

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

А. Н. Каргашевич, В. Г. Костенич, А. В. Гордеенко

ТЕПЛОТЕХНИКА

РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Рекомендовано учебно-методическим объединением высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области сельского хозяйства в качестве курса лекций для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ

Горки
БГСХА
2016

УДК 621.1(075.8)
ББК 31.3я73
К27

*Одобрено методической комиссией факультета механизации
сельского хозяйства 22.12.2015 (протокол № 4)
и учебно-методическим объединением по образованию в области
сельского хозяйства 11.01.2016 (протокол № 62)*

Авторы:

доктор технических наук, профессор *А. Н. Карташевич*;
кандидат технических наук, доцент *В. Г. Костенич*;
кандидат технических наук, доцент *А. В. Гордеенко*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией
научного обеспечения испытаний и информационно-технических
технологий РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского
хозяйства» *В. К. Клыбик*;
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
энергетики УО БГАТУ *В. А. Коротинский*

Карташевич, А. Н.

К27 Теплотехника. Реальные газы. Влажный воздух. Циклы хо-
лодильных машин: курс лекций / А. Н. Карташевич,
В. Г. Костенич, А. В. Гордеенко. – Горки: БГСХА, 2016. – 48 с.
ISBN 978-985-467-629-6.

Рассмотрены основные свойства, уравнения состояния и процессы реальных газов на примере водяного пара, а также процессы истечения газов и паров. Приведены основные определения и характеристики влажного воздуха, *h-d*-диаграмма и основные процессы изменения состояния воздуха. Выполнен термодинамический анализ процессов в компрессоре, проанализированы циклы холодильных машин и теплового насоса.

Для студентов специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

УДК 621.1(075.8)
ББК 31.3я73

ISBN 978-985-467-629-6

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2016

1. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ. ВОДЯНОЙ ПАР

1.1. Свойства и уравнения состояния реальных газов

Реальные газы отличаются от идеальных газов наличием сил взаимодействия между молекулами, которые уменьшаются с увеличением расстояния между ними, а также тем, что молекулы реальных газов обладают определенными размерами. Для описания отклонений термодинамических свойств реальных газов от свойств идеальных газов в термодинамике используется термин «сжимаемость», характеризующий коэффициентом сжимаемости z , определяемым по формуле

$$z = \frac{pv}{RT}, \quad (1.1)$$

где p – полное (абсолютное) давление газа, Па;

v – удельный объем газа, м³/кг;

R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг · К);

T – термодинамическая (абсолютная) температура, К.

Поскольку для идеального газа справедливо уравнение Клапейрона $pv = RT$, то и коэффициент сжимаемости z для него всегда равен единице. Для реальных газов z в общем случае может быть как меньше единицы, так и больше нее, и лишь при малых давлениях и высоких температурах он практически равен единице. Тогда реальные газы можно рассматривать как идеальные. На рис. 1 представлена зависимость коэффициента сжимаемости z от давления для некоторых газов при температуре 0 °С.

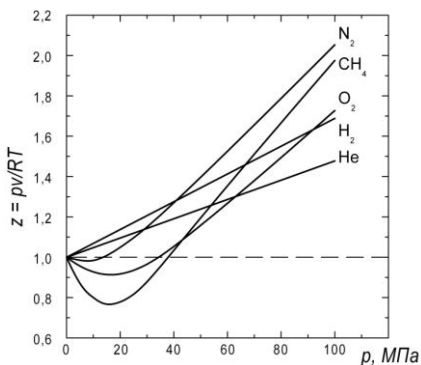


Рис. 1. Зависимость коэффициента сжимаемости z от давления для азота (N_2), метана (CH_4), кислорода (O_2), водорода (H_2) и гелия (He) при температуре 0 °С

В связи с существенным отличием свойств реального газа от

свойств идеального газа необходимо иметь уравнения состояния, которые связывали бы параметры p , v и T и позволяли бы выполнять расчеты процессов с реальными газами. Были предложены различные уравнения состояния реальных газов, но ни одно из них не может быть использовано для решения задач в общем случае.

Наиболее простым и качественно верно отображающим поведение реального газа является уравнение Ван-дер-Ваальса, предложенное им в 1873 г. в работе «О непрерывности газообразных и жидких состояний», которое для 1 кг реального газа имеет вид

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) v - b = RT. \quad (1.2)$$

В уравнении (1.2) a и b – экспериментально полученные константы для данного газа, первая из которых учитывает силы взаимодействия между молекулами реального газа, вторая – объем самих молекул.

Отношение a/v^2 или произведение ap^2 характеризует добавочное давление, под которым находится реальный газ вследствие сил взаимодействия между молекулами и называется **внутренним давлением**.

Для жидкостей это давление принимает большие значения (например, для воды при температуре 20 °С ее внутреннее давление составляет 1050 МПа), а для газов вследствие малых сил взаимодействия между молекулами оно очень мало. Поэтому внешнее давление, под которым находится жидкость, оказывает ничтожно малое влияние на ее объем, и жидкость считают несжимаемой. В газах же ввиду малости значения a/v^2 внешнее давление легко изменяет их объем.

Величина b в уравнении (1.2) учитывает объем, занимаемый самими молекулами и в расчетах принимается равной учетверенному объему всех молекул газа, т. е.

$$b = 4 \cdot v_m. \quad (1.3)$$

Тогда оставшийся свободный объем пространства, в котором движутся молекулы, будет равен $(v - b)$. Уравнение Ван-дер-Ваальса качественно верно отображает поведение веществ в жидком и газообразном состояниях, однако для двухфазных состояний оно неприменимо.

Кроме этого уравнение Ван-дер-Ваальса дает значительные ошибки при больших плотностях газа, а также экспериментальным путем доказано, что коэффициенты a и b зависят от температуры и давления, причем зависимость эта очень сложная.

В 1939 г. М. П. Вукалович и И. И. Новиков внесли поправки в уравнение Ван-дер-Ваальса и предложили новое универсальное уравнение состояния реальных газов, учитывающее ассоциацию и диссоциацию их молекул, которое имеет следующий вид:

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) v - b = RT \left(1 - \frac{C}{vT^{\frac{3+2m}{2}}} \right), \quad (1.4)$$

где a и b – постоянные уравнения Ван-дер-Ваальса;

C и m – постоянные, определяемые на основании опытных данных.

В уравнении (1.4) при выполнении расчетов давление p следует подставлять в паскалях, удельный объем v – в кубических метрах на килограмм, значения постоянных: $m = 1,968$; $R = 461,9$ Дж/(кг · К); $a = 620$ Н · м⁴/кг²; $b = 0,0009$ м³/кг; $C = 405000$ м³ · К/кг [1].

1.2. Процесс парообразования. Основные понятия и определения

Одним из наиболее распространенных в технике рабочих тел, используемых в паровых турбинах, паровых машинах, атомных установках, а также в качестве теплоносителя в различных теплообменных аппаратах, является водяной пар.

Паром называют газообразное состояние вещества в условиях, когда газовая фаза может находиться в равновесии с жидкой или твердой фазами того же вещества. Переход вещества из одного состояния в другое называется **фазовым переходом**.

Процесс фазового перехода вещества из жидкой фазы в газообразную называется **парообразованием**. Парообразование, происходящее всегда при любой температуре со свободной поверхности жидкости, называется **испарением**. При этом молекулы, обладающие достаточной кинетической энергией, преодолевают силы притяжения соседних молекул и вылетают из поверхностного слоя жидкости в окружающее пространство. Интенсивность испарения зависит от интенсивности теплового движения молекул или от температуры жидкости, т. е. чем выше температура жидкости, тем быстрее происходит ее испарение. В результате испарения температура жидкости снижается, так как из нее вылетают молекулы, обладающие наибольшими скоростями, вследствие чего средняя скорость оставшихся в ней молекул уменьшается.

При определенной температуре, зависящей от природы жидкости и давления, под которым она находится, парообразование начинается во всей массе жидкости и называется **кипением**. После начала процесса кипения, несмотря на продолжающийся подвод теплоты, температура жидкости остается постоянной до испарения последней ее капли. Температура кипения в теплотехнике называется **температурой насыщения** и обозначается t_n , а давление, соответствующее температуре насыщения, называется **давлением насыщения** и обозначается p_n . Чем выше давление, при котором происходит кипение жидкости, тем выше температура ее насыщения и наоборот.

Процесс, обратный парообразованию, называется **конденсацией**, которая также протекает при постоянной температуре. Жидкость, образующаяся при конденсации пара, называется **конденсатом**.

Процесс перехода вещества из твердого состояния в газообразное, минуя жидкую фазу, называется **сублимацией**, а обратный процесс пере-

хода вещества из газообразного состояния в твердое – *десублимацией*.

Если процесс парообразования происходит в неограниченном пространстве, то со временем вся жидкость превратится в пар. Если же парообразование происходит в закрытом сосуде (например, паровом котле), то вылетающие из жидкости молекулы заполняют пространство над ней, при этом часть молекул возвращается обратно в жидкость, т. е. одновременно протекают два процесса – парообразование и конденсация. В некоторый момент количество молекул, вылетающих из жидкости и возвращающихся обратно, может сравняться, тогда в пространстве над жидкостью будет находиться максимально возможное количество молекул, а пар в этом состоянии имеет максимальную плотность при данной температуре и называется *насыщенным*.

Таким образом, насыщенным называется пар, соприкасающийся с жидкостью и находящийся с ней в термодинамическом равновесии.

Пар, получаемый при неполном испарении жидкости, называется *влажным насыщенным паром*. Он представляет собой смесь сухого насыщенного пара с капельками кипящей жидкости, находящимися в нем во взвешенном состоянии. Состояние влажного насыщенного пара характеризуется двумя параметрами: давлением p_n (или температурой насыщения t_n , определяющей это давление) и *степенью сухости пара* x , которая представляет собой массовую долю сухого пара во влажном паре и определяется из отношения

$$x = \frac{m_{\text{сп}}}{m_{\text{вп}}}, \quad (1.5)$$

где $m_{\text{сп}}$ – масса сухого насыщенного пара во влажном;

$m_{\text{вп}}$ – масса влажного насыщенного пара.

Массовая доля жидкости во влажном паре называется *степенью влажности*, обозначается y и определяется по формуле

$$y = 1 - x. \quad (1.6)$$

Для кипящей жидкости при температуре насыщения $x = 0$, $y = 1$; для сухого насыщенного пара $x = 1$, $y = 0$.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные капли жидкости, а температура равна температуре насыщения t_n , соответствующей данному давлению, называется *сухим насыщенным паром*. Состояние сухого насыщенного пара определяется любым из параметров – давлением, удельным объемом или температурой.

Если к сухому насыщенному пару подвести некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать, а получаемый в результате пар называется *перегретым*. Таким образом, перегретым называется пар, температура которого выше температуры насыщения при данном давлении. Состояние перегретого пара характеризуется его *степенью перегрева* $t_{\text{пер}}$, которая определяется как разность между температурой перегретого пара и температу-

рой насыщения пара при данном давлении, т. е.

$$t_{\text{пер}} = t_{\text{п}} - t_{\text{н}}, \quad (1.7)$$

где $t_{\text{п}}$ – температура перегретого пара;

$t_{\text{н}}$ – температура насыщения пара при данном давлении.

Следует отметить, что при изучении процессов, протекающих с водой и водяным паром, вводятся следующие обозначения:

1) все параметры, относящиеся к жидкости при температуре 0°C , обозначаются с индексом «0», т. е. $v_0, \rho_0, u_0, h_0, s_0$;

2) все параметры, относящиеся к жидкости при температуре насыщения (кипения), обозначаются с одним штрихом – v', ρ', u', h', s' ;

3) все параметры, относящиеся к влажному насыщенному пару, обозначаются с индексом «х» – $v_x, \rho_x, u_x, h_x, s_x$;

4) все параметры, относящиеся к сухому насыщенному пару, обозначаются с двумя штрихами – $v'', \rho'', u'', h'', s''$;

5) все параметры, относящиеся к перегретому пару, обозначаются с индексом «п» – $v_{\text{п}}, \rho_{\text{п}}, u_{\text{п}}, h_{\text{п}}, s_{\text{п}}$.

1.3. Процесс парообразования в pv -диаграмме

Рассмотрим процесс парообразования при постоянном давлении, для чего поместим в цилиндр с подвижным поршнем, изображенный на рис. 2, 1 кг воды при температуре 0°C и обеспечим действующее на жидкость со стороны поршня постоянное давление p .

