	392,003	352,17	387,12	34,95	1,4535	1,5484

⁸ Табличные значения параметров хладагента R22 и lg P - I диаграмма для фреона R22 (полная) приведены в §3.2 раздела 3 Теоретические основы получения холода учебного пособия Бондарь Е.С. и др. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха [6].

Таблица 2. Удельный объём хладагента R22 в состоянии перегретого пара.

Температура насыщения, °C	Давление насыщения, бар	Удельный объём, ДМ ³ /КГ Перегрев, К													
		0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100
-100	0,02	8015,0	8248,0	8481,0	8714,0	8946,0	9179,0	9411,0	9876,0	10340,0	10810,0	11270,0	11730,0	12200,0	12660,0
-90	0,05	3583,0	3682,0	3781,0	3880,0	3979,0	4078,0	4177,0	4374,0	4571,0	4769,0	4966,0	5163,0	5360,0	5556,0
-80	0,10	1764,0	1811,0	18,58,0	1904,0	1951,0	1997,0	2044,0	2137,0	2229,0	2322,0	2415,0	2507,0	2600,0	2692,0
-70	0,21	941,5	965,5	989,6	1014,0	1037,0	1061,0	1085,0	1133,0	1180,0	1228,0	1275,0	1323,0	1370,0	1417,0
-65	0,28	705,8	723,6	741,4	759,1	776,7	794,4	812,0	847,1	882,1	917,0	951,9	986,7	1021,0	1056,0
-60	0,37	537,4	550,8	564,1	577,4	590,7	603,9	617,1	643,5	669,7	695,9	722,0	748,0	774,1	800,0
-55	0,49	415,0	425,2	435,4	445,6	455,7	465,8	475,9	496,0	515,9	535,9	555,7	575,5	595,3	615,0
-50	0,64	324,7	332,6	340,6	348,4	356,3	364,1	371,9	387,4	402,9	418,3	433,6	448,9	464,1	479,4
-45	0,83	257,1	263,4	269,6	275,8	282,0	288,1	294,2	306,4	318,5	330,6	342,6	354,5	366,5	378,4
-41	1,00	215,0	220,2	225,4	230,6	235,7	240,9	246,0	256,1	266,1	276,2	286,1	296,0	305,9	315,8
-40	1,05	205,8	210,8	215,8	220,7	225,7	230,6	235,4	245,1	254,7	264,3	278,8	283,3	292,7	302,2
35	1,32	166,5	170,5	174,5	178,5	182,5	186,4	190,4	198,2	205,9	213,6	221,2	228,8	236,4	243,9
-30	1,63	135,9	139,2	142,5	145,8	149,0	152,2	155,4	161,8	168,1	174,3	180,5	186,7	192,8	198,9
-25	2,01	111,9	114,6	117,4	120,1	122,7	125,4	128,0	133,3	138,4	143,6	148,7	153,7	158,7	163,7
-20	2,45	92,87	95,17	97,45	99,71	101,9	104,2	106,4	110,7	115,0	119,3	123,5	127,7	131,8	136,0
-15	2,96	77,64	79,60	81,52	83,43	85,31	87,18	89,03	92,68	96,29	99,85	103,4	106,9	110,3	113,8
-10	3,54	65,35	67,02	68,67	70,29	71,90	73,48	75,05	78,15	81,20	84,22	87,19	90,14	93,07	95,97
-5	4,21	55,35	56,79	58,21	59,60	60,98	62,34	63,69	66,34	68,95	71,51	74,05	76,56	79,04	81,50
0	4,97	47,14	48,40	49,63	50,84	52,04	53,21	54,38	56,66	58,91	61,11	63,29	65,43	67,56	69,67
5	5,84	40,36	41,46	42,54	43,60	44,65	45,67	46,59	48,67	50,62	52,53	54,41	56,27	58,10	59,91
10	6,81	34,72	35,69	36,65	37,58	38,50	39,40	40,29	42,04	43,74	45,40	47,04	48,65	50,24	51,82
15	7,89	29,99	30,87	31,71	32,54	33,36	34,16	34,94	36,48	37,98	39,44	40,87	42,29	43,68	45,05
20	9,10	26,01	26,79	27,56	28,30	29,02	29,74	30,44	31,80	33,13	34,42	35,69	36,93	38,16	39,36
25	10,44	22,63	23,34	24,03	24,71	25,35	25,99	26,62	27,84	29,03	30,18	31,30	32,40	33,49	34,55
30	11,92	19,74	20,40	21,03	21,64	22,24	22,81	23,37	24,47	25,53	26,56	27,56	28,55	29,51	30,46
35	13,55	17,27	17,88	18,46	19,02	19,56	20,08	20,59	21,58	22,54	23,47	24,37	25,25	26,11	26,96
40	15,33	15,14	15,70	16,24	16,75	17,25	17,73	18,20	19,10	19,97	20,81	21,62	22,41	23,19	23,95
45	17,29	13,29	13,82	14,32	14,80	15,26	15,70	16,13	16,95	17,74	18,51	19,25	19,96	20,67	21,35
50	19,42	11,97	12,17	12,65	13,09	13,52	13,94	14,33	15,10	15,81	16,51	17,18	17,84	18,47	19,10
55	21,74	10,25	10,74	11,19	11,61	12,01	12,40	12,77	13,47	14,13	14,77	15,39	15,98	16,57	17,13
60	24,26	9,002	9,471	9,902	10,30	10,68	11,04	11,39	12,05	12,66	13,25	13,82	14,36	14,89	15,41
65	27,00	7,888	8,351	8,769	9,155	9,516	9,857	10,18	10,80	11,37	11,91	12,43	12,94	13,43	13,90
70	29,96	6,890	7,355	7,765	8,138	8,483	8,808	9,116	9,692	10,23	10,73	11,21	11,68	12,13	12,57
75	33,16	5,984	6,461	6,870	7,234	7,568	7,878	8,171	8,715	9,218	9,691	10,13	10,57	10,98	11,39
80	36,62	5,151	5,658	6,070	6,429	6,752	7,051	7,330	7,846	8,319	8,762	9,172	9,576	9,963	10,34

Таблица 3. Энтальпия хладагента R22 в состоянии перегретого пара.

Температура насыщения, °C	Давление насыщения, бар	Энтальпия, кДж/кг													
		Перегрев, K													
		0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100
-100	0,02	359,3	361,8	364,4	366,9	369,5	372,1	374,8	380,2	385,7	391,3	397,1	403,0	409,0	415,1
-90	0,05	364,2	366,8	369,4	372,0	374,7	377,3	380,1	385,6	391,3	397,0	402,9	409,0	415,1	421,4
-80	0,10	369,1	371,8	374,5	377,2	379,9	382,6	385,4	391,1	396,9	402,8	408,8	415,0	421,3	427,7
-70	0,21	274,1	376,8	379,5	382,3	385,1	388,0	390,8	396,7	402,6	408,6	414,8	421,1	427,5	434,0
-65	0,28	276,5	379,3	382,1	384,9	387,8	390,6	393,5	399,4	405,4	411,6	417,8	424,2	430,6	437,2
-60	0,37	279,0	381,8	384,6	387,5	390,4	393,3	396,2	402,2	408,3	414,5	420,8	427,2	433,8	440,4
-55	0,49	381,4	374,3	387,1	390,1	393,0	396,0	398,9	405,0	411,2	417,4	423,8	430,3	436,9	443,7
-50	0,64	383,8	386,7	389,6	392,6	395,6	398,6	401,6	404,8	414,0	420,4	426,8	433,4	440,1	446,9
-45	0,83	386,2	389,1	392,1	395,1	398,2	401,2	404,3	410,5	416,9	423,3	429,8	436,5	443,2	450,1
-41	1,00	388,1	391,1	394,1	397,1	400,2	403,3	406,4	412,7	419,1	425,6	432,2	439,0	445,8	452,7
-40	1,05	388,5	391,5	394,6	397,6	400,7	403,8	406,9	413,3	419,7	426,2	432,8	439,6	446,4	453,3
-35	1,32	390,8	393,9	397,0	400,1	403,2	406,4	409,6	416,0	422,5	429,1	435,8	442,6	449,6	456,6
-30	1,63	393,1	396,2	399,4	402,5	405,7	408,9	412,2	418,7	425,3	432,0	438,8	445,7	452,7	459,8
-25	2,01	395,3	398,5	401,7	404,9	408,2	411,5	414,7	421,4	428,1	434,9	441,8	448,7	455,8	463,0
-20	2,45	397,4	400,7	404,0	407,3	410,6	413,9	417,3	424,0	430,8	437,7	444,7	451,8	458,9	466,2
-15	2,96	399,5	402,9	406,2	409,6	413,0	416,4	419,8	426,6	433,6	440,6	447,6	454,8	462,0	469,4
-10	3,54	401,5	405,0	408,4	411,9	415,3	418,8	422,2	429,2	436,3	443,4	450,5	457,8	465,1	472,5
-5	4,21	403,5	407,0	410,5	414,1	417,6	421,1	424,7	431,8	438,9	446,1	453,4	460,8	468,2	475,7
0	4,97	405,4	409,0	412,6	416,2	419,8	423,4	427,0	434,3	441,5	448,9	456,2	463,7	471,2	478,8
5	5,84	407,1	410,9	414,6	418,3	422,0	425,6	429,3	436,7	444,1	451,6	459,1	466,6	474,2	481,9
10	6,81	408,9	412,7	416,5	420,3	424,1	427,8	431,6	439,1	446,7	454,2	461,8	469,5	477,2	485,0
15	7,89	410,5	414,4	418,3	422,2	426,1	429,9	433,8	441,5	449,2	456,8	464,6	472,3	480,2	488,0
20	9,10	412,0	416,0	420,1	424,1	428,0	432,0	435,9	443,8	451,6	459,4	467,3	475,2	483,1	491,0
25	10,44	413,4	417,6	421,7	425,8	429,9	434,0	438,0	446,0	454,0	462,0	469,9	477,9	486,0	494,0
30	11,92	414,6	419,0	423,3	427,5	431,7	435,9	440,0	448,2	456,3	464,4	472,5	480,7	488,8	497,0
35	13,55	415,7	420,3	424,7	429,1	433,4	437,7	441,9	450,3	458,6	466,9	475,1	483,3	491,6	499,9
40	15,33	416,7	421,4	426,0	430,6	435,0	439,4	443,8	452,3	460,8	469,2	477,6	486,0	494,4	502,8
45	17,29	417,5	422,4	427,2	431,9	436,5	441,0	455,5	454,3	462,9	471,5	480,1	488,6	497,1	505,6
50	19,42	418,0	423,2	428,2	433,1	437,9	442,5	447,1	456,2	465,0	473,8	482,5	491,1	499,7	508,4
55	21,74	418,3	423,8	429,1	434,2	439,1	443,9	448,7	458,0	467,0	475,9	484,8	493,6	502,4	511,1
60	24,26	418,3	424,2	429,7	435,1	440,2	445,2	450,1	459,6	468,9	478,0	487,1	496,0	504,9	513,8
65	27,00	417,9	424,3	430,2	435,8	441,1	446,3	451,4	461,2	470,8	480,1	489,3	498,4	507,4	516,4
70	29,96	417,1	424,0	430,3	436,3	441,9	447,3	452,6	462,7	472,5	482,0	491,4	500,7	509,9	519,0
75	33,16	415,6	423,3	430,2	436,5	442,4	448,1	453,6	464,0	474,1	483,9	493,4	502,9	512,2	521,5
80	36,62	413,2	422,2	429,7	436,5	442,8	448,7	454,4	465,3	475,6	485,6	495,4	505,0	514,5	524,0

Таблица 4. Энтропия хладагента R22 в состоянии перегретого пара.

Температура насыщения, °C	Давление насыщения, бар	Энтропия, кДж/кг · К													
		Перегрев, К													
		0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	А0	90	100
-100	0,02	2,503	2,067	2,081	2,095	2,108	2,121	2,135	2,161	2,186	2,211	2,235	2,259	2,282	2,305
-90	0,05	1,998	2,011	2,025	2,038	2,052	2,065	2,078	2,103	2,128	2,152	2,176	2,199	2,222	2,245
-80	0,10	1,951	1,965	1,978	1,991	2,004	2,017	2,030	2,054	2,079	2,103	2,126	2,149	2,171	2,194
-70	0,21	1,912	1,925	1,938	1,951	1,964	1,976	1,989	2,013	2,037	2,061	2,084	2,106	2,128	2,150
-65	0,28	1,895	1,908	1,921	1,933	1,946	1,958	1,971	1,995	2,019	2,042	2,065	2,087	2,109	2,131
-60	0,37	1,878	1,891	1,904	1,917	1,930	1,942	1,954	1,978	2,002	2,025	2,048	2,070	2,092	2,113
-55	0,49	1,863	1,876	1,889	1,902	1,914	1,927	1,939	1,963	1,986	2,009	2,032	2,054	2,076	2,097
-50	0,64	1,850	1,863	1,875	1,888	1,900	1,912	1,925	1,948	1,972	1,994	2,017	2,039	2,061	2,082
-45	0,83	1,837	1,850	1,862	1,875	1,887	1,899	1,911	1,935	1,958	1,981	2,003	2,025	2,047	2,068
-41	1,00	1,827	1,840	1,853	1,865	1,877	1,889	1,901	1,925	1,948	1,971	1,993	2,015	2,036	2,058
-40	1,05	1,825	1,838	1,850	1,863	1,875	1,887	1,899	1,923	1,946	1,968	1,991	2,012	2,034	2,055
-35	1,32	1,814	1,826	1,839	1,851	1,864	1,876	1,888	1,911	1,934	1,957	1,979	2,001	2,022	2,043
-30	1,63	1,803	1,816	1,828	1,841	1,853	1,865	1,877	1,901	1,924	1,946	1,968	1,990	2,011	2,032
-25	2,01	1,793	1,806	1,819	1,831	1,843	1,855	1,867	1,891	1,914	1,936	1,958	1,980	2,001	2,022
-20	2,45	1,784	1,797	1,809	1,822	1,834	1,845	1,858	1,882	1,904	1,927	1,949	1,970	1,991	2,012
-15	2,96	1,775	1,788	1,801	1,813	1,826	1,838	1,850	1,873	1,896	1,918	1,940	1,962	1,983	2,003
-10	3,54	1,767	1,780	1,793	1,805	1,818	1,830	1,842	1,865	1,888	1,910	1,932	1,954	1,975	1,995
-5	4,21	1,759	1,772	1,785	1,798	1,810	1,822	1,834	1,858	1,880	1,903	1,925	1,946	1,967	1,988
0	4,97	1,752	1,765	1,778	1,790	1,803	1,815	1,827	1,851	1,873	1,896	1,918	1,939	1,960	1,981
5	5,84	1,745	1,758	1,771	1,784	1,796	1,808	1,820	1,844	1,867	1,889	1,911	1,933	1,953	1,974
10	6,81	1,738	1,751	1,764	1,777	1,790	1,802	1,814	1,838	1,861	1,883	1,905	1,926	1,947	1,968
15	7,89	1,731	1,745	1,758	1,771	1,784	1,796	1,808	1,832	1,855	1,878	1,899	1,921	1,942	1,962
20	9,10	1,725	1,739	1,752	1,765	1,778	1,790	1,803	1,827	1,850	1,872	1,894	1,916	1,936	1,957
25	10,44	1,719	1,733	1,746	1,759	1,772	1,785	1,797	1,821	1,845	1,867	1,889	1,911	1,932	1,952
30	11,92	1,712	1,727	1,740	1,754	1,767	1,780	1,792	1,816	1,840	1,862	1,885	1,906	1,927	1,947
35	13,55	1,706	1,721	1,735	1,749	1,762	1,775	1,787	1,812	1,835	1,858	1,880	1,902	1,923	1,943
40	15,33	1,700	1,715	1,729	1,743	1,757	1,770	1,783	1,807	1,831	1,854	1,873	1,897	1,919	1,939
45	17,29	1,694	1,709	1,724	1,738	1,752	1,765	1,778	1,803	1,827	1,850	1,872	1,894	1,915	1,935
50	19,42	1,687	1,703	1,718	1,733	1,747	1,760	1,773	1,799	1,823	1,846	1,868	1,890	1,911	1,932
55	21,74	1,680	1,697	1,713	1,727	1,742	1,756	1,769	1,794	1,819	1,842	1,865	1,886	1,908	1,928
60	24,26	1,673	1,690	1,707	1,722	1,737	1,751	1,764	1,790	1,815	1,838	1,861	1,883	1,904	1,925
65	27,00	1,665	1,683	1,701	1,717	1,732	1,746	1,760	1,786	1,811	1,835	1,858	1,880	1,901	1,922
70	29,96	1,656	1,676	1,694	1,711	1,726	1,741	1,755	1,782	1,807	1,831	1,854	1,876	1,898	1,919
75	33,16	1,646	1,668	1,687	1,705	1,721	1,736	1,751	1,778	1,804	1,828	1,851	1,873	1,895	1,916
80	36,62	1,634	1,659	1,680	1,698	1,715	1,731	1,746	1,774	1,800	1,824	1,848	1,870	1,892	1,913

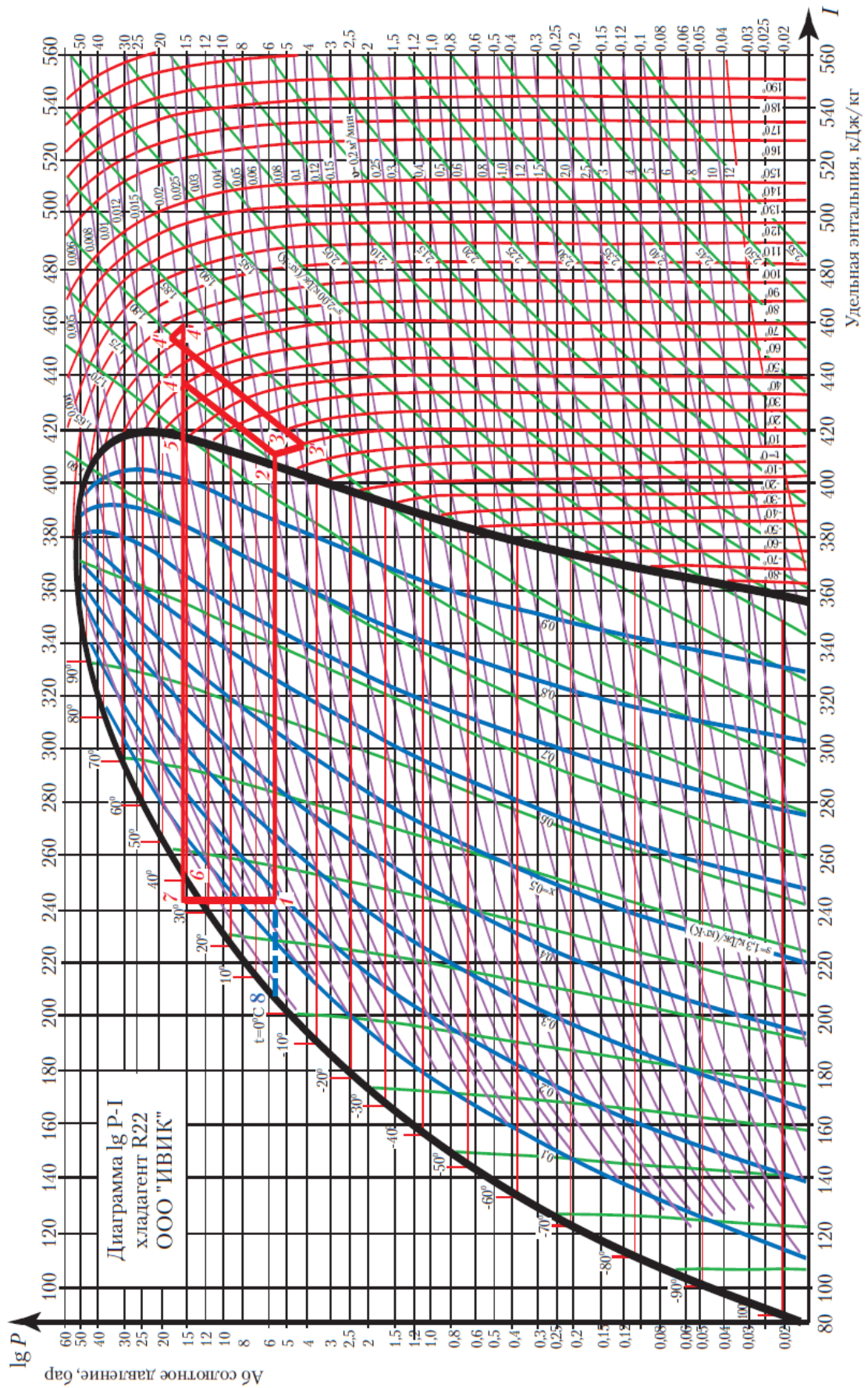


Рисунок 1. $\lg P$ - I диаграмма для фреона R22 (полная).

Александр Владимирович Шаталов
Денис Александрович Важенин
Ульяна Юрьевна Шастунова

ТЕРМОДИНАМИКА

Учебно-методическое издание для студентов направления подготовки
16.03.01 Техническая физика
Лабораторный практикум

Подписано в печать _____.2021. Тираж 30 экз.

Объём 2,4 усл. печ. л. Формат 60x84/16. Заказ № ____.

Издательство Тюменского государственного университета
625003, г. Тюмень, Семакова 10.