

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	7
Часть I. Теплотехника.....	8
Раздел 1. Основы технической термодинамики.....	8
Глава 1. Законы термодинамики.....	8
1.1. Исходные определения и понятия.....	8
1.1.1. Термодинамическая система.....	8
1.1.2. Термические параметры.....	9
1.1.3. Состояние системы.....	12
1.1.4. Энергия термодинамической системы.....	13
1.1.5. Теплота и работа – формы энергообмена.....	16
1.2. Первый закон термодинамики.....	20
1.3. Второй закон термодинамики.....	22
Вопросы для самоконтроля.....	28
Глава 2. Свойства систем и процессы в них.....	29
2.1. Рабочее тело тепловых машин.....	29
2.1.1. Идеальный газ как рабочее тело.....	29
2.1.2. Газовые смеси.....	33
2.2. Теплоемкость газов.....	35
2.2.1. Понятие теплоемкости.....	35
2.2.2. Теплоемкости c_p и c_v	36
2.2.3. Зависимость теплоемкости от температуры.....	38
2.3. Термодинамические процессы.....	39
2.3.1. Понятие термодинамического процесса.....	39
2.3.2. Изопараметрические процессы.....	46
Вопросы для самоконтроля.....	49
Глава 3. Термодинамика движущегося газа.....	50
3.1. Уравнения и параметры потока газа.....	50
3.1.1. Уравнение энергии.....	50
3.1.2. Параметры торможения.....	51
3.1.3. Уравнение скорости движения газа.....	52
3.1.4. Уравнение расхода.....	53
3.2. Течение газа в каналах.....	54
Вопросы для самоконтроля.....	55
Раздел II. Основы теории теплообмена.....	56
Глава 4. Теплопроводность.....	56
4.1. Терминология теплообмена.....	56

4.2. Основной закон теплопроводности.....	58
4.3. Теплопроводность плоской однослойной стенки.....	62
Вопросы для самоконтроля.....	64
Глава 5. Конвективный теплообмен.....	65
5.1. Основной закон теплоотдачи.....	65
5.2. Коэффициент теплоотдачи.....	66
5.3. Основы теории теплового подобия.....	70
Вопросы для самоконтроля.....	77
Глава 6. Лучистый теплообмен и теплопередача.....	78
6.1. Лучистый теплообмен.....	78
6.1.1. Закономерности лучистого теплообмена.....	78
6.1.2. Лучистый теплообмен между телами, разделенными прозрачной средой.....	81
6.2. Теплопередача.....	82
6.2.1. Уравнение теплопередачи.....	82
6.2.2. Теплопередача через плоскую стенку.....	83
6.2.3. Пути интенсификации теплопередачи.....	85
Вопросы для самоконтроля.....	85
Часть II. Хладотехника.....	86
Раздел III. Системы холодоснабжения.....	86
Глава 7. Охлаждения систем.....	86
7.1. Принципы охлаждения.....	86
7.2. Способы понижения температуры рабочего тела.....	89
7.2.1. Дросселирование.....	89
7.2.2. Адиабатное расширение.....	91
7.2.3. Вихревой эффект охлаждения.....	92
Вопросы для самоконтроля.....	93
Глава 8. Хладагенты и хладоносители.....	94
8.1. Хладагенты и их свойства.....	94
8.2. Фазовые переходы хладагентов, их диаграммы состояния.....	96
8.3. Хладоносители.....	101
Вопросы для самоконтроля.....	104
Глава 9. Циклы холодильных машин.....	105
9.1. Цикл воздушной холодильной машины.....	105
9.2. Цикл паровой компрессорной холодильной машины.....	107
9.3. Цикл абсорбционной холодильной машины.....	110

9.4. Цикл теплового насоса.....	112
Вопросы для самоконтроля.....	114
Глава 10. Компрессоры.....	115
10.1. Типы компрессоров.....	115
10.2. Поршневой компрессор и его показатели.....	118
10.2.1. Действительный цикл ОПК.....	118
10.2.2. Идеальный цикл ОПК.....	120
10.2.3. Идеальный цикл многоступенчатого компрессора.....	121
10.3. Подбор компрессоров.....	123
Вопросы для самоконтроля.....	124
Глава 11. Теплообменники.....	125
11.1. Теплообменные аппараты и их классификация....	125
11.2. Основы теплового расчета рекуператора.....	127
Вопросы для самоконтроля.....	131
Раздел IV. Теплотехническое обеспечение объектов хранения и переработки сельскохозяйственного сырья.....	132
Глава 12. Микроклимат объектов хранения и переработки сельскохозяйственного сырья.....	132
12.1. Требования к микроклимату объектов обитания.....	132
12.2. Влажный воздух.....	135
12.2.1. Параметры влажного воздуха.....	135
12.2.2. Диаграмма $i-d$ влажного воздуха.....	137
12.2.3. Тепловлажностная обработка воздуха.....	139
Вопросы для самоконтроля.....	142
Глава 13. Теплоснабжение.....	143
13.1. Источники энергии.....	143
13.1.1. Химические топлива.....	143
13.1.2. Энергетическая оценка химических топлив.....	146
13.2. Общие сведения о системах отопления.....	148
13.3. Общие сведения о горячем водоснабжении.....	151
Вопросы для самоконтроля.....	153
Глава 14. Вентиляция и кондиционирование.....	154
14.1. Назначение и виды вентиляции.....	154
14.2. Вентиляторы и их характеристики.....	157
14.3. Расчет систем вентиляции.....	160