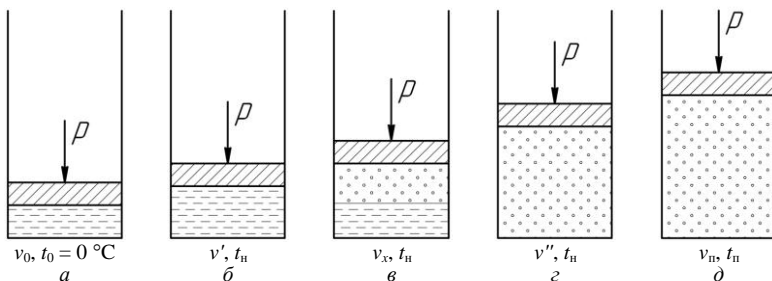


Рис. 2. Процесс парообразования при постоянном давлении

Все изменения состояния воды и полученного водяного пара будем отмечать в pv -координатах. Вначале проведем процесс парообразования при давлении p_1 , равном атмосферному $p_{\text{атм}}$. Удельный объем воды при температуре 0°C обозначим через v_0 (см. рис. 2, а). Как известно, при температуре 0°C и атмосферном давлении 1 кг воды занимает объем в 1 л или $v_0 = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. В pv -диаграмме, приведенной на рис. 3, этому состоянию соответствует точка а.

Затем к находящейся под поршнем воде начнем подводить теплоту, при этом температура воды будет постепенно повышаться до тех пор, пока не достигнет температуры насыщения t_n , соответствующей данному давлению. Удельный объем жидкости при ее нагревании будет возрастать и в момент закипания воды станет равен v' (см. рис. 2, б), а ее состояние в pv -диаграмме изображается точкой a' на рис. 3. Отрезок $a-a'$ изображает процесс нагрева воды от температуры 0°C до температуры насыщения при данном давлении.

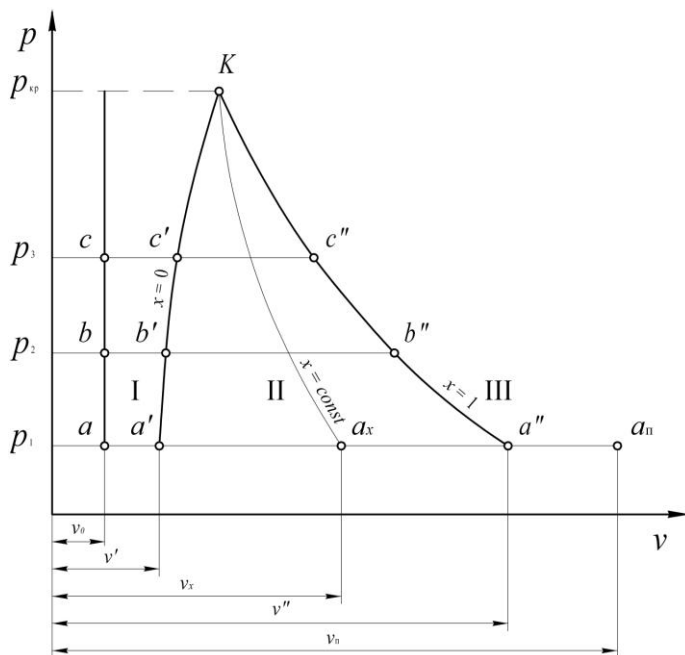


Рис. 3. Процесс парообразования в pv -диаграмме

При дальнейшем подводе теплоты начинается кипение воды с постепенным превращением ее в водяной пар и в цилиндре теперь находится двухфазная смесь воды и водяного пара – влажный насыщенный пар (см. рис. 2, в) с температурой t_n и увеличивающимся с ростом степени сухости пара удельным объемом v_x (точка a_x на рис. 3). По мере дальнейшего подвода теплоты количество воды уменьшается, а количество водяного пара увеличивается, температура смеси при этом остается постоянной и равной t_n , так как вся подводимая теплота затрачивается на испарение воды.

В момент испарения последней капли жидкости в цилиндре будет находиться сухой насыщенный пар (см. рис. 2, з) с удельным объемом v'' при температуре насыщения t_n , состояние которого изображается точкой a'' на рис. 3. Отрезок $a'-a''$ изображает процесс парообразования, протекающий при постоянной температуре, равной температуре насыщения, соответствующей данному давлению.

Если продолжать подвод теплоты к сухому насыщенному пару при постоянном давлении, его удельный объем и температура будут увеличиваться и станут равны соответственно v_n и t_n , а пар станет перегретым (см. рис. 2, д). Состояние перегретого пара в $p\nu$ -диаграмме изображается точкой a_n (см. рис. 3), которая в зависимости от степени его перегрева может располагаться на разных расстояниях от точки a'' . Отрезок $a''-a_n$ отражает процесс получения из сухого насыщенного пара перегретого пара с заданными параметрами.

Если провести процесс парообразования при более высоком давлении p_2 , то можно отметить следующие различия. Точка b , соответствующая состоянию 1 кг воды при температуре 0°C и более высоком давлении, остается на той же вертикали, так как вода, как и все жидкости, является практически несжимаемой. Точка b' сместится несколько правее относительно точки a' , так как с ростом давления увеличивается и температура насыщения воды, а, следовательно, и ее температурное расширение. При более высоком давлении p_2 1 кг пара будет занимать несколько меньший объем, чем в предыдущем случае, следовательно, точка b'' будет располагаться левее точки a'' . При дальнейшем подводе теплоты также следует процесс перегрева пара.

Если провести несколько процессов парообразования при различных более высоких давлениях, то характерные точки будут располагаться на диаграмме аналогично. Соединив характерные точки плавными кривыми, получим $p\nu$ -диаграмму процесса парообразования, на которой линия $a-b-c$ – **нулевая изотерма** – характеризует состояние воды при температуре 0°C и различных давлениях. Кривая $a'-b'-c'-K$, на которой находится жидкость при температуре насыщения (кипящая жидкость), называется **нижней пограничной кривой**, а кривая $a''-b''-c''-K$, на которой находится сухой насыщенный пар, – **верхней пограничной кривой**.

Приведенные выше кривые делят диаграмму на три области I, II и III. В области I находится жидкость с температурой от 0°C до температуры насыщения при различных давлениях. В области II находится влажный насыщенный пар с возрастающей слева направо степенью сухости от $x = 0$ на нижней пограничной кривой до $x = 1$ на верхней пограничной кривой. В области III находится перегретый пар с возрастающей слева направо степенью перегрева.

Точка пересечения пограничных кривых K называется **критической точкой**, а параметры вещества в этой точке – **критическими**.

Критической точкой называют состояние вещества, характеризуемое критическими параметрами – температурой $t_{кр}$, давлением $p_{кр}$ и удельным объемом $v_{кр}$ или плотностью $\rho_{кр}$, при которых исчезают различия между жидкой и газообразной фазами. В критической точке плотность жидкости и ее насыщенного пара становятся равны, а поверхностное натяжение жидкости и граница раздела фаз жидкость–пар исчезают.

Для воды критические параметры имеют следующие значения:

$$p_{кр} = 22,115 \text{ МПа}; \quad t_{кр} = 374,15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (T_{кр} = 647,3 \text{ К});$$

$$v_{кр} = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad \rho_{кр} = 306,7 \text{ кг/м}^3. \quad (1.8)$$

Впервые понятие критической температуры было введено Д. И. Менделеевым в 1860 г. Он установил, что при температуре выше критической газ не может быть переведен в жидкость, какое бы высокое давление к нему ни было бы приложено. В табл. 1 приведены критические параметры некоторых наиболее часто применяющихся в технике веществ.

Таблица 1. Критические параметры некоторых наиболее применимых веществ

Вещество	Критические параметры состояния				
	Температура		Давление	Удельный объем	Плотность
	$T_{кр}, \text{ К}$	$t_{кр}, \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{кр}, \text{ МПа}$	$v_{кр} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{кг}$	$\rho_{кр}, \text{ кг/м}^3$
Азот (N_2)	126,1	-147,1	3,90	322	311
Аммиак (NH_3)	405,6	132,4	11,35	311	322
Ацетон ($\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$)	508,7	235,5	4,75	360	278
Водород (H_2)	33,2	-239,9	1,30	3226	31,0
Воздух	132,5	-140,7	3,77	286	350
Гелий (He)	5,25	-267,9	0,23	1443	69,3
Диоксид серы (SO_2)	430,7	157,5	7,88	191	524
Диоксид углерода (CO_2)	304,3	31,2	7,38	214	468
Кислород (O_2)	154,6	-118,6	5,04	233	430
Метан (CH_4)	190,6	-82,4	4,63	617	162
Метанол (CH_3OH)	513,3	240,1	8,09	368	272
Пропан (C_3H_8)	369,9	96,8	4,25	461	217
Пропилен (C_3H_6)	364,9	91,7	4,60	431	232
Сероводород (H_2S)	373,6	100,4	9,01	287	349
Хлор (Cl)	416,9	143,8	7,98	175	573
Этан (C_2H_6)	305,5	32,3	4,87	493	203
Этанол ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$)	516,3	243,1	6,40	362	276
Этилен (C_2H_4)	282,4	9,2	5,04	465	215
Эфир ($\text{C}_4\text{H}_{10}\text{O}$)	466,6	193,4	3,61	385	260

Вещество, находящееся при температуре и давлении выше их критических значений, называется *сверхкритическим флюидом*. В сверхкритическом состоянии вещество обладает промежуточными

свойствами между его свойствами в газообразной и жидкой фазе. Так, сверхкритический флюид обладает высокой плотностью, близкой к жидкости, и в то же время – низкой вязкостью (как газы).

1.4. Процесс парообразования в Ts -диаграмме

В pV - и Ts -диаграммах каждой точке соответствует определенное состояние вещества, а каждой точке одной диаграммы соответствует вполне определенная точка другой диаграммы. Поэтому для построения Ts -диаграммы воспользуемся полученной ранее pV -диаграммой, перенеся ее по точкам в систему координат Ts . Перенесем процесс парообразования $a-a'-a''-a_n$ при давлении p_1 , равном атмосферному $p_{\text{атм}}$. Поскольку энтропия воды при температуре 0°C считается равной нулю, то точка a в системе координат Ts (рис. 4) будет находиться на оси ординат на $273,16\text{ K}$ выше начала координат (абсолютного нуля).

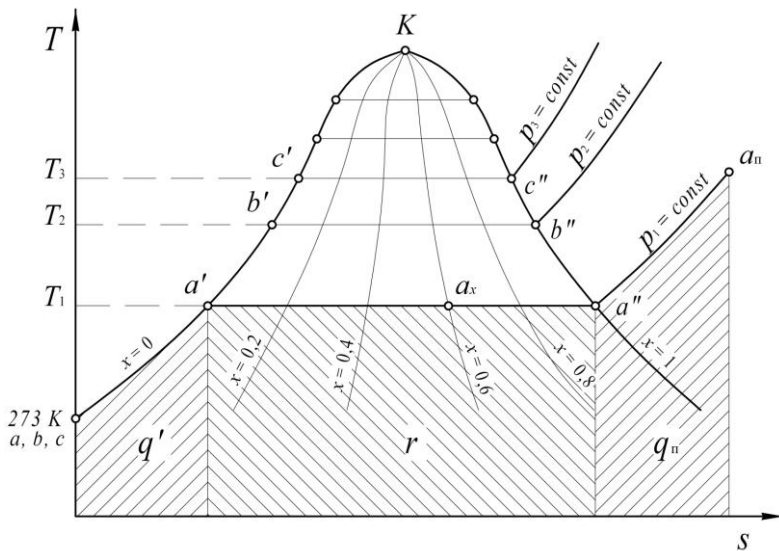


Рис. 4. Процесс парообразования в Ts -диаграмме

Количество теплоты, необходимое для нагрева 1 кг воды от температуры 0°C до температуры насыщения при данном давлении, называют **теплотой жидкости** и обозначают q' .

Процесс нагревания воды от 0°C до температуры насыщения t_n изображается логарифмической кривой $a-a'$, так как энтропия кипящей жидкости s' связана с температурой насыщения выражением

$$s' = 4,19 \ln \frac{T_n}{273}, \quad (1.9)$$

где 4,19 – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

Процесс парообразования протекает при постоянной температуре, равной температуре насыщения t_n , соответствующей данному давлению, и изображается горизонтальным отрезком $a'-a''$, причем длина этого отрезка равна разности энтропий сухого насыщенного пара и кипящей жидкости, т. е.

$$a'a'' = s'' - s' = \frac{r}{T_n}, \quad (1.10)$$

где r – теплота парообразования, кДж/кг.

Количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар при данном давлении, называется **теплотой парообразования** и обозначается r .

Энтропия сухого насыщенного пара определяется по формуле

$$s'' = s' + \frac{r}{T_n} = 4,19 \ln \frac{T_n}{273} + \frac{r}{T_n}. \quad (1.11)$$

Энтропия перегретого пара может быть найдена из выражения

$$s_n = s'' + C_{pmn} \ln \frac{T_n}{T_n}, \quad (1.12)$$

где C_{pmn} – средняя удельная изобарная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг · К).

Процесс перегрева пара в Ts -диаграмме в соответствии с выражением (1.12) изображается логарифмической кривой $a''-a_n$. Количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый пар с требуемой температурой при постоянном давлении, называется **теплотой перегрева** и обозначается q_n .

При более высоких давлениях ($p_2 > p_1$, $p_3 > p_2$) точки b и c будут совпадать с точкой a , так как температура воды в них равна 0 °С, а логарифмические кривые $b-b'$ и $c-c'$ будут накладываться на $a-a'$ и одна на другую, поскольку они описываются одним уравнением (1.9), с той лишь разницей, что точка b' будет расположена выше точки a' , так как $T_2 > T_1$, а точка c' будет выше точки b' , потому что $T_3 > T_2$.

Отрезки $b'-b''$ и $c'-c''$, изображающие процессы парообразования при давлениях p_2 и p_3 , будут соответственно меньше отрезка $a'-a''$, потому что разность $s'' - s'$ в выражении (1.10) с повышением давления уменьшается за счет снижения теплоты парообразования r и ростом температуры насыщения T_n .

Соединив плавными кривыми точки a' , b' , c' и a'' , b'' , c'' , получим соответственно нижнюю и верхнюю пограничные кривые (см. рис. 4), а в месте их пересечения – критическую точку K . В области, расположенной левее нижней пограничной кривой ($x = 0$), находится жид-

кость, а правее и выше верхней пограничной кривой ($x = 1$) – перегретый пар. Между пограничными кривыми располагается область влажного насыщенного пара, в которой наносятся кривые постоянной степени сухости ($x = 0,2; 0,4; 0,6$ и т. д.). Эти кривые получаются делением горизонтальных отрезков $a'-a''$, $b'-b''$, $c'-c''$ и т. д. на равное число частей и последующим соединением одноименных точек. Область диаграммы, лежащая ниже изотермы тройной точки воды (273,16 К), изображает различные состояния смеси пара и льда.

Ts -диаграмма воды и водяного пара играет важную роль при выполнении теплотехнических расчетов, поскольку она позволяет графически определить количество теплоты, необходимое для осуществления того или иного процесса. Количество теплоты, подводимой (или отводимой) в процессе к 1 кг воды или водяного пара, равно площади под линией данного процесса. Поэтому в Ts -диаграмме площадь под линией процесса $a-a'$ равна теплоте жидкости q' (см. рис. 4), площадь под линией $a'-a''$ – теплоте парообразования r , а площадь под линией процесса $a''-a_n$ – теплоте перегрева пара q_n .

1.5. Процесс парообразования в hs -диаграмме

В 1904 г. немецкий теплотехник Рихард Мольте предложил использовать для определения параметров водяного пара hs -диаграмму, составленную им для интервала давлений от 0,001 до 30 МПа и температур от 20 до 700 °С. Преимуществом hs -диаграммы по сравнению с Ts -диаграммой является то, что количество теплоты, участвующей в различных изобарных процессах, в ней изображается отрезками линий, а не площадями, как в Ts -диаграмме. Кроме того, hs -диаграмма водяного пара позволяет определять основные параметры пара – энтальпию, энтропию, температуру, удельный объем, степень сухости и давление графическим способом без применения формул и таблиц.

При построении hs -диаграммы, схематически приведенной на рис. 5, по оси абсцисс откладывается энтропия пара s (кДж/(кг·К)), а по оси ординат – энтальпия h (кДж/кг). За начало координат принято состояние воды в тройной точке ($T = 273,16$ К, $p = 611$ Па), в которой $s_0 = 0$ и $h_0 = 0$ и откуда выходит нижняя пограничная кривая.

По данным таблиц воды и водяного пара на диаграмму наносят нижнюю ($x = 0$) и верхнюю ($x = 1$) пограничные кривые, сходящиеся в критической точке K . Верхняя пограничная кривая, на которой находится сухой насыщенный пар, разделяет диаграмму на две области: ниже нее находится влажный насыщенный пар с различной степенью сухости, а выше нее – перегретый пар.

На диаграмму наносится сеть изобар и изотерм (рис. 5). Изобары в области влажного насыщенного пара совпадают с изотермами и представляют собой наклонные отрезки прямых, начинающиеся на нижней

пограничной кривой и заканчивающиеся на верхней, причем чем выше давление, а, следовательно, и температура насыщения пара, тем больше тангенс угла наклона отрезка к оси абсцисс.

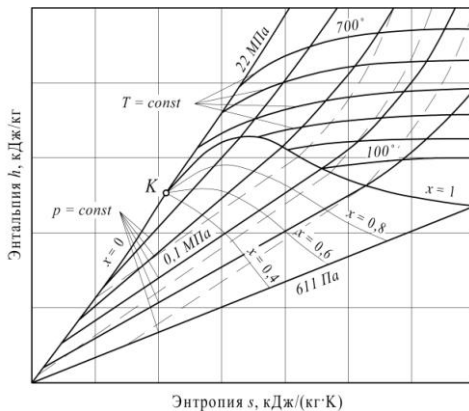


Рис. 5. Процесс парообразования в hs -диаграмме

При переходе через верхнюю пограничную кривую изотермы и изобары расходятся. В области перегретого пара изобары представляют собой логарифмические кривые, а изотермы поднимаются слева вверх направо и по мере удаления от верхней пограничной кривой асимптотически приближаются к горизонтали.

Также на hs -диаграмме наносят сеть изохор, представляющих собой логарифмические кривые, располагающиеся несколько круче соседних изобар и изображенные пунктирными линиями. Кроме того, в области влажного насыщенного пара наносят сеть линий постоянной степени сухости пара ($x = 0,8; 0,6; 0,4$ и т. д.).

Поскольку в технике используется влажный насыщенный пар с высокой степенью сухости и перегретый пар, то для практических расчетов используют не всю hs -диаграмму, представленную на рис. 5, а только ее правую верхнюю часть со степенью сухости пара от 0,7 и выше. Использование только необходимой части hs -диаграммы, приведенной в прил. 1, позволяет увеличить ее масштаб и нанести более подробную сеть изобар, изотерм, изохор и других линий и повысить точность выполняемых с ее использованием расчетов.

1.6. Определение параметров влажного насыщенного и перегретого пара

Параметры кипящей воды и сухого насыщенного пара приводятся в

специальных таблицах, а параметры влажного насыщенного и перегретого пара могут быть определены при помощи h_s -диаграммы или расчетным способом, который и рассмотрим подробнее.

Если взять 1 кг влажного насыщенного пара со степенью сухости x , то он представляет собой смесь, состоящую из $(1 - x)$ кг кипящей воды и x кг сухого насыщенного пара. Тогда удельный объем влажного насыщенного пара v_x может быть найден, как сумма объемов, занимаемых кипящей водой $(1 - x)v'$ и сухим насыщенным паром xv'' , т. е.

$$v_x = (1 - x)v' + xv'' . \quad (1.13)$$

Однако, учитывая, что в современных паровых котлах и паросиловых установках вырабатывается и используется пар со степенью сухости $x \geq 0,9$, а удельный объем сухого насыщенного пара v'' при нормальном давлении примерно в 1600 раз больше удельного объема кипящей воды v' , то первым слагаемым в уравнении (1.13) можно пренебречь ввиду его малости и считать

$$v_x \approx xv'' . \quad (1.14)$$

Энтальпия влажного насыщенного пара h_x может быть найдена из выражения

$$h_x = h' + rx . \quad (1.15)$$

Для вычисления внутренней энергии влажного насыщенного пара u_x используют соотношение

$$u_x = h_x - pv_x . \quad (1.16)$$

Энтропия влажного насыщенного пара s_x определяется по формуле

$$s_x = s' + \frac{rx}{T_n} = 4,19 \ln \frac{T_n}{273} + \frac{rx}{T_n} . \quad (1.17)$$

Перегретый пар характеризуется более высокой температурой, чем насыщенный пар при том же давлении. Получают перегретый пар из влажного насыщенного пара в специальных аппаратах – пароперегревателях путем подвода к нему некоторого количества теплоты. По своим физическим свойствам перегретый пар приближается к идеальным газам и тем больше, чем выше степень его перегрева.

Состояние перегретого пара, как и влажного насыщенного, определяется двумя любыми параметрами – $p, T; p, v; v, T$ и др. С увеличением степени перегрева пара его температура, удельный объем, энтальпия и энтропия увеличиваются, а плотность уменьшается. Количество теплоты q_n , необходимое для превращения 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый пар с температурой T_n (t_n) при постоянном давлении, определяется по формуле

$$q_n = \int_{T_n}^{T_n} C_{p_n} dT = C_{p_{m_n}}^{T_n} T_n - T_n = C_{p_{m_n}}^{t_n} t_n - t_n , \quad (1.18)$$

где C_{p_n} – удельная изобарная теплоемкость перегретого пара, кДж/(кг · К);

C_{pm_n} – средняя удельная изобарная теплоемкость перегретого пара в интервале температур от t_n до t_n , кДж/(кг · К).

Теплоту перегрева q_n можно также определить на основании первого закона термодинамики по формуле

$$q_n = u_n - u'' + p v_n - v'' \quad , \quad (1.19)$$

или

$$q_n = h_n - h'' \quad . \quad (1.20)$$

Энтальпия перегретого пара может быть найдена как сумма

$$h_n = h'' + q_n = h' + r + q_n \quad , \quad (1.21)$$

или с учетом выражения (1.18)

$$h_n = h' + r + C_{pm_n} (t_n - t_n) \quad . \quad (1.22)$$

Внутреннюю энергию перегретого пара находят из выражения

$$u_n = h_n - p v_n \quad . \quad (1.23)$$

Энтропия перегретого пара также определяется как сумма

$$s_n = s'' + \int_{T_n}^{T_n} C_{p_n} \frac{dT}{T} = s' + \frac{r}{T_n} + C_{pm_n} \ln \frac{T_n}{T_n} \quad , \quad (1.24)$$

или с учетом выражения (1.9)

$$s_n = 4,19 \ln \frac{T_n}{273} + \frac{r}{T_n} + C_{pm_n} \ln \frac{T_n}{T_n} \quad . \quad (1.25)$$

2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА

2.1. Методика исследования термодинамических процессов водяного пара

Термодинамические процессы водяного пара могут происходить:

- 1) в области влажного насыщенного пара (рис. 6, процесс 1);
- 2) в области перегретого пара (рис. 6, процесс 2);
- 3) частично в области влажного насыщенного пара и частично в области перегретого пара (рис. 6, процесс 3); причем третий случай является наиболее распространенным.

Задачи, связанные с термодинамическими процессами водяного па-

ра, могут решаться с использованием таблиц воды и водяного пара или с помощью hs -диаграммы. Первый способ является наиболее точным, но и более трудоемким и применяется в тех случаях, когда необходимо получить значения величин с высокой точностью. Второй способ графического определения параметров с помощью hs -диаграммы является более простым и наглядным, но менее точным.

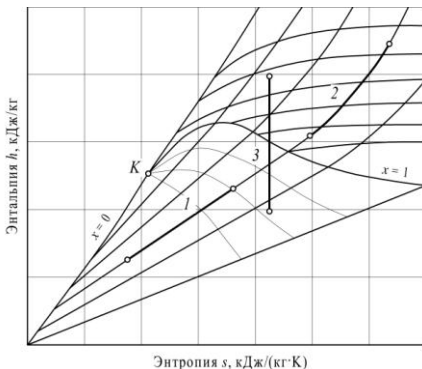


Рис. 6. Термодинамические процессы водяного пара в hs -диаграмме

При решении задач, связанных с термодинамическими процессами водяного пара, обычно определяют: начальные и конечные параметры состояния пара, изменение в процессе внутренней энергии, энтальпии и энтропии, степень сухости или перегрева пара, а также работа расширения пара и количество теплоты, участвующей в процессе.

Общая методика расчета термодинамических процессов водяного пара с помощью hs -диаграммы заключается в следующем. По известным одному (для сухого насыщенного пара) или любым двум параметрам (p_1 , v_1 , h_1 , s_1 , x или t_n) находят точку 1 начального состояния пара, из которой определяют остальные неизвестные начальные параметры. Из полученной точки проводят линию процесса до достижения паром какого-то заранее известного конечного параметра и получают точку 2 окончания процесса, из которой определяют остальные неизвестные конечные параметры состояния пара (p_2 , v_2 , h_2 , s_2 , t_n , x или t_n). После этого определяют изменение внутренней энергии Δu , находят количество подведенной (отведенной) теплоты q и совершенной (затраченной) в процессе работы l .

При анализе работы различных паросиловых установок большое значение имеют изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы изменения состояния пара, которые и рассмотрим далее.

2.2. Изохорный процесс

Изохорный процесс изменения состояния водяного пара в hs -диаграмме представлен на рис. 7. Из диаграммы видно, что нагреванием влажного пара при постоянном объеме его можно перевести как в сухой насыщенный, так и в перегретый.

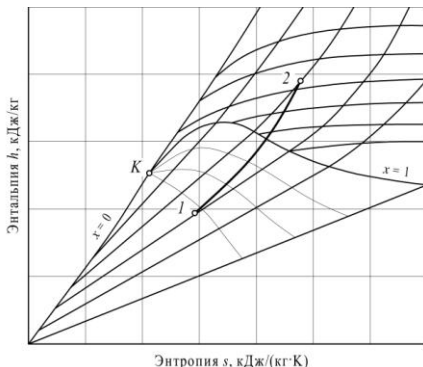


Рис. 7. Изохорный процесс водяного пара в hs -диаграмме

В изохорном процессе работа расширения равна нулю ($l = 0$), поскольку объем пара не изменяется, следовательно, подведенная теплота расходуется только на изменение внутренней энергии пара:

$$q_v = \Delta u, \quad (2.1)$$

где
$$\Delta u_{1-2} = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (2.2)$$

2.3. Изобарный процесс

В hs -диаграмме изобара в области влажного насыщенного пара изображается отрезком прямой наклонной линии, а в области перегретого пара представляет собой кривую, направленную выпуклостью вниз (рис. 8).

Изменение внутренней энергии пара в изобарном процессе определяется по формуле

$$\Delta u_{1-2} = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1). \quad (2.3)$$

Работа расширения пара находится из выражения

$$l_{1-2} = p(v_2 - v_1), \quad (2.4)$$

а количество подведенной теплоты

$$q_{1-2} = h_2 - h_1. \quad (2.5)$$

Значения всех необходимых для расчета величин берутся из таблиц воды и водяного пара или находятся по hs -диаграмме.

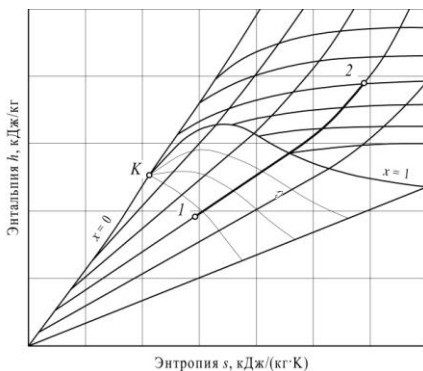


Рис. 8. Изобарный процесс водяного пара в hs -диаграмме

2.4. Изотермический процесс

В hs -диаграмме изотерма в области влажного пара совпадает с изобарой и представляет собой отрезок прямой наклонной линии (рис. 9). В области перегретого пара изотерма изображается кривой, обращенной выпуклостью вверх и переходящей в горизонтальную прямую с увеличением давления пара.

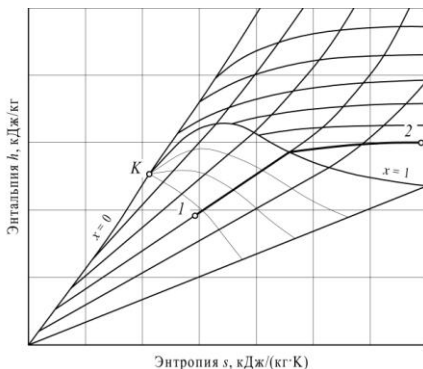


Рис. 9. Изотермический процесс водяного пара в hs -диаграмме

Изотермический процесс изменения состояния водяного пара в от-

личие от идеальных газов сопровождается изменением внутренней энергии, которое составляет

$$\Delta u_{1-2} = h_2 - h_1 - p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad (2.6)$$

Количество подведенной теплоты в процессе

$$q_{1-2} = T \cdot s_2 - s_1 \quad (2.7)$$

Работа расширения пара может быть определена по формуле

$$l_{1-2} = q - \Delta u \quad (2.8)$$

2.5. Адиабатный процесс

Адиабатный процесс совершается без подвода и отвода теплоты, и энтропия рабочего тела при обратимом процессе остается постоянной $s = \text{const}$. Поэтому в hs -диаграмме адиабата представляет собой вертикальный отрезок прямой (рис. 10).

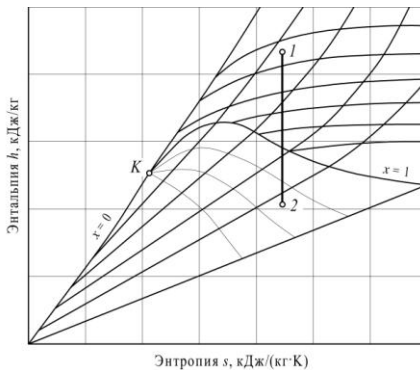


Рис. 10. Адиабатный процесс водяного пара в hs -диаграмме

В адиабатном процессе $q = 0$, а изменение внутренней энергии определяется из уравнения (2.6)

$$\Delta u_{1-2} = h_2 - h_1 - p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad (2.9)$$

Работа в адиабатном процессе на основании первого закона термодинамики определяется из выражения

$$l_{1-2} = -\Delta u \quad (2.9)$$

3. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

3.1. Основные понятия и определения

В естественных условиях воздух всегда содержит водяной пар, поэтому газовую смесь, состоящую из сухого воздуха и водяного пара, называют *влажным воздухом*. Водяной пар находится во влажном воздухе под низким парциальным давлением, следовательно, его можно рассматривать, как идеальный газ, а влажный воздух – как идеальную газовую смесь. Таким образом, к влажному воздуху могут применяться законы и уравнения состояния идеальных газов.

На основании закона Дальтона можно сделать вывод, что давление влажного воздуха (атмосферное давление) равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара, т. е.

$$p = p_v + p_n. \quad (3.1)$$

Водяной пар во влажном воздухе может находиться в одном из трех состояний, характеризующихся точками 1, 2 и 3 на рис. 11.

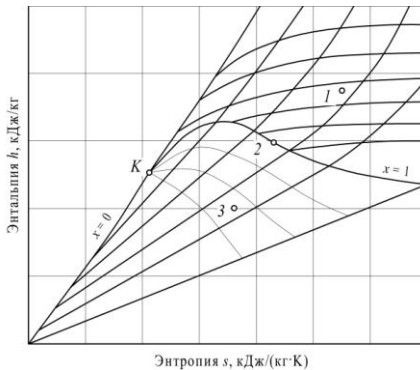


Рис. 11. Основные состояния водяного пара во влажном воздухе в hs -диаграмме

Точка 1 – водяной пар находится в воздухе в виде перегретого пара, такой воздух является ненасыщенным влагой и может поглотить еще какое-то ее количество, т. е. может использоваться для сушки.

Для такого пара характерны следующие отношения:

$$v_p > v_n; \quad \rho_p < \rho_n; \quad p_p < p_n,$$

где v_p , ρ_p и p_p – удельный объем, плотность и парциальное давление пара во влажном воздухе;

v_n , ρ_n и p_n – удельный объем, плотность и парциальное давление насыщенного пара во влажном воздухе.

Точка 2 – водяной пар находится в воздухе в виде сухого насыщенного пара, такой воздух полностью насыщен влагой и при понижении температуры часть влаги выпадает из него в виде тумана или росы.

Для такого пара

$$v_n = v_n; \quad \rho_n = \rho_n; \quad p_n = p_n.$$

Температура, до которой необходимо охладить ненасыщенный влажный воздух, чтобы содержащийся в нем перегретый пар стал сухим насыщенным, называется *температурой точки росы*, или *точкой росы*, и обозначается t_p .

Точка 3 – водяной пар находится в воздухе в виде влажного насыщенного пара. Такой воздух перенасыщен влагой, и часть влаги находится в нем в виде мельчайших капелек.

В этом случае

$$v_n < v_n; \quad \rho_n > \rho_n; \quad p_n = p_n.$$

Масса водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, называется *абсолютной влажностью* воздуха. Она равна плотности водяного пара ρ_n во влажном воздухе при его парциальном давлении p_n и температуре газовой смеси.

Отношение абсолютной влажности ненасыщенного воздуха к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре называется *относительной влажностью* и обозначается φ :

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n}. \quad (3.2)$$

Относительная влажность может выражаться в долях единицы или в процентах и изменяться в пределах от $\varphi = 0$ (сухой воздух) до $\varphi = 1$ (100 %) (воздух, насыщенный влагой).

На основании уравнения Клапейрона можно записать

$$p_n = R_n \rho_n T; \quad p_n = R_n \rho_n T, \quad (3.3)$$

тогда отношение плотностей в выражении (3.2) можно заменить отношением давлений:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n}. \quad (3.4)$$

Отношение массы пара m_n , находящегося во влажном воздухе, к массе содержащегося в нем сухого воздуха m_b , называется *влажностью воздуха* и обозначается d :

$$d = \frac{m_n}{m_b}, \quad (3.5)$$

т. е. это количество водяного пара, содержащееся в 1 кг сухого воздуха или в $(1 + d)$ кг влажного воздуха. Влажность может быть выражено в граммах на килограмм сухого воздуха (г/кг) или в килограмм-

мах на килограмм сухого воздуха (кг/кг).

Влагосодержание d можно определить, разделив почленно уравнения состояния для сухого воздуха

$$p_b V = m_b R_b T$$

и водяного пара

$$p_n V = m_n R_n T,$$

находящихся в данном объеме (м^3) влажного воздуха:

$$\frac{p_b}{p_n} = \frac{m_b R_b}{m_n R_n} = \frac{1}{d} \cdot \frac{287}{461} = \frac{0,622}{d},$$

откуда, выразив парциальное давление воздуха p_b из выражения (3.1)

$$p_b = p - p_n$$

и парциальное давление пара p_n из отношения (3.4)

$$p_n = \varphi \cdot p_n,$$

окончательно получим

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p_b} = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_n}{p - \varphi \cdot p_n}. \quad (3.6)$$

Как видно из полученного выражения, влагосодержание d зависит от относительной влажности φ и парциального давления насыщенного пара p_n , которые, в свою очередь, зависят от температуры. Так, например, при температуре $t = 0$ °С парциальное давление насыщенного пара составляет $p_n = 0,61$ кПа, а при $t = 20$ °С соответственно $p_n = 2,33$ кПа.

3.2. Плотность, энтальпия и газовая постоянная влажного воздуха

Плотность влажного воздуха может быть найдена как сумма плотностей сухого воздуха и пара:

$$\rho = \rho_b + \rho_n. \quad (3.7)$$

Плотность сухого воздуха можно выразить через его удельный объем:

$$\rho_b = \frac{1}{v_b},$$

а удельный объем – из уравнения состояния 1 кг идеального газа:

$$\rho_b = \frac{p_b}{R_b T} = \frac{p - \varphi \cdot p_n}{R_b T}. \quad (3.8)$$

Плотность водяного пара

$$\rho_n = \varphi \cdot \rho_n''. \quad (3.9)$$

Тогда, подставив в выражение (3.7) значение ρ_b из (3.8) и ρ_n из (3.9), для плотности влажного воздуха окончательно получим

$$\rho = \frac{p - \varphi \cdot p_n}{R_b T} + \varphi \cdot \rho''.$$

Энтальпия влажного воздуха определяется как сумма энтальпий сухого воздуха и водяного пара, т. е.

$$h = h_b + h_n \cdot d. \quad (3.10)$$

Энтальпия сухого воздуха

$$h_b = C_p \cdot t = 1,005 \cdot t \approx t, \quad (3.11)$$

а энтальпия водяного пара

$$h_n = 2490 + 1,93 \cdot t, \quad (3.12)$$

где 2490 – теплота парообразования, кДж/кг;

1,93 – теплоемкость водяного пара, кДж/кг·К.

Тогда для энтальпии влажного воздуха, подставив в выражение (3.10) значения h_b из (3.11) и h_n из (3.12), получим

$$h = t + 2490 + 1,93 \cdot t \cdot d. \quad (3.13)$$

Газовая постоянная влажного воздуха может быть найдена из выражения

$$R = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}.$$

Молярная масса влажного воздуха $\mu_{\text{см}}$ находится по формуле

$$\mu_{\text{см}} = \sum \mu_i r_i,$$

где объемную долю i -го компонента r_i выразим из зависимости

$$p_i = p \cdot r_i, \quad \text{откуда} \quad r_i = \frac{p_i}{p}.$$

Тогда молярная масса влажного воздуха

$$\mu_{\text{см}} = \mu_b \frac{p_b}{p} + \mu_n \frac{p_n}{p} = 29 \frac{p - p_n}{p} + 18 \frac{p_n}{p} = 29 - 11 \frac{\varphi p_n}{p},$$

и для определения газовой постоянной влажного воздуха окончательно получим выражение

$$R = \frac{8314}{29 - 11 \frac{\varphi p_n}{p}}. \quad (3.14)$$

3.3. *h**d*-диаграмма и основные процессы влажного воздуха

Для определения параметров влажного воздуха графическим методом используют *h**d*-диаграмму, предложенную профессором Л. К. Рамзиным в 1918 г. и изображенную на рис. 12. На диаграмме по оси абсцисс отложены значения влагосодержания d (г/кг), а по оси ор-

динат – энтальпии (кДж/кг). Линии постоянного влагосодержания представляют собой вертикальные прямые, а линии постоянной энтальпии – прямые, расположенные под углом 135° к оси ординат.

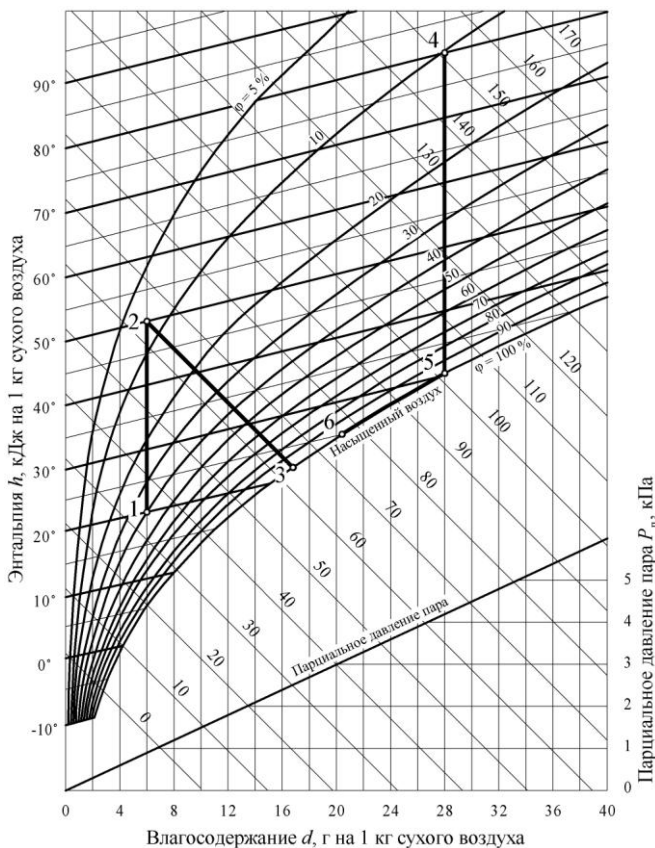


Рис. 12. hd -диаграмма влажного воздуха

Кроме того, на диаграмме имеются линии постоянной температуры влажного воздуха – изотермы и линии постоянной относительной влажности воздуха, нижняя из которых – линия полного насыщения воздуха ($\varphi = 100\%$).

Наклонная линия в нижней части диаграммы – прямая парциального давления пара, справа внизу – шкала парциального давления пара.

С помощью hd -диаграммы по известным температуре t и относи-

тельной влажности φ могут быть определены энтальпия h и влагосодержание d воздуха, а по величине d можно определить парциальное давление водяного пара во влажном воздухе p_n . Кроме того, по диаграмме для каждого состояния влажного воздуха можно определить температуру точки росы t_p , т. е. температуру, при достижении которой воздух будет полностью насыщен влагой.

Процесс нагревания влажного воздуха осуществляется при постоянном влагосодержании ($d = \text{const}$) и на диаграмме изображается вертикальным отрезком. В качестве примера на рис. 12 изображен процесс 1–2 нагревания воздуха от $t_1 = 20$ °С при начальной относительной влажности $\varphi_1 = 40$ % до $t_2 = 50$ °С. Количество теплоты, затрачиваемой на нагревание 1 кг влажного воздуха, может быть найдено как разность энтальпий в конечном и начальном состоянии воздуха:

$$q_{1-2} = h_2 - h_1. \quad (3.15)$$

Процесс охлаждения ненасыщенного влажного воздуха также протекает при $d = \text{const}$ и изображается вертикальным отрезком 4–5 (рис. 12). Однако этот процесс справедлив только до состояния полного насыщения воздуха, т. е. точки 5, в которой $\varphi = 100$ %. При дальнейшем охлаждении (процесс 5–6) происходит частичная конденсация пара и воздух становится пресыщенным влагой, которая будет выпадать из него в виде тумана или росы с уменьшением влагосодержания воздуха. Процесс конденсации условно считается проходящим по линии полного насыщения, т. е. при $\varphi = 100$ %. Количество влаги, выпавшей из воздуха в результате конденсации, равно разности влагосодержаний воздуха в начальном и конечном состоянии:

$$\Delta d_{4-6} = d_4 - d_6. \quad (3.16)$$

Количество теплоты, отданное при охлаждении, определяется так же, как и для процесса нагрева, разностью энтальпий в конечном и начальном состояниях:

$$q_{4-6} = h_6 - h_4. \quad (3.17)$$

При нагреве относительная влажность воздуха φ уменьшается, при охлаждении – увеличивается.

Процесс сушки материалов воздухом заключается в том, что влага, содержащаяся в осушаемых объектах, испаряется и увеличивает влагосодержание воздуха. Как правило, влажный воздух перед подачей в сушильную камеру нагревается для уменьшения его относительной влажности.

Теоретический процесс сушки происходит без потерь теплоты в окружающую среду. В этом случае количество теплоты, отданное воздухом на испарение влаги вместе с паром снова возвращается во влажный воздух, т. е. теоретический процесс сушки протекает при постоянной энтальпии:

$$h = \text{const}.$$

Процесс сушки (испарения влаги) изображен на рис. 12 линией 2–3. Количество влаги, отбираемой 1 кг воздуха в процессе сушки, определяется как разность влагосодержаний в конечном и начальном состоянии воздуха:

$$\Delta d_{2-3} = d_3 - d_2. \quad (3.18)$$

В этом процессе увеличивается относительная влажность воздуха и уменьшается его температура.

4. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

4.1. Уравнение первого закона термодинамики для потока

В современной технике широко распространено течение газов и паров по каналам переменного сечения, например, движение газа через карбюратор или клапанные щели двигателей внутреннего сгорания. Такие энергетические установки, как газовые и паровые турбины, реактивные двигатели, обеспечивают получение работы за счет использования кинетической энергии движущегося газового потока.

Рассмотрим поток газа, протекающий через канал произвольной формы (рис. 13), к которому подводится теплота q .

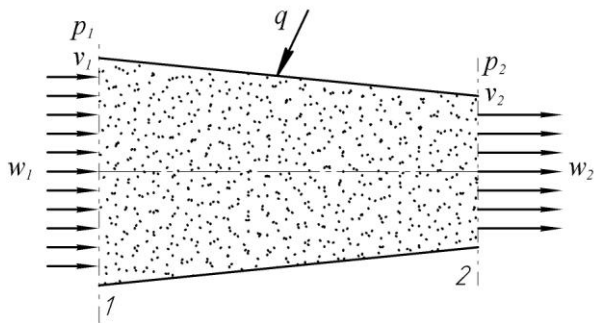


Рис. 13. Схема потока газа через канал произвольной формы

В общем случае уравнение первого закона термодинамики имеет вид [4]

$$q = \Delta u + l. \quad (4.1)$$

В приведенном выражении при отсутствии движения газа работа затрачивается только на преодоление внешних сил при его расширении. В случае движущегося газового потока эта работа складывается из работы против сил давления на входе в канал в сечении 1 (рис. 13) и

на выходе из канала в сечении 2, называемой работой проталкивания, и работы, затрачиваемой на изменение кинетической энергии газового потока. Следовательно, если пренебречь влиянием гравитационных сил и считать, что газом не совершается техническая работа, то уравнение (4.1) принимает следующий вид:

$$q = \Delta u + l_n + l_k, \quad (4.2)$$

где l_n – работа проталкивания;

l_k – работа, затрачиваемая на изменение кинетической энергии потока.

Работа проталкивания может быть определена следующим образом. При прохождении газового потока через сечение 1 (рис. 13) ему необходимо преодолеть давление p_1 , а, так как $p_1 = \text{const}$, то каждый килограмм рабочего тела может занять объем v_1 , лишь затратив на это работу $l_{n1} = -p_1 v_1$.

Для того чтобы пройти через сечение 2, рабочее тело должно вытолкнуть из него такое же количество газа, находящегося в нем под давлением p_2 , т. е. совершив для этого работу $l_{n2} = p_2 v_2$. Тогда работа проталкивания будет

$$l_n = p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (4.3)$$

Работа, затраченная на изменение кинетической энергии одного килограмма газа, вычисляется по формуле

$$l_k = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (4.4)$$

Учитывая выражения (4.3) и (4.4), уравнение (4.2) можем записать в виде

$$q = u_2 - u_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}, \quad (4.5)$$

а поскольку $h = u + pv$, то окончательно получим

$$q = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}, \quad (4.6)$$

или в дифференциальной форме

$$dq = dh + wdw. \quad (4.7)$$

Уравнения (4.6) и (4.7) представляют собой выражения первого закона термодинамики для газового потока, который может быть сформулирован следующим образом: **теплота, подводимая к потоку рабочего тела, затрачивается на увеличение энтальпии рабочего тела и увеличение кинетической энергии потока.**

Сравним полученное выражение (4.7) с выражением первого закона термодинамики, где теплота, подводимая к термодинамической системе, выражена через изменение энтальпии системы и полезную (располагаемую) работу [4]:

$$dq = dh - vdp . \quad (4.8)$$

Поскольку левые части выражений (4.7) и (4.8) равны, можем приравнять их правые части, в результате чего получим

$$wdw = -vdp . \quad (4.9)$$

Из уравнения (4.9) следует, что если давление по движению потока падает ($dp < 0$), то газ расширяется и скорость потока возрастает ($dw > 0$), и наоборот, если давление повышается ($dp > 0$), то газ сжимается и его скорость уменьшается ($dw < 0$).

4.2. Процесс истечения пара в hs -диаграмме

Истечением называется ускоренное движение газа через относительно короткие каналы специальной формы – сопла, в которых происходит падение давления. Если в каналах происходит уменьшение скорости движения и увеличение давления, то такие каналы называются диффузорами.

На рис. 14, а изображен сосуд 1 неограниченной емкости, в котором находится рабочее тело – пар с параметрами состояния p_1, v_1, t_1 .

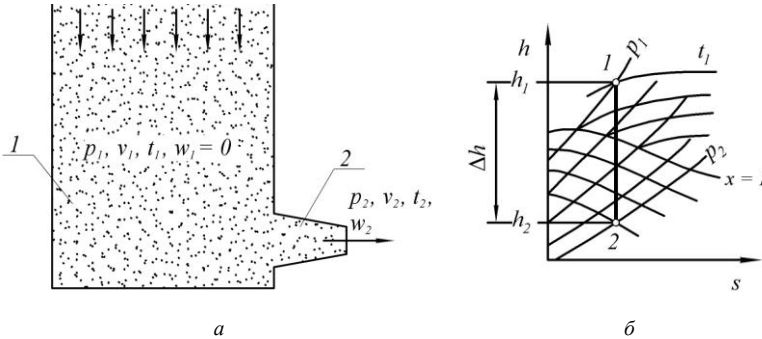


Рис. 14. Схема процесса истечения из сосуда неограниченного объема (а):
1 – сосуд; 2 – сопло;
теоретический процесс истечения пара в hs -диаграмме (б)

Рабочее тело вытекает в среду с давлением $p_2 < p_1$ через отверстие в стенке сосуда. Параметры состояния пара в среде с давлением p_2 обозначим соответственно через v_2 и t_2 . Для придания нужного направления струе пара, вытекающего из сосуда, в отверстие с наружной стороны стенки установлено сопло 2, имеющее форму суживающегося усеченного конуса. Обозначим скорость пара в сосуде через w_1 , а скорость пара, вытекающего из сопла – w_2 . Обычно скорость пара в сосуде w_1 пренебрежимо мала по сравнению со скоростью пара w_2 , вытекающего из сопла, поэтому при выполнении расчетов принимают

$w_1 = 0$, а скорость w_2 обозначают просто w .

Ввиду малой длины сопла и времени пребывания пара в нем теплообменом со стенками можно пренебречь и считать, что $q = 0$. Тогда уравнение первого закона термодинамики для потока (4.6) примет вид

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{w^2}{2},$$

или

$$h_1 - h_2 = \frac{w^2}{2}, \quad (4.10)$$

т. е. при адиабатном истечении пара уменьшение его энтальпии равно увеличению кинетической энергии потока пара.

Следовательно, работа l_k , затрачиваемая на изменение кинетической энергии потока, в соответствии с формулой (4.4) может быть определена через изменение энтальпии и графически в hs -диаграмме будет изображаться отрезком Δh , соответствующим разности энтальпий $h_1 - h_2$ (рис. 14, б).

Скорость истечения пара из сопла определится из уравнения (4.10):

$$w = \sqrt{2 h_1 - h_2}. \quad (4.11)$$

Если значения удельных энтальпий выражены в килоджоулях на килограмм, то формула (4.11) принимает вид

$$w = 44,72\sqrt{h_1 - h_2}. \quad (4.12)$$

Для идеальных газов с учетом особенностей адиабатного расширения скорость истечения из сопла

$$w = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (4.13)$$

где k – показатель адиабаты.

4.3. Процесс дросселирования пара в hs -диаграмме

Дросселированием называется необратимый процесс снижения давления газа при прохождении его через местное сужение проходного сечения без совершения газом внешней работы и без подвода или отвода теплоты. Любое сопротивление в трубопроводе (вентиль, задвижка, шайба, кран, клапан и т. д.) вызывает дросселирование газа, а, следовательно, и падение давления.

Процесс дросселирования протекает следующим образом. При прохождении пара через сужение давление падает и в самом узком месте потока (рис. 15, а) достигает минимального значения. Падение давления сопровождается ростом скорости, которая в этом месте достигает максимального значения. При дальнейшем течении происходит

постепенный рост давления до некоторого значения p_2 за счет частичного перехода кинетической энергии струи в потенциальную – энергию давления. Однако давление не восстанавливается до начального значения p_1 , так как часть кинетической энергии струи тратится на преодоление трения и завихрений. Энергия, затраченная на преодоление трения и завихрений, в виде теплоты воспринимается рабочим телом, вследствие чего возрастают его удельный объем и энтропия.

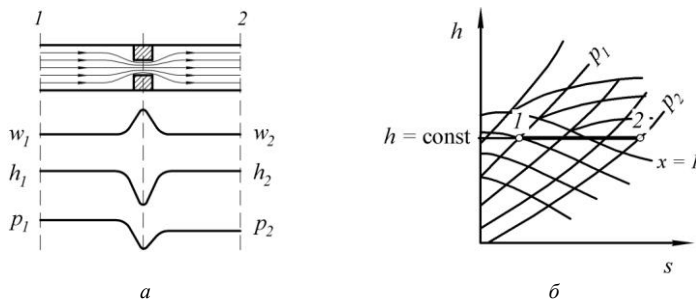


Рис. 15. Схема процесса дросселирования пара (а); теоретический процесс дросселирования пара в hs -диаграмме (б)

При отсутствии теплообмена потока пара с окружающей средой в соответствии с уравнением (4.6) будем иметь

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}, \quad (4.14)$$

где h_1 и h_2 – энтальпия пара в сечениях 1 и 2 (рис. 15, а).

Учитывая, что скорость в сечениях 1 и 2 изменяется незначительно, изменением кинетической энергии при дросселировании можно пренебречь и считать правую часть равенства (4.14) равной нулю, тогда

$$h_1 = h_2. \quad (4.15)$$

Полученное выражение (4.15) показывает, что в результате процесса дросселирования энтальпия пара не изменяется. Следовательно, в hs -диаграмме процесс дросселирования пара изображается горизонтальным отрезком 1–2 (рис. 15, б).

При дросселировании увеличивается энтропия пара и снижается его работоспособность, однако этот процесс находит широкое применение в технике. Эффект дросселирования применяется в расходомерах переменного давления, в которых расход газа измеряется по перепаду давления Δp перед и после сужения проходного канала трубопровода (диафрагма или трубка Вентури). Дросселирование также применяется в компрессорных холодильных установках в качестве средства обеспечения перепада давления для испарения жидкого хладагента.

5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В КОМПРЕССОРЕ

5.1. Процессы в идеальном компрессоре

Компрессор – машина или устройство для сжатия и перемещения газов. По принципу действия все компрессоры можно разделить на две группы: объемные и динамические.

В машинах объемного действия рабочий процесс осуществляется в результате изменения объема рабочей камеры (поршневые, винтовые, мембранные и др.).

В компрессорах динамического действия газ сжимается в результате подвода механической энергии от вала и дальнейшего взаимодействия рабочего вещества с лопатками ротора. В зависимости от направления движения потока и типа рабочего колеса такие машины подразделяют на центробежные и осевые.

Несмотря на конструктивные различия термодинамические принципы работы всех компрессоров аналогичны, поэтому рассмотрим рабочий процесс на примере идеального одноступенчатого поршневого компрессора (рис. 16). Идеальным считают компрессор, в котором отсутствуют вредный объем (объем между головкой цилиндра и поршнем при положении его в верхней мертвой точке), утечки газа и потери на трение, а процессы всасывания и нагнетания происходят при постоянном давлении.

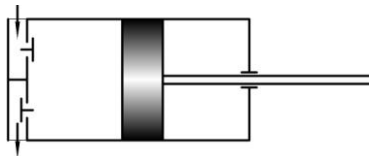


Рис. 16. Схема одноступенчатого поршневого компрессора

Принцип действия поршневого компрессора следующий: при движении поршня слева направо в цилиндре компрессора создается разрежение, под действием которого открывается всасывающий клапан и цилиндр заполняется газом. Процесс всасывания изображается на pV -диаграмме линией $4-1$ (рис. 17, a) и происходит при давлении p_1 , которое чаще всего равно атмосферному. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается и газ сжимается по линии $1-2$ до давления p_2 , после чего открывается нагнетательный клапан и газ выталкивается поршнем в резервуар, из которого далее поступает к потребителям. Процесс нагнетания изображается линией $2-3$ и заканчивается с приходом поршня в верхнюю мертвую точку, после чего на-

гнетательный клапан закрывается. С началом нового хода поршня давление в цилиндре падает от p_2 до p_1 теоретически мгновенно по линии 3–4 и весь цикл повторяется. Таким образом, рабочий процесс компрессора совершается за два последовательных хода поршня, т. е. компрессор представляет собой двухтактную машину.

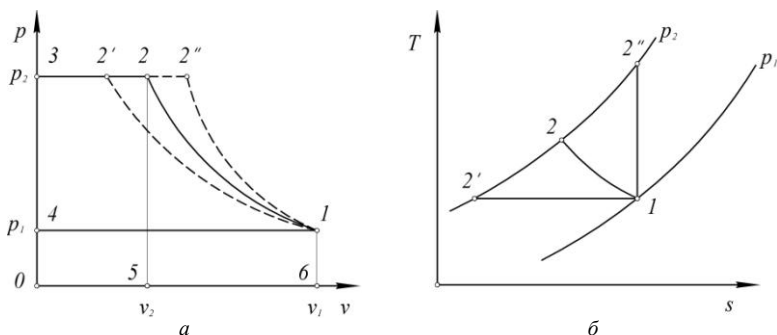


Рис. 17. Индикаторная диаграмма идеального одноступенчатого поршневого компрессора (а); процесс сжатия в Ts -диаграмме (б)

Следует отметить, что процессы всасывания 4–1 и нагнетания 2–3 не являются термодинамическими, так как происходят с переменным количеством газа, а процесс сжатия 1–2 – термодинамический процесс, так как количество газа в нем не изменяется.

Как видно из диаграммы (рис. 17, а), при одном и том же конечном давлении p_2 конечный объем v_2 может быть различным в зависимости от характера процесса сжатия 1–2. Теоретически сжатие может происходить по линии 1–2' – изотерме ($n = 1$), что возможно при идеальном охлаждении компрессора. В этом случае работа, затрачиваемая на привод компрессора для сжатия 1 кг газа и равная площади криволинейной трапеции 12'34, будет минимальной.

При наличии идеальной тепловой изоляции сжатие будет происходить по адиабате 1–2'' ($n = k$). Тогда работа, затрачиваемая на привод компрессора и равная площади криволинейной трапеции 12''34, будет максимальной.

Следовательно, применение изотермического сжатия в компрессоре является энергетически наиболее выгодным. Для того чтобы приблизить процесс сжатия к изотермическому, в компрессорах применяются воздушные или жидкостные системы охлаждения, однако на практике достичь изотермического сжатия не удастся и в действительности сжатие происходит по политропе с показателем $n = 1,18 \dots 1,25$. Чем интенсивнее будет охлаждаться газ при сжатии, тем меньше будет показатель n и тем больше политропа сжатия будет приближаться к

изотерме. С уменьшением теплообмена показатель n увеличивается и политропа сжатия смещается в сторону адиабаты.

При одном и том же отношении давлений $\frac{P_2}{P_1}$ и одинаковой начальной температуре T_1 конечная температура сжатого газа T_2 зависит от показателя политропы сжатия n и может быть найдена из выражения [4]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (5.1)$$

откуда

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (5.2)$$

Например, при давлении всасывания, равном атмосферному $p_1 = 0,1$ МПа, начальной температуре воздуха $t_1 = 16$ °С и конечной температуре $t_2 = 160$ °С при политропном сжатии давление можно увеличить в 4 раза, а при политропном при $n = 1,2$ – в 10 раз [2]. Зависимость температуры T_2 в конце сжатия от характера процесса иллюстрируется Ts -диаграммой, приведенной на рис. 17, б, из которой видно, что самым невыгодным процессом сжатия является адиабатный процесс $1-2''$, поскольку значение температуры T_2 в нем максимально.

5.2. Определение работы в идеальном компрессоре

Работа l_o , затрачиваемая на привод в идеальном одноступенчатом компрессоре для сжатия 1 кг газа, графически изображается площадью 1234 (рис. 17, а) и может быть подсчитана следующим образом:

$$l_o = \text{пл. } 1234 = \text{пл. } 1256 + \text{пл. } 2305 - \text{пл. } 1406,$$

или

$$l_o = l_{\text{сж}} + l_{\text{нагн}} - l_{\text{всас}} = \int_{v_1}^{v_2} p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1, \quad (5.3)$$

где $l_{\text{сж}}$ – работа сжатия 1 кг газа;

$l_{\text{нагн}}$ – работа нагнетания;

$l_{\text{всас}}$ – работа всасывания.

В зависимости от характера процесса работа сжатия 1 кг газа $l_{\text{сж}}$ может быть определена по формулам для определения работы расширения [4], умноженным на -1 с учетом того, что работа сжатия имеет противоположный знак и является отрицательной. Тогда получим:

для изотермического процесса

$$l_{\text{сж}}^r = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1};$$

для адиабатного процесса

$$l_{\text{сж}}^s = \frac{1}{k-1} p_2 v_2 - p_1 v_1 ;$$

для политропного процесса

$$l_{\text{сж}}^n = \frac{1}{n-1} p_2 v_2 - p_1 v_1 .$$

Тогда работа, затрачиваемая на привод компрессора для сжатия 1 кг газа при изотермическом процессе сжатия, определится из выражения

$$l_o^r = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} + p_2 v_2 - p_1 v_1 .$$

Но так как в изотермическом процессе $p_1 v_1 = p_2 v_2$, то

$$l_o^r = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} . \quad (5.4)$$

Для адиабатного процесса сжатия газа получим выражение

$$l_o^s = \frac{1}{k-1} p_2 v_2 - p_1 v_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 = \frac{k}{k-1} p_2 v_2 - p_1 v_1 ,$$

или, вынося $p_1 v_1$ за скобки,

$$l_o^s = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) .$$

Заменив отношение удельных объемов отношением давлений из выражения [4]

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{n}} ,$$

получим

$$l_o^s = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) . \quad (5.5)$$

Работа, затрачиваемая на привод компрессора для сжатия 1 кг газа при политропном процессе сжатия, по аналогии с адиабатным процессом определится из выражения

$$l_o^n = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) . \quad (5.6)$$

Одноступенчатые компрессоры обычно применяются для получения сжатых газов с давлением до 0,8...1 МПа. Для получения более высоких давлений применяются многоступенчатые компрессоры.

5.3. Многоступенчатое сжатие

Сжатие газов в многоступенчатых компрессорах осуществляется в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным охлаждением газа после каждого цилиндра. В качестве примера рассмотрим работу трехступенчатого компрессора, рабочий процесс которого в p - v - и T - s -координатах представлен на рис. 18.

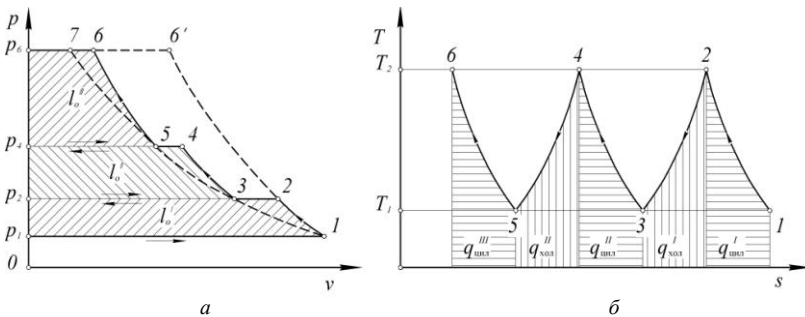


Рис. 18. Индикаторная диаграмма трехступенчатого поршневого компрессора (а); процесс сжатия в T - s -диаграмме (б)

Газ всасывается в цилиндр первой ступени компрессора (процесс p_1 –1 на рис. 18, а), сжимается по политропе 1–2 до давления p_2 и нагнетается в промежуточный холодильник, где охлаждается при постоянном давлении p_2 до начальной температуры T_1 . Из промежуточного холодильника сжатый газ всасывается в цилиндр второй ступени компрессора при том же давлении p_2 . Конечный объем всасывания v_3 меньше объема v_2 , так как газ охлаждается при постоянном давлении. Во второй ступени газ сжимается по политропе 3–4 до давления p_4 , откуда через второй промежуточный холодильник поступает в третью ступень, где сжимается до конечного давления p_6 (процесс 5–6) и нагнетается в резервуар.

Если бы процесс сжатия осуществлялся по изотерме 1–3–5–7, то работа сжатия была бы минимальна. При сжатии в одноступенчатом компрессоре по линии 1–6' величина работы определялась бы площадью 1–6'– p_6 – p_1 . Работа трехступенчатого компрессора определяется заштрихованной площадью 123456 p_6 p_1 . Незаштрихованная площадь 234566' показывает уменьшение затрат работы при использовании трехступенчатого сжатия вместо одноступенчатого.

Работу многоступенчатого компрессора стремятся организовать таким образом, чтобы обеспечивались:

1) полное охлаждение газа во всех промежуточных холодильниках до начальной температуры T_1 , т. е. $T_1 = T_3 = T_5$;

2) одинаковая температура газа в конце сжатия во всех ступенях компрессора, т. е. $T_2 = T_4 = T_6$;

3) одинаковые показатели политроп сжатия во всех ступенях компрессора, т. е. $n^I = n^{II} = n^{III} = n$.

Из соотношения между абсолютной температурой и давлением в политропном процессе можем записать:

$$\text{для I ступени} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}};$$

$$\text{для II ступени} \quad \frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}};$$

$$\text{для III ступени} \quad \frac{p_6}{p_5} = \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

Поскольку правые части вышеприведенных выражений равны, следовательно, можем приравнять и их левые части:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5}.$$

Обозначив отношение конечного давления к начальному в каждой ступени компрессора буквой z , можем записать

$$\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_4}{p_3} \cdot \frac{p_6}{p_5} = z^3, \quad (5.7)$$

где z – степень повышения давления.

Из индикаторной диаграммы трехступенчатого поршневого компрессора (рис. 18, а) видно, что $p_2 = p_3$ и $p_4 = p_5$, тогда выражение (5.7) примет вид

$$z^3 = \frac{p_6}{p_1} = \frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}},$$

откуда для трехступенчатого компрессора получим

$$z = \sqrt[3]{\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}}, \quad (5.8)$$

где $p_{\text{кон}}$ – давление на выходе из последней ступени компрессора;

$p_{\text{нач}}$ – давление всасывания газа в первую ступень компрессора.

При числе ступеней сжатия компрессора, равном m , получим

$$z = \sqrt[n]{\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}}. \quad (5.9)$$

На рис. 18, б изображен процесс сжатия газа в Ts -диаграмме, включающий три политропы сжатия газа в 1-й, 2-й и 3-й ступенях компрессора 1–2, 3–4, 5–6 и две изобары охлаждения газа в промежуточных холодильниках 2–3 и 4–5. Количество теплоты, отводимой от газа при его сжатии в цилиндрах 1-й, 2-й и 3-й ступени, изображается соответствующими площадями под политропами сжатия $q'_{\text{цил}}$, $q''_{\text{цил}}$ и $q'''_{\text{цил}}$; а количество теплоты, отводимой от газа в промежуточных холодильниках, – площадями под изобарами $q^I_{\text{хол}}$ и $q^{II}_{\text{хол}}$.

6. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Для понижения температуры тел ниже температуры окружающей среды и поддержания заданной низкой температуры применяются холодильные установки. Теплота, отводимая от охлаждаемого тела, воспринимается рабочим телом, называемым обычно холодильным агентом (хладагентом), и передается окружающей среде.

Искусственный холод находит широкое применение в сельском хозяйстве и пищевой промышленности, где охлаждение является средством сохранения пищевой ценности важнейших продуктов.

Установки для кондиционирования воздуха создают благоприятную температуру и влажность воздуха в производственных, общественных и бытовых помещениях.

В большинстве случаев производство искусственного холода основано на совершении рабочим телом или холодильным агентом обратного кругового процесса (цикла), наиболее совершенным типом которого является обратимый обратный цикл Карно [4].

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы:

- 1) газовые (воздушные) холодильные установки, в которых хладагент – воздух находится в состоянии, далеком от насыщения;
- 2) паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ. Паровые холодильные установки подразделяются на парокompректорные, парорезекторные и абсорбционные.

Рассмотрим циклы холодильных установок основных типов.

6.1. Цикл воздушной холодильной установки

Воздушная холодильная установка была одним из первых типов

холодильных установок, применяемых на практике. Схема воздушной холодильной установки приведена на рис. 19.

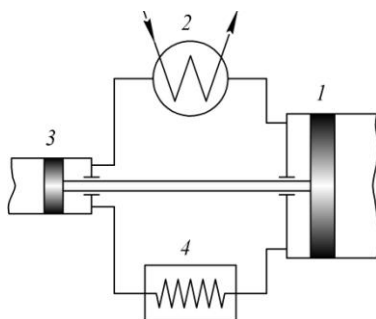


Рис. 19. Схема воздушной холодильной установки: 1 – компрессор; 2 – теплообменник; 3 – детандер; 4 – холодильная камера

Воздушная холодильная установка работает следующим образом. Воздух сжимается в компрессоре 1, в результате чего его температура увеличивается. Сжатый воздух при постоянном давлении нагнетается в теплообменник 2, в котором он охлаждается до температуры окружающей среды. Из теплообменника сжатый воздух поступает в расширительный цилиндр, или детандер 3, где он адиабатно расширяется до первоначального давления, в результате чего температура воздуха снижается до $-60 \dots -70$ °С. Холодный воздух поступает в холодильную камеру 4, где он отбирает теплоту от охлаждаемых продуктов и, нагреваясь, снова поступает в компрессор, после чего цикл повторяется.

Цикл воздушной холодильной установки для 1 кг рабочего тела в p - v - и T - s -координатах приведен на рис. 20.

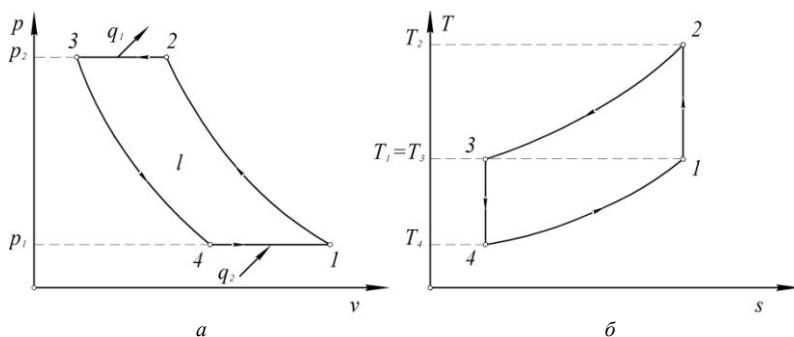


Рис. 20. Цикл воздушной холодильной установки в p - v - (а) и T - s -координатах (б)

В процессе 1–2 воздух адиабатно сжимается от давления p_1 до p_2 , температура при этом возрастает от T_1 до T_2 . В изобарном процессе 2–3 от воздуха отводится теплота q_1 и температура его понижается от T_2 до T_3 . При адиабатном расширении в процессе 3–4 воздух охлаждается от температуры T_3 до T_4 . Далее в изобарном процессе 4–1 воздух отбирает теплоту q_2 и нагревается от T_4 до T_1 .

Цикл воздушной холодильной установки является термодинамически несовершенным, а сама установка слишком громоздка и малоэффективна вследствие низкой теплоемкости воздуха, определяющей необходимость больших его расходов, поэтому такие холодильные установки не нашли широкого применения.

6.2. Цикл паровой компрессорной холодильной установки

Цикл паровой компрессорной холодильной установки – это совокупность термодинамических процессов, в которых хладагент последовательно изменяет свое состояние для охлаждения камеры или пространства. Простой цикл паровой компрессорной холодильной установки состоит из четырех основных процессов: сжатие, конденсация, расширение и испарение.

В паровых компрессорных холодильных установках в качестве рабочего тела (хладагента) применяются жидкости, имеющие низкие температуры кипения при давлениях, близких к атмосферному. Для обозначения марки хладагента используют букву «R» (Refrigerant, хладагент) и комбинацию цифр и букв, определяющих молекулярную структуру холодильного агента, например, R22, R125, R410A и др.

В табл. 2 приведены температуры кипения некоторых хладагентов при атмосферном давлении.

Т а б л и ц а 2. Температуры кипения некоторых хладагентов при атмосферном давлении

Марка хладагента, условное обозначение по Международному стандарту	Химическая формула (состав)	Температура кипения, °С
Диоксид серы (сернистый ангидрид), R764	SO ₂	– 10,1
Аммиак, R717	NH ₃	– 33,4
Диоксид углерода (углекислый газ), R744	CO ₂	– 56,6
Фреоны: R22	CHClF ₂	– 40,9
R134A	CF ₃ CFH ₂	– 26,3
R407C	Смесь R32 (23 %), R125 (25 %), R134A (52 %)	– 44,0
R410A	Смесь R32(50 %), R125 (50 %)	– 51,5

Схема паровой компрессорной холодильной установки представлена на рис. 21, а, а ее рабочий цикл в Ts -координатах – на рис. 21, б.

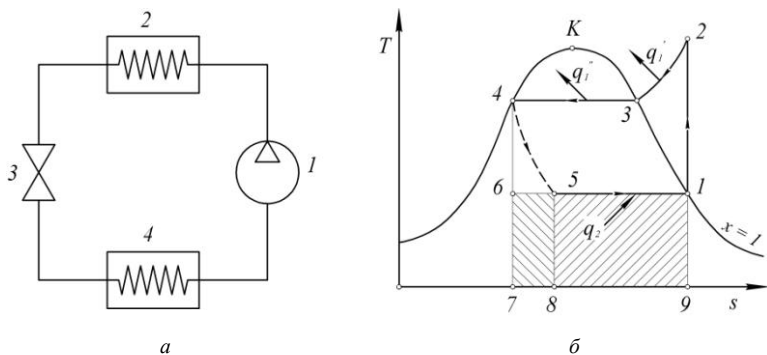


Рис. 21. Схема паровой компрессорной холодильной установки (а): 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – испаритель; рабочий цикл паровой компрессорной холодильной установки в Ts -координатах (б)

Паровая компрессорная холодильная установка работает следующим образом. Сухой или влажный с высокой степенью сухости пар хладагента адиабатно сжимается в компрессоре 1 до состояния перегретого пара со степенью перегрева $130...140\text{ }^\circ\text{C}$ (процесс 1–2 на рис. 21, а). Из компрессора перегретый пар поступает в конденсатор 2, где от него при постоянном давлении отводится сначала теплота перегрева q_1' (процесс 2–3), а затем теплота парообразования q_1'' (процесс 3–4), в результате чего в точке 4 пар превращается в кипящую жидкость. Далее эта жидкость подается к дросселю 3, пройдя через который она превращается во влажный насыщенный пар со степенью сухости $x = 0,1...0,3$ (процесс 4–5). Затем влажный насыщенный пар поступает в испаритель 4, где под действием теплоты q_2 , отбираемой от охлаждаемых продуктов, влажный насыщенный пар превращается в сухой насыщенный (процесс 5–1). В точке 1 сухой насыщенный пар поступает в компрессор и весь цикл повторяется.

Количество теплоты q_2 , отбираемой 1 кг хладагента в испарителе, называется удельной холодопроизводительностью, или **холодильным эффектом** установки. Из Ts -диаграммы видно, что количество теплоты q_2 , отбираемой хладагентом в испарителе, равно площади 1589 под линией процесса 5–1.

Если процесс дросселирования 4–5 заменить адиабатным процессом расширения хладагента в детандере 4–6, то количество теплоты q_2 , отбираемой хладагентом в испарителе, увеличится на величину площади 5678 и станет равно площади прямоугольника 1679, т. е. холодильный эффект установки повысится.

Однако в холодильных установках применяют дросселирование хладагента вместо адиабатного расширения его в детандере, так как использование регулируемого дросселя позволяет получить необходимый перепад давления и, следовательно, поддерживать заданную температуру в холодильной камере, а также существенно упрощает конструкцию паровой компрессорной холодильной установки.

Показателем эффективности холодильных установок служит холодильный коэффициент ε , представляющий собой отношение удельной холодопроизводительности q_2 к работе цикла l :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}. \quad (6.1)$$

Анализ выражения (6.1) показывает, что чем выше холодильный коэффициент, тем экономичнее будет установка, так как при одинаковой затрате работы l холодопроизводительность q_2 будет больше или при том же значении q_2 потребуются затратить меньше энергии для привода компрессора.

Действительный цикл паровой компрессорной холодильной установки отличается от теоретического тем, что из-за наличия потерь на трение в компрессоре сжатие происходит не по адиабате, а по политропе, в результате чего увеличивается работа на привод компрессора и снижается холодильный коэффициент.

6.3. Цикл абсорбционной холодильной установки

Основным преимуществом абсорбционных холодильных установок по сравнению с паровыми компрессорными является использование для получения холода не электрической, а тепловой энергии. Работа абсорбционных холодильных установок основана на использовании явления абсорбции пара жидкостью. **Абсорбция** – поглощение газов и паров жидкостью, происходящее во всем ее объеме, с образованием раствора.

Для абсорбционной холодильной установки подбираются две жидкости, имеющие разные температуры кипения и полностью взаиморастворимые. При этом легкокипящая жидкость используется в качестве хладагента, а другая как абсорбент. Широкое распространение получили водоаммиачные холодильные установки, в которых хладагентом является аммиак, а абсорбентом – вода. Аммиак отлично растворяется в воде, например, при температуре 0°C в одном объеме воды растворяется 1200 объемов аммиака, при этом выделяется теплота растворения – около 1220 кДж/кг.

Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки приведена на рис. 22.

Абсорбционная холодильная установка работает следующим образом. В парогенераторе I под действием подводимой теплоты q_1 из на-

сыщенного раствора аммиака в воде выпаривается сухой насыщенный пар аммиака ($x = 1$). В конденсаторе 2 аммиак конденсируется при постоянном давлении, отдавая теплоту парообразования охлаждающей воде, и превращается в жидкость ($x = 0$). Далее жидкий аммиак проходит через дроссель 3, в результате чего давление падает и жидкость превращается во влажный насыщенный пар аммиака ($x = 0,2 \dots 0,3$).

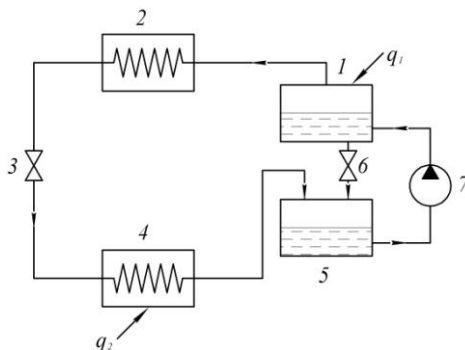


Рис. 22. Схема абсорбционной холодильной установки:
 1 – парогенератор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель;
 4 – испаритель; 5 – абсорбер; 6 – перепускной
 клапан; 7 – насос

Влажный насыщенный пар аммиака поступает в испаритель 4, размещенный в холодильной камере, где под действием теплоты q_2 , отбираемой от охлаждаемых продуктов, влажный насыщенный пар превращается в сухой насыщенный ($x = 1$). Затем сухой насыщенный пар аммиака поступает в абсорбер 5, куда одновременно через перепускной клапан 6 из парогенератора 1 подается слабый раствор аммиака в воде. Слабый раствор абсорбирует сухой насыщенный пар аммиака и становится насыщенным, а выделяющаяся при этом теплота абсорбции отводится охлаждающей водой. С помощью насоса 7 насыщенный раствор аммиака перекачивается в парогенератор 1 и весь цикл повторяется.

Используемый в абсорбционной холодильной установке насос намного компактнее компрессора, применяемого в паровой компрессорной холодильной установке, и затраты на его привод намного меньше. В парогенераторе можно использовать теплоту низкого потенциала (отработавший водяной пар и др.).

Эффективность абсорбционной холодильной установки также оценивается холодильным коэффициентом ε , определяемым как отношение удельной холодопроизводительности q_2 к количеству теплоты, затрачиваемой в парогенераторе q_1 :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1}. \quad (6.2)$$

6.4. Цикл теплового насоса

Тепловой насос – это холодильная установка, отбирающая теплоту низкого потенциала из окружающей среды и за счет затраченной работы отдающая потребителю теплоту высокого потенциала.

В зависимости от источника теплоты низкого потенциала тепловые насосы подразделяются на:

- 1) геотермальные, которые используют теплоту земли, горной породы, наземных водоемов или подземных грунтовых вод;
- 2) воздушные – отбирают теплоту окружающего воздуха;
- 3) использующие низкопотенциальную теплоту искусственного происхождения (сбросные воды, продукты технологических процессов, вытяжной воздух систем вентиляции и др.).

Принципиальная схема теплового насоса приведена на рис. 23.

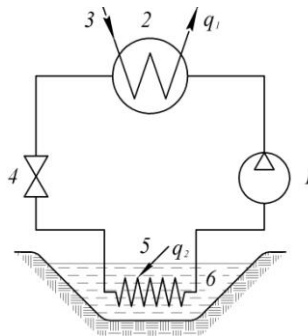


Рис. 23. Схема теплового насоса:
 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – трубопровод;
 4 – дроссель; 5 – испаритель; 6 – водоем

Тепловой насос работает следующим образом. Сухой насыщенный пар хладагента адиабатно сжимается в компрессоре 1 до состояния перегретого пара. Из компрессора перегретый пар поступает в конденсатор 2, где при конденсации отдает теплоту q_1 воде, циркулирующей в системе отопления по трубопроводу 3, и превращается в жидкость. Далее эта жидкость подается к дросселю 4, пройдя через который она превращается во влажный насыщенный пар со степенью сухости $x = 0,1 \dots 0,3$. Затем влажный насыщенный пар поступает в испаритель 5, где под действием теплоты q_2 , отбираемой от воды в водоеме 6,

влажный насыщенный пар превращается в сухой насыщенный. Сухой насыщенный пар поступает в компрессор l и цикл повторяется.

Эффективность работы теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования теплоты или отопительным коэффициентом ψ , который представляет собой отношение количества теплоты q_1 , отдаваемой воде в системе отопления, к работе l , затрачиваемой на привод компрессора, и определяется по формуле

$$\psi = \frac{q_1}{l}. \quad (6.3)$$

Зависимость отопительного коэффициента ψ от холодильного коэффициента ε для теплового насоса найдем из выражения (6.3):

$$\psi = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l} = \frac{q_2}{l} + 1 = \varepsilon + 1, \quad (6.4)$$

т. е. отопительный коэффициент всегда на единицу больше холодильного коэффициента для той же установки.

Если бы тепловой насос работал по обратному циклу Карно, то отопительный коэффициент был бы равен

$$\psi = \frac{q_1}{l} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (6.5)$$

Для примера будем считать, что температура речной воды, используемой тепловым насосом в зимнее время в качестве источника низкопотенциальной теплоты, $t_2 = 7^\circ \text{C}$ ($T_2 = 280 \text{ K}$), а температура воды в системе отопления $t_1 = 77^\circ \text{C}$ ($T_1 = 350 \text{ K}$). Подставив принятые значения в выражение (6.5), получим

$$\psi = \frac{350}{350 - 280} = 5.$$

Таким образом, расчеты показывают, что тепловой насос передает в систему отопления теплоты в пять раз больше, чем затрачивается работы на привод компрессора. Следовательно, затратив на работу теплового насоса 1 кВт электроэнергии, в системе отопления мы получим 5 кВт тепловой энергии, а при использовании для отопления электрокалорифера мощностью 1 кВт мы получим всего 1 кВт тепловой энергии.

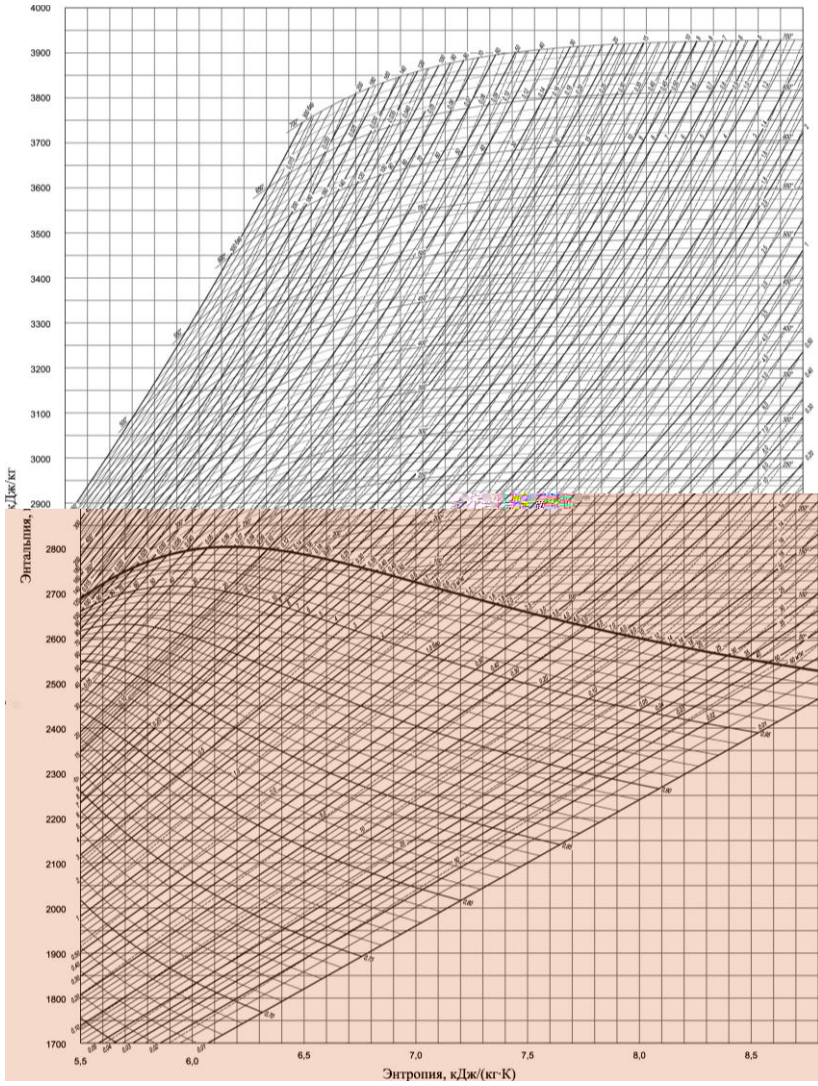
Цикл паровой компрессорной холодильной установки, по которому работает тепловой насос, менее совершенен по сравнению с обратным циклом Карно, поэтому для реальных тепловых насосов значения отопительного коэффициента находятся в пределах $\psi = 3 \dots 5$. Учитывая, что при этом до 80 % тепловой энергии получается практически бесплатно, тепловые насосы в последнее время все шире используются для отопления помещений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Термодинамика: учеб. пособие для вузов: в 2 ч. / В. П. Бурдаков, Б. В. Дзюбенко, С. Ю. Меснянкин, Т. В. Михайлова. – М.: Дрофа, 2009. – Ч. 1. Основной курс. – 479 с.
2. Лариков, Н. Н. Теплотехника: учебник для вузов / Н. Н. Лариков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.
3. Техническая термодинамика: учебник для машиностроит. спец. вузов / В. И. Крутов, С. И. Исаев, И. А. Кожин [и др.]; под ред. В. И. Крутова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1991. – 384 с.
4. Карташевич, А. Н. Теплотехника: курс лекций / А. Н. Карташевич, В. Г. Костенич, О. В. Понталев. – Горки: Белорус. гос. с.-х. акад., 2011. – Ч. 1. – 48 с.
5. Драганов, Б. Х. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве / Б. Х. Драганов, А. В. Кузнецов, С. П. Рудобашта. – М.: Агропромиздат, 1990. – 463 с.
6. Драганов, Б. Х. Применение теплоты в сельском хозяйстве: учеб. пособие / Б. Х. Драганов, В. В. Есин, В. П. Зуев; под ред. Б. Х. Драганова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Выща шк., 1990. – 319 с.
7. Захаров, А. А. Применение теплоты в сельском хозяйстве / А. А. Захаров. – М.: Колос, 1980. – 179 с.
8. Захаров, А. А. Практикум по применению теплоты в сельском хозяйстве / А. А. Захаров. – М.: Агропромиздат, 1985. – 191 с.
9. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1980. – 469 с.
10. Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Hs-диаграмма водяного пара



СОДЕРЖАНИЕ

1. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ. ВОДЯНОЙ ПАР	3
1.1. Свойства и уравнения состояния реальных газов.....	3
1.2. Процесс парообразования. Основные понятия и определения.....	5
1.3. Процесс парообразования в p - v -диаграмме.....	7
1.4. Процесс парообразования в T - s -диаграмме.....	11
1.5. Процесс парообразования в h - s -диаграмме.....	13
1.6. Определение параметров влажного насыщенного и перегретого пара	14
2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА	16
2.1. Методика исследования термодинамических процессов водяного пара.....	16
2.2. Изохорный процесс.....	18
2.3. Изобарный процесс.....	18
2.4. Изотермический процесс.....	19
2.5. Адиабатный процесс.....	20
3. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ.....	21
3.1. Основные понятия и определения	21
3.2. Плотность, энтальпия и газовая постоянная влажного воздуха	23
3.3. h - d -диаграмма и основные процессы влажного воздуха	24
4. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ.....	27
4.1. Уравнение первого закона термодинамики для потока	27
4.2. Процесс истечения пара в h - s -диаграмме.....	29
4.3. Процесс дросселирования пара в h - s -диаграмме	30
5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В КОМПРЕССОРЕ.....	32
5.1. Процессы в идеальном компрессоре	32
5.2. Определение работы в идеальном компрессоре	34
5.3. Многоступенчатое сжатие.....	36
6. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВОГО НАСОСА	38
6.1. Цикл воздушной холодильной установки.....	38
6.2. Цикл паровой компрессорной холодильной установки	40
6.3. Цикл абсорбционной холодильной установки	42
6.4. Цикл теплового насоса	44
ЛИТЕРАТУРА	46
ПРИЛОЖЕНИЕ	47