14.3.1. Определение подачи вентилятора.....	160
14.3.2. Определение потребного давления.....	162
14.2. Системы кондиционирования.....	163
14.2.1. Состав системы кондиционирования.....	163
14.2.2. Обработка воздуха в кондиционерах.....	165
Вопросы для самоконтроля.....	174
Заключение.....	175
Литература.....	176
<i>Приложение:</i>	
Табл. 1 Обозначения и единицы измерения физических величин.....	177
Табл. 2. Обозначения и отдельные физические величины некоторых газов.....	178
Табл. 3. Нормируемые оптимальные параметры воздуха в рабочей зоне.....	179
Табл. 4. Предельно допустимые для человека концентрации веществ в воздухе.....	179
Табл. 5. «Природные» хладагенты.....	179
Табл. 6. Феоны.....	180
Табл. 7. Зависимость температуры кипения феонов от давления.....	180
Табл. 8. Характеристика масел для компрессоров ХМ.....	181
Табл. 9. Свойства хладоносителей.....	181
Табл. 10. Теплофизические свойства хладоносителя R-30	181
Табл. 11. Комфортные условия и кратность в объектах обитания человека.....	182
Диаграмма влажного воздуха.....	183
Диаграмма водяного пара.....	184
Диаграмма аммиака.....	185
Диаграмма хладагента R22.....	186
Диаграмма. Аэродинамическая характеристика.....	187

Введение

Учебное пособие предназначено для изучения дисциплины "Тепло- и хладотехника" обучающимися факультета агротехнологий и лесного хозяйства по направлению подготовки 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья. По содержанию оно полностью соответствует рабочей программе.

Изучение дисциплины формирует следующие компетенции:

- способностью применить специализированные знания в области технологии производства продуктов питания из растительного сырья для освоения профильных технологических дисциплин (ПК- 4);

- способностью использовать в практической деятельности специализированных знаний фундаментальных разделов физики, химии, математики для освоения теплофизических процессов, происходящих при производстве продуктов питания из растительного сырья (ПК-5);

- способность работать с публикациями в профессиональной периодике, готовность посещать тематические выставки и передовые предприятия отрасли (ПК-9).

В части первой учебного пособия компактно изложен материал по технической термодинамике и теории теплообмена, являющийся основой хладотехники.

Во второй части весьма подробно представлены принципы и способы получения низких температур; проанализированы циклы наиболее используемых холодильных машин; большое внимание уделено хладагентам и их свойствам; рассмотрено теплотехническое обеспечение объектов хранения и переработки сельскохозяйственного сырья.

Учебное пособие в представленной компоновке позволит студентам более глубоко освоить материал дисциплины.

Часть 1. Теплотехника

Раздел 1. Основы технической термодинамики

Глава 1. Законы термодинамики

1.1. Исходные определения и понятия

Термодинамика – это наука о наиболее общих свойствах макроскопических физических систем, находящихся в состоянии термодинамического равновесия, и о процессах перехода между этими состояниями.

Термодинамика, являясь разделом теоретической физики, представляет собой одну из самых обширных областей современного естествознания – науку о превращениях различных видов энергии друг в друга.

1.1.1. Термодинамическая система

Материальное тело, выделенное в качестве объекта исследования термодинамическим методом, называется термодинамической системой.

Все, что не включено в систему, но может взаимодействовать с ней (обмениваться энергией и веществом), представляет собой *окружающую среду*. Поверхность раздела между системой и окружающей средой принято называть *контрольной поверхностью*.

Термодинамическая система формируется в соответствии с решаемой задачей. Пространственные размеры термодинамической системы и время ее существования предполагаются достаточными для проведения измерений. Примерами термодинамических систем могут служить: газ в цилиндре поршневого компрессора; продукты сгорания в тракте газотурбинного двигателя; хладагент в агрегатах паровой компрессорной холодильной машины и т.д.

В зависимости от возможных способов изоляции системы от внешней среды различают несколько видов термодинамических систем. Если термодинамическая система обменивается с окружающей средой веществом, то такую систему называют *открытой*. У закрытых систем обмен веществом отсутствует. Среди закрытых систем выделяют *энергоизо-*

лированные – такие, которые не обмениваются с окружающей средой никакими видами энергии. Кроме того, закрытые системы могут быть *адиабатными* – они не обмениваются с окружающей средой энергией только в форме теплоты.

Тела, входящие в термодинамическую систему, могут находиться в твердом, жидком, газообразном и ионизированном фазовых состояниях.

Вообще говоря, любую термодинамическую систему следует рассматривать как совокупность микрочастиц (агрегатов молекул, молекул, атомов, электронов и т.д.). Все частицы находятся в состоянии движения, и между ними существуют силы взаимодействия. У тел в твердом состоянии силы взаимного притяжения молекул очень велики, вследствие чего тело имеет определенную форму. У тел в жидком состоянии межмолекулярные связи ослаблены до такой степени, что тело принимает форму сосуда, в котором оно находится. В газообразных телах молекулы находятся на столь больших расстояниях друг от друга, что межмолекулярные силы весьма малы, и поэтому газ стремится к беспредельному расширению.

Совокупность физических свойств, присущих рассматриваемой системе, называют *состоянием* системы. Обозначения физических величин и их единицы измерения приведены в табл. 1 Приложения. Величины, характеризующие физические свойства, именуют параметрами состояния. В зависимости от способа определения их численных значений параметры состояния делятся на *термические и калорические*.

К термическим относят те параметры состояния, которые определяются путем измерений.

Калорические параметры также описывают состояние системы, но их значения определяются только расчетным путем. Особенностью калорических параметров является то, что их изменение зависит только от начальных и конечных состояний системы. По этой причине калорические параметры состояния еще называют *функциями состояния*.

1.1.2. Термические параметры

К термическим параметрам состояния относят *температуру, давление, объем, массу*.

Температура

Понятие температуры является одним из важнейших в теплотехнике. С молекулярно-кинетической точки зрения температура характеризует интенсивность движения структурных частиц системы.

Температура – это термодинамический параметр, определяющий тепловое состояние системы. Численное значение температуры является мерой отклонения состояния данного тела от теплового равновесия с другим телом, состояние которого принято за начало отсчета.

Температура системы измеряется с помощью различных по принципу действия термометрических устройств. При этом на шкалах этих устройств регистрируется не интенсивность теплового движения микрочастиц, а изменение физического свойства чувствительного элемента, находящегося в тепловом соприкосновении с системой, например, изменение объема жидкости или газа при нагревании; зависимость электрического сопротивления металла от температуры и др. Шкала таких устройств имеет температурную градуировку. Градуировка производится путем деления разности показаний устройства в двух произвольно выбранных постоянных температурных точках на некоторое число равных частей, называемых *градусами*. Так как выбор постоянных температурных точек произволен, то существует несколько температурных шкал. Для численного определения температуры в единицах СИ установлено две температурные шкалы: *термодинамическая* и *Международная практическая* (МПТШ) с одинаковой ценой деления шкалы – градусом.

В термодинамической температурной шкале за начало отсчета принимается Наинизшая температура, при которой возможно полное прекращение теплового движения микрочастиц. Эта точка отсчета называется *абсолютным нулем* температуры. Термодинамическая температура обозначается T , за единицу температуры принят кельвин (K).

По МПТШ за нуль отсчета принимается температура тройной точки воды; за 100 делений шкалы – температура точки кипения воды. Эта градуировка соответствует температурной шкале, предложенной в 1742 г. шведским физиком

А. Цельсием, по которой температура обозначается t и за единицу принимается градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$).

Связь между температурами по установленным шкалам имеет вид:

$$T = t + 273,15 \quad (1.1)$$

Давление

Давление – физическая величина, характеризующая интенсивность нормальных сил, с которыми одно тело действует на поверхность другого.

В газах и жидкостях давление создается в результате воздействия структурных частиц на контрольную поверхность системы. Величина давления оценивается силой, приходящейся на единицу поверхности, при условии, что сила равномерно распределена по поверхности и направлена по нормали к ней.

Давление обозначается p , за его единицу в СИ принят

паскаль (Па). Паскаль равен давлению, вызываемому силой 1Н, действующей на поверхность 1 м^2 .

Давление в системе, отсчитываемое от нулевого значения, называется *абсолютным* и обозначается $p_{\text{абс}}$. Абсолютное атмосферное давление, именуют *барометрическим* ($p_{\text{бар}}$).

Давление в

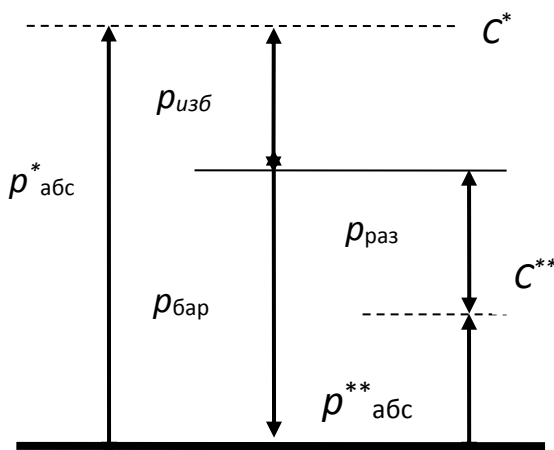


Рис. 1.1

системе, превышающее атмосферное (барометрическое), называют *избыточным* ($p_{\text{изб}}$), а недостающее до атмосферного – *разряжением* ($p_{\text{раз}}$). На рис. 1.1 наглядно представлена связь указанных давлений в системе C^* , где $p_{\text{абс}}^* > p_{\text{бар}}$, и в системе C^{**} , где $p_{\text{абс}}^{**} < p_{\text{бар}}$. Отсюда

$$p_{\text{абс}}^* = p_{\text{изб}} + p_{\text{бар}} \quad \text{и} \quad p_{\text{абс}}^{**} = p_{\text{бар}} - p_{\text{раз}}. \quad (1.2)$$

Иногда используются внесистемные единицы давления: бар; мм рт.ст.; мм вод. ст.; техническая атмосфера (ат); физи-

ческая атмосфера (атм). Ниже внесистемные единицы выражены через паскаль.

$$1 \text{ бар} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \quad 1 \text{ мм рт.ст.} = 133,3 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}; \quad 1 \text{ бар} = 750 \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 0,981 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$1 \text{ атм} = 1,033 \text{ кг/см}^2 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Удельный объем

Удельный объем – физическая величина, равная отношению объема системы к ее массе:

$$v = V/m,$$

где v – удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$;

m – масса, кг.

Плотность

Плотность – физическая величина, равная отношению массы системы к ее объему:

$$\rho = m/V,$$

где ρ – плотность, кг/м^3 .

Очевидно, что плотность системы – величина, обратная ее удельному объему.

Массу системы и ее объем, как правило, не относят к параметрам состояния, но определенные с их помощью v и ρ являются термическими параметрами.

1.1.3. Состояние термодинамической системы

Состояние термодинамической системы описывается совокупностью термодинамических и калорических параметров, по которым можно отличить данную систему от других, а также проследить за изменениями, возникающими в системе при ее взаимодействии с окружающей средой.

Если термодинамическая система закрытая и энергоизолированная, то с течением времени внутри системы между различными ее частями прекращается обмен энергией и веществом, одноименные параметры во всех точках системы принимают одинаковое значение. Такое состояние системы называется *равновесным*. При невыполнении указанных условий состояние системы является *неравновесным*.

Понятие равновесного состояния играет в термодинамике чрезвычайно важную роль: только равновесные состоя-

ния термодинамических систем и их изменения могут быть количественно описаны методами термодинамики.

Для задания состояния термодинамической системы иногда используют так называемые “нормальные физические условия” (НФУ) или “нормальные технические условия” (НТУ). При нормальных физических (атмосферных) условиях значения температуры и давления равны соответственно $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 760\text{ мм рт. ст.}$ При нормальных технических условиях $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $p = 735,6\text{ мм рт.ст.}$

Как отдельные, так все параметры системы могут изменяться. Всякое изменение, происходящее в системе и связанное с изменением хотя бы одного из ее параметров состояния, называется *термодинамическим процессом*.

Процесс изменения состояния системы, который может происходить в случае какого-либо взаимодействия с окружающей средой, представляет собой отклонение от состояния равновесия. Если процесс изменения состояния системы протекает так медленно, что в системе в каждый момент времени успевает установиться практически равновесное состояние, то его можно назвать *квазиравновесным процессом*. Степень приближения квазиравновесного процесса к чисто равновесному будет тем больше, чем медленнее изменяется состояние системы.

Равновесные процессы изменения состояния характеризуются определенными зависимостями термодинамических параметров и поэтому допускают графическое изображение.

Замкнутые (или *круговые*) процессы это те, при которых система, пройдя через ряд последовательных состояний, возвращается в начальное состояние.

1.1.4. Энергия термодинамической системы

Понятие энергии неразрывно связано с материей. Все, что нас окружает, что воспринимается человеком и существует независимо от него, это материя. Необходимым условием существования материи является движение. И если масса служит количественной характеристикой материи, то энергия является физической мерой ее движения.

Энергия – это общая количественная мера движения и взаимодействия всех видов материи.

Исторически же сложилось так, что энергию стали классифицировать по формам движения. Механической форме движения соответствует кинетическая энергия; соединению и разложению молекул – химическая энергия; перемещению электронов в проводниках – электрическая энергия и т.д. Такое разделение энергии на виды удобно для исследования и анализа явлений природы.

Всякая термодинамическая система обладает определенной энергией, которая, независимо от конкретных форм проявления, обозначается E . За единицу энергии в СИ принят джоуль (Дж) – производная единица, определяемая через основные величины. Джоуль – это энергия, затраченная системой при перемещении точки приложения силы 1 Н на расстояние 1 м в направлении действия силы, т.е. $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}$.

Вычислить абсолютное значение энергии термодинамической системы невозможно, нет нуля отсчета энергии. Такое положение не играет существенной роли для практики, потому что при исследовании энергообмена важна не абсолютная величина энергии, а ее изменение. Для отдельных же форм энергии с целью количественной оценки их изменений в процессах устанавливается условное “начало отсчета”.

В общем случае энергия термодинамической системы E включает в себя кинетическую энергию механического движения тела или тел внутри нее E_k , потенциальную энергию системы во внешнем поле (гравитационном, электромагнитном, сил давления) E_n и *внутреннюю* энергию (связанную с энергией микрочастиц тел, входящих в систему) E_v :

$$E = E_k + E_n + E_v . \quad (1.3)$$

В технической термодинамике, как правило, рассматривают неподвижную в окружающей среде термодинамическую систему, форма и размеры которой могут изменяться. Однако может иметь место и перемещение тел или тела внутри системы со скоростью c . В большинстве случаев гравитационной и электромагнитной составляющими потенци-

альной энергии пренебрегают. Существенной в таких системах будет потенциальная энергия в поле сил давления, которая выражается через объем и давление:

$$E_n = pV. \quad (1.4)$$

Величина pV представляет собой энергию, которую нужно было затратить для того, чтобы ввести тело объемом V во внешнюю среду, имеющую повсюду одинаковое давление p .

Внутреннюю энергию E_v в технической термодинамике обозначают U .

Таким образом, энергия системы, рассматриваемой технической термодинамикой, равна кинетической энергии, потенциальной энергии в поле сил давления и внутренней энергии:

$$E = m \frac{c^2}{2} + pV + U. \quad (1.5)$$

Понятие внутренней энергии системы связано с микроскопическим строением последней. Это значит, что систему нужно рассматривать как совокупность большого числа структурных частиц (молекул, атомов, ионов и т.д.). Внутренняя энергия включает в себя энергию хаотичного (теплого) движения всех микрочастиц системы, энергию взаимодействия этих частиц, энергию электронных оболочек атомов. В термодинамической системе, состоящей из идеального газа, учитывается только тепловая энергия микрочастиц, включающая энергию поступательного, вращательного и колебательного движений.

Под внутренней энергией понимают калорический параметр, характеризующий совокупность энергии теплового движения микрочастиц системы.

За единицу внутренней энергии принят джоуль.

В уравнении (1.5) внутренняя энергия U и потенциальная энергия в поле сил давления pV характеризуют физическое состояние системы, допустимо их объединить и представить в виде некоторой функции состояния – *энтальпии*.

Калорический параметр термодинамической системы, равный сумме внутренней энергии и энергии в поле сил давления, называется энтальпией.

Энтальпия обозначается I . Согласно определению:

$$I = U + pV. \quad (1.6)$$

За единицу энтальпии принят джоуль.

С учетом выражения (1.6) уравнение энергии термодинамической системы запишется в виде:

$$E = I + m \frac{c^2}{2}. \quad (1.7)$$

Если система неподвижна, то энтальпия равна полной энергии системы объемом V , находящейся под давлением p .

Энтальпия является одной из вспомогательных функций, использование которых значительно упрощает термодинамические расчеты. Она не может быть измерена непосредственно, а определяется, как и внутренняя энергия, только расчетным путем.

1.1.5. Теплота и работа – формы энергообмена

Обмен энергией между закрытой термодинамической системой и внешней средой или между телами внутри системы может осуществляться посредством двух качественно различных форм. Одна форма обмена энергией происходит без видимого перемещения тел и системы в целом, другая - сопровождается изменением ее размеров или расположения ее тел в пространстве.

Для процессов, изучаемых в технической термодинамике, первый способ передачи энергии может быть реализован только при хаотическом, ненаправленном движении микрочастиц внутри неравновесной системы или при обмене энергией термодинамической системы и окружающей среды, имеющих разные температуры. Такую форму называют *теплообменом*. Для количественной оценки теплообмена введено понятие *теплоты*.

Под теплотой понимают количество энергии, которой термодинамическая система обменивается с окружающей средой микроскопическим путем (теплообменом).

Обмен энергией в форме теплоты возможен и между телами внутри системы.

Теплота здесь понимается только как форма передачи энергии, и неверно говорить, что она выражает свойство системы, тем более содержится в системе. Можно говорить о теплоте, подведенной к системе или от нее отведенной, но

нельзя говорить об увеличении или уменьшении теплоты в той или иной системе, т.е. не следует путать теплоту и внутреннюю тепловую энергию.

Теплоту обозначают Q . За единицу теплоты принят джоуль. В термодинамике подводимую теплоту принято считать положительной, отводимую – отрицательной.

Вторая форма передачи энергии связана с изменением объема системы и перемещением ее в окружающей среде под воздействием различных силовых полей – гравитационного, упругостного, магнитного; поля сил давления и др. Такая форма энергообмена, реализуемая макроскопическим путем, называется *работой*.

Под работой понимают количество энергии, которой термодинамическая система обменивается с окружающей средой в результате макроскопического, упорядоченного, направленного движения.

Работа обозначается L , единица измерения – джоуль.

В термодинамике работу, совершаемую системой по преодолению внешних сил, принято считать положительной, а совершаемую внешними силами над системой – отрицательной. Работа, связанная с увеличением объема системы, называется работой расширения ($L_{\text{расш.}}$); с уменьшением объема – работой сжатия ($L_{\text{сж.}}$).

Работа процесса

В общем случае термодинамическая система может совершать одновременно работу по увеличению своего объема; работу по преодолению внешних сил давления, работу по преодолению воздействия гравитационных, магнитных и других полей. Тогда техническая (полезная) работа системы с учетом правила знаков может быть выражена в виде:

$$L_{\text{тех}} = L_{\text{расш}} - L_{\text{д}} - \sum L_{\text{пр}}, \quad (1.8)$$

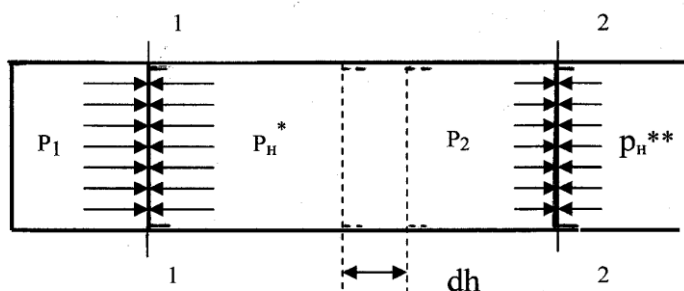


Рис. 1.2

где $L_{\text{тех}}$ – техническая работа системы; $L_{\text{расш}}$ – работа расширения; $L_{\text{д}}$ – работа по преодолению поля сил давления;

$\sum L_{\text{пр}}$ – сумма работ по преодолению гравитационных, магнитных и прочих полей.

Выразим работу через термодинамические параметры. Пусть система будет задана в виде объема газа, находящегося в цилиндре под поршнем, рис. 1.2. Давление газа над поршнем p_1 . При давлении окружающей среды p_n^* , равном p_1 , поршень будет неподвижен. При бесконечно медленном уменьшении давления среды от p_n^* до p_n^{**} поршень переместится из положения 1 в положение 2. Произойдет равновесный процесс расширения газа с совершением работы. Элементарное значение этой работы будет равно силе, действующей на поршень pF , умноженной на перемещение поршня dh , т.е.

$$dL_{\text{расш}} = pF dh,$$

где F – площадь поршня;

p – давление газа, имеющее величину $p_1 > p > p_2$.

Так как $Fdh = dV$, то $dL_{\text{расш}} = pdV$.

Проинтегрировав последнее выражение от начального состояния до конечного, получим:

$$L_{\text{расш}} = \int_1^2 pdV. \quad (1.9)$$

При увеличении объема системы не вся работа расширения полезно использована, часть ее затрачена на вытеснение среды. Для того, чтобы ввести систему объемом V в окружающую среду с давлением p , необходимо затратить работу по преодолению поля сил давления среды, равную pV . Для рассматриваемого примера эта работа будет равна:

$$L_{\text{д}} = p_n^{**}V_2 - p_n^*V_1.$$

Так как при равновесном процессе $p_n^* = p_1$ и $p_n^{**} = p_2$, то

$$L_{\text{д}} = p_2V_2 - p_1V_1 = \int_1^2 d(pV). \quad (1.10)$$

Для систем, рассматриваемых в технической термодинамике, величиной $\sum L_{\text{пр}}$ в (1.8) можно пренебречь, тогда техническая работа будет равна разности между работой расширения и работой по преодолению поля сил давления:

$$L_{\text{тех}} = L_{\text{расш}} - L_{\text{д}}.$$

Используя выражения (1.9) и (1.10), получим:

$$L_{\text{тех}} = - \int_1^2 V dp. \quad (1.11)$$

Обратимся к выражению (1.8). Если сумма работ по преодолению гравитационных, магнитных и прочих полей принять равной нулю, то работа системы при переходе из одного состояния в другое есть работа техническая.

Правые части выражений (1.9) и (1.11) представляют собой определенные интегралы непрерывных и положительных внутри промежутка 1-2 функций. Такие интегралы имеют простое геометрическое истолкование. Так, интеграл вида $\int_1^2 p(V)dV$ численно равен площади под кривой функции $p(V)$, изображенной на графике, рис. 1.3, где по оси ординат отложено давление, а по оси абсцисс – объем. Интеграл $-\int_1^2 V(p)dp$ $= \int_2^1 V(p)dp$ также численно равен площади под кривой, но уже функции $V(p)$, изображенной в координатах pV , рис.1.4. Отсюда работа расширения численно равна площади, ограниченной кривой процесса 1-2, ординатами V_1 и V_2 и осью абсцисс, т.е. $L_{\text{расш}} = F_{1-2} \cdot V_2 - V_1$.

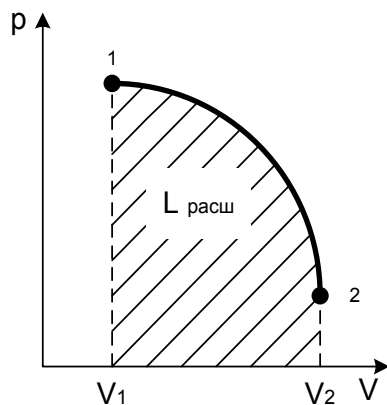


Рис.1.3

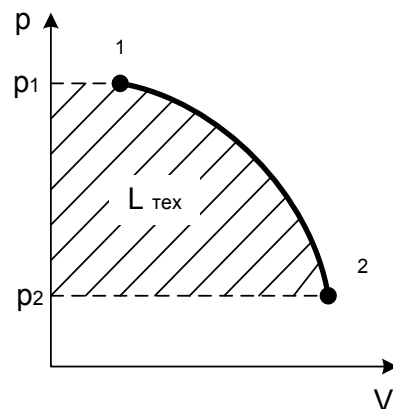
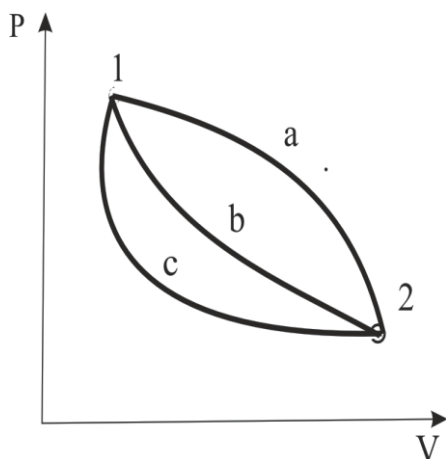


Рис. 1.4

Техническая работа численно равна площади, ограниченной кривой процесса 1-2, абсциссами p_1 и p_2 и осью ординат, т.е. $L_{\text{тех}} = L_{2-p_2 - p_1 - 1}$.

Работа процесса зависит не только от параметров начального и конечного состояний, но и от того, по какому пути осуществляется этот процесс. Как видно из рис.1.5, работа расширения и работа техническая будут существенно различаться в процессах 1-а-2, 1-б-2 и 1-с-2. Отсюда работа как термодинамическая величина есть, прежде всего функция процесса.



Теплоту и работу, отнесенные к массе системы, называют *приведенными* или *удельными*. Приведенная теплота q и приведенная работа l выражаются в Дж/кг и вычисляются с помощью соотношений

$$q = Q / m \quad \text{и} \quad l = L / m.$$

Учитывая это, выражения (1.9) и (1.11) запишутся:

Рис.1.5

$$l_{\text{расш}} =$$

$$\int_1^2 p dv \quad \text{и} \quad l_{\text{мех}} = - \int_1^2 v dp.$$

1.2. Первый закон термодинамики

Основу термодинамики составляют фундаментальные законы природы, сформулированные на основании обобщения результатов множества опытных исследований и открытий. Из этих законов, принимаемых за аксиомы, логическим путем получены все главнейшие следствия, касающиеся различных термодинамических систем, которые именуются *началами* или *законами термодинамики*.

Абсолютный по своему существу, один из наиболее общих законов природы – *закон сохранения и превращения энергии*. Согласно этому закону, энергия закрытой системы при любых процессах, происходящих в системе, остается неизменной. При этом энергия может только превращаться из одной формы в другую.

Первый закон термодинамики является частным случаем этого всеобщего закона и представляет собой его приложение к процессам в термодинамических системах. Он устанавливает возможность превращения различных форм энергии друг в друга и определяет, в каких количественных соотношениях эти взаимные превращения осуществляются.

Изменение энергии произвольной неизолированной системы может происходить в общем случае только за счет двух форм энергообмена – теплоты и работы:

$$\Delta E = Q - L, \quad (1.12)$$

где ΔE – изменение энергии системы;
 Q – теплота, подведенная к системе;
 L – работа, совершенная над системой.

Согласно уравнению (1.12), изменение энергии термодинамической системы возможно за счет подведенной к системе теплоты и совершенной над системой работой.

Уравнение (1.12) представляет собой общее аналитическое выражение первого закона термодинамики. Выразим его через параметры состояния системы. Изменение энергии ΔE получим из выражения (1.7):

$$\Delta E = \Delta I + m \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right).$$

Для термодинамической системы, в которой разностью кинетической энергии можно пренебречь, изменение энергии системы будет равно изменению энтальпии, т.е. $\Delta E = \Delta I$. Тогда с учетом выражений (1.11) и (1.12) получим уравнение первого закона термодинамики в виде:

$$Q = \Delta I + L_{\text{tex}} \quad (1.13)$$

Теплота, подведенная к системе, идет на изменение энтальпии системы и совершение системой технической работы.

Заменим в уравнении (1.13) изменение энтальпии ΔI изменением внутренней энергии ΔU и, используя выражение (1.6), получим:

$$Q = \Delta U + L_{\text{расш.}} \quad (1.14)$$

Уравнения (1.13) и (1.14) представляют собой интегральную форму записи первого закона термодинамики.

Из выражения (1.13) следует, что техническая работа может быть совершена термодинамической системой за счет уменьшения энтальпии и подведенной теплоты. Если процесс круговой, то $\Delta I = 0$, следовательно, в постоянно действующих машинах (в них процессы изменения состояния круговые) для получения технической работы необходимым условием является подведение теплоты.

Аналогичное рассуждение можно провести и по уравнению (1.14). Термодинамическая система может совершить работу расширения только за счет уменьшения своей внутренней энергии или за счет подведенной теплоты. Если в результате процесса внутренняя энергия системы не изменяется

(например, в системе не изменяется температура), то вся теплота, полученная системой от окружающей среды, идет на совершение работы:

$$Q = L_{\text{расш.}}$$

Это выражение позволяет дать следующие формулировки первого закона термодинамики:

При неизменной внутренней энергии системы теплота и работа эквивалентны.

Вечный двигатель первого рода невозможен.

Предполагалось, что вечный двигатель первого рода должен только совершать работу над окружающей средой, ничего не получая от нее.

До сих пор рассматривались системы произвольной массы. Для анализа удобнее пользоваться величинами, приведенными к единице массы вещества. Запишем уравнения (1.13) и (1.14) для 1 кг массы:

$$q = \Delta i + l_{\text{tex}}; \quad (1.15)$$

$$q = \Delta u + l_{\text{рас}}. \quad (1.16)$$

Используя выражения (1.9) и (1.11), запишем полученные уравнения в дифференциальной форме:

$$dq = di - vdp \quad (1.17)$$

$$dq = du + pdv \quad (1.18)$$

Уравнения (1.17) и (1.18) представляют собой разновидность математической записи первого закона термодинамики в дифференциальной форме.

Значение первого закона:

во-первых, он формирует принцип устройства тепло-энергетических установок и систем;

во-вторых, он объясняет физическую сущность процессов, происходящих в тепловых машинах;

в-третьих, он используется при расчетах термодинамических процессов и позволяет оценить энергетический баланс тепловых машин.

1.3. Второй закон термодинамики

Первый закон термодинамики, являясь частным случаем закона сохранения и превращения энергии, рассматривает только его количественную сторону, заключающуюся в том,

что при известном изменении энергии системы соотношение между теплотой и работой строго определено. Этот закон не устанавливает направлений и полноты передачи энергии между телами, не определяет условий, при которых возможно преобразование теплоты в работу, не делает различий между их прямыми и обратными превращениями. Если исходить лишь из первого закона термодинамики, то правомерно считать, что любой мыслимый процесс, который не противоречит закону сохранения энергии, принципиально возможен и мог бы иметь место в природе. Ответ на поставленные вопросы дает *второй закон термодинамики*, который представляет собой совокупность положений, обобщающих опытные данные о качественной стороне закона сохранения и превращения энергии.

Многообразие особенностей взаимного превращения теплоты и работы, а также различные аспекты, в которых эти превращения рассматриваются, объясняют наличие нескольких, по сути эквивалентных, формулировок второго закона термодинамики.

Основные положения этого закона были высказаны французским инженером С. Карно (1824 г.). Карно пришел к выводу, что для преобразования теплоты в работу необходимы два источника теплоты с разной температурой. Само же название “Второй закон термодинамики” и исторически первая его формулировка (1850 г.) принадлежат немецкому физiku Р. Клаузиусу:

“Теплота может переходить сама собой только от горячего тела к холодному; для обратного перехода надо затратить работу”.

Из этого утверждения следует, что для перехода теплоты от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой обязательно необходим подвод энергии от внешнего источника в какой-либо форме, например, в форме работы. В противоположность этому теплота от тела с большей температурой самопроизвольно, без затрат каких-либо видов энергии, переходит к телам с меньшей температурой. Это означает, в частности, что теплообмен при конечной разности температур представляет собой строго односторонний, необра-

тимый процесс, и направлен он в сторону тел с меньшей температурой.

Второй закон термодинамики лежит в основе теории тепловых двигателей. Тепловой двигатель представляет собой непрерывно действующее устройство, результатом действия которого является превращение теплоты в работу. Так, чтобы создать тепловой двигатель, непрерывно производящий работу, необходимо, прежде всего, иметь тело, являющееся поставщиком энергии в форме теплоты. Назовем его источником теплоты.

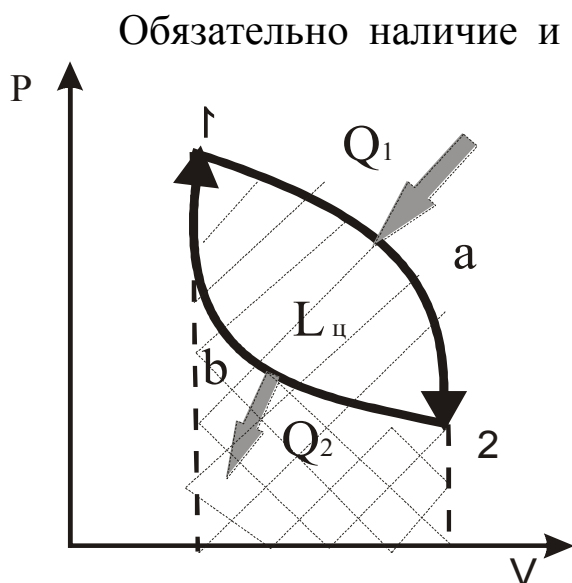


Рис. 1.6

Обязательно наличие и другого тела, которое воспринимает от первого энергию в форме теплоты, а отдает ее в форме работы. Это так называемое *рабочее тело*. Его роль выполняет какая-либо упругая среда (газ, пар). Подвод тепла и преобразование его в работу сопровождается изменением состояния рабочего тела. На рис. 1.6 показано это изменение условно кривой процесса 1-а-2.

Здесь изменяются параметры состояния и, прежде всего, объем рабочего тела, что приводит к совершению работы расширения. Для получения непрерывной работы требуется рабочее тело вернуть в первоначальное состояние по процессу 2-б-1. Таким образом для непрерывного преобразования теплоты в работу надо постоянно осуществлять этот замкнутый круговой процесс или цикл.

Круговым процессом, или циклом, называют совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в свое первоначальное состояние.

Чтобы замкнуть цикл, требуется затратить некоторое количество энергии, в данном случае в форме работы сжатия. Эта работа сжатия должна быть компенсирована путем отвода от рабочего тела эквивалентного ей количества теплоты.

Следовательно, необходимо третье тело, которое воспринимает эту компенсацию. Назовем его теплоприемником. Чтобы теплоприемник воспринял некоторое количество теплоты, его температура должна быть ниже температуры теплоисточника.

В результате выполненного таким способом цикла 1-а-2-б-1, изображенного на рис.1.6, только часть теплоты Q_1 , полученной рабочим телом от теплоисточника, преобразовывается в работу, другая же часть этой теплоты Q_2 обязательно отдается теплоприемнику.

Начало формы

В рассмотренной схеме непрерывно действующего теплового двигателя одно и то же рабочее тело постоянно участвует в круговом процессе. В циклах реальных двигателей рабочее вещество периодически обновляется, т.е. заменяет равным количеством “свежего” вещества. С термодинамической точки зрения замена рабочего вещества может рассматриваться как возвращение рабочего тела в исходное состояние.

Таким образом, для непрерывного преобразования теплоты в работу нужны: источник теплоты; рабочее тело и теплоприемник, имеющий более низкую температуру, чем теплоисточник. Отвод некоторой части теплоты в теплоприемник является обязательным условием функционирования тепловых двигателей. Это условие изложено в следующих формулировках второго закона термодинамики:

“Невозможно построить периодически действующую машину, которая не производит ничего другого, кроме работы и охлаждения источника теплоты” (В. Томсон).

“Все естественные процессы являются переходом от менее вероятных к более вероятным состояниям” (Л. Больцман).

“Осуществление вечного двигателя второго рода невозможно” (В. Освальд).

Под “вечным” двигателем второго рода подразумевается такой тепловой двигатель, который мог бы совершать непрерывную работу, имея только один источник теплоты. Из второго закона термодинамики следует, что какой бы по величине тепловой энергией ни обладала система, при равенстве температур тел системы эту энергию нельзя преобразо-

вать в работу. По этой причине оказались бесплодными попытки тысяч изобретателей “вечных” двигателей.

Распределение энергии, полученной от теплоисточника, в тепловых двигателях схематично показано на рис. 1.7. Полезная работа, совершаемая 1 кг массы рабочего тела за цикл, равна разности работ расширения $l_{расш}$ и сжатия $l_{сж}$, т.е.

$$l_{ц} = l_{рас} - l_{сж}.$$

Количественную связь между теплотой и работой для 1 кг рабочего тела в процессах расширения 1-а-2 и сжатия 2-б-1 (см. рис. 1.6) на основании первого закона термодинамики запишем уравнениями:

$$q_1 = \Delta u_{1-a-2} + l_{расш} \text{ и } q_2 = \Delta u_{2-б-1} + l_{сж}, \quad (1.19)$$

где q_1 – количество теплоты, подведенного к 1 кг рабочего тела от теплоисточника;

q_2 – количество теплоты, отведенного от 1 кг рабочего тела к теплоприемнику;

Δu_{1-a-2} и $\Delta u_{2-б-1}$ – изменение внутренней энергии 1 кг рабочего тела в процессах 1-а-2 и 2-б-1, соответственно.

Вычтем второе уравнение из первого и получим:

$$q_1 - q_2 = \Delta u_{1-a-2-б-1} + (l_{расш} - l_{сж}).$$

Так как рабочее тело возвращается в исходное состояние, то изменение внутренней энергии за цикл будет равно нулю, т.е. $\Delta u_{1-a-2-б-1} = 0$. В итоге с учетом выражения (1.19) получим:

$$l_{ц} = q_1 - q_2 \quad (1.20)$$

Из (1.20) следует, что, во-первых, работа цикла совершается только за счет теплоты и, во-вторых, работа цикла равна теплоте, подведенной от теплоисточника, за вычетом теплоты, отведенной к теплоприемнику.

Долю полезно используемой теплоты оценивают *тер-*

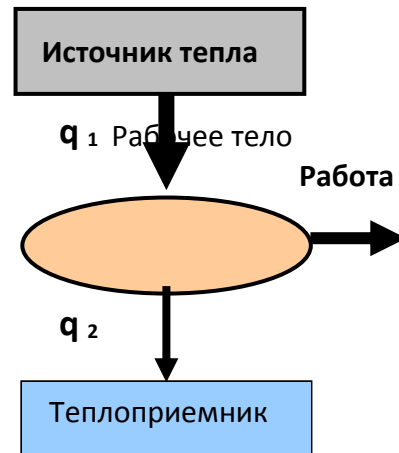


Рис. 1.7

мическим КПД цикла, который обозначают η_t .

Под термическим КПД понимают отношение теплоты, преобразованной в полезную работу цикла, ко всей подведенной теплоте:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \quad \text{или} \quad \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.21)$$

Из данных выражений следует, что чем меньше теплоты передается теплоприемнику, тем больше значение η_t . Это означает, что происходит более полное преобразование теплоты в работу.

Ввиду необходимости передавать часть энергии в форме теплоты теплоприемник термический КПД любого цикла не может быть равен единице.

Таким образом, второй закон термодинамики устанавливает полноту преобразования теплоты в работу.

Кроме того, он указывает на качественное различие между теплотой и работой. Если работа может вся без остатка преобразовываться в теплоту, то теплота никогда полностью не может быть преобразована в работу.

Уникальным научным достижением явилось выражение этого качественного различия количественной величиной энтропией. “Энтропия” в переводе с греческого означает “поворот” или “превращение”. Сначала понятие энтропии было введено в науку формально. Р. Клаузиус (1854г.) показал, что для термодинамической системы существует некая функция S , приращение которой определяется выражением

$$dS = \frac{dQ}{T}. \quad (1.22)$$

Он назвал эту функцию энтропией. Позже, при рассмотрении большого числа задач, было выявлено физическое содержание энтропии.

Так как энтропия не поддается простому интуитивному представлению, попытаемся уточнить ее смысл путем сравнения с аналогичными величинами, более доступными для нашего понимания. Запишем выражение работы расширения в дифференциальной форме: $dL_{расш} = p dV$.

Здесь давление p является величиной *необходимой*, но

не достаточной для совершения работы. Изменение же объема приведет к работе расширения. Объем в приведенном уравнении выполняет свойство *достаточного* параметра. Таким образом, судить о том, что совершена работа расширения или сжатия можно лишь по изменению объема.

Теперь запишем выражение (1.22) в виде: $dQ = T dS$.

Здесь температура является величиной *необходимой*, но еще не *достаточной* для того, что бы говорить о том, подводится тепло к системе или отводится от неё. Так, в адиабатном процессе система не обменивается теплотой с окружающей средой, а температура изменяется существенно. Остается один параметр, который должен обладать свойством *достаточности*, и этот параметр – энтропия. Только по изменению энтропии можно судить о теплообмене системы с окружающей средой. Отсюда можно выразить смысл энтропии.

Энтропия есть калорический параметр состояния термодинамической системы, характеризующий направление протекания процесса теплообмена между системой и внешней средой.

Выражение (1.22) дает возможность установить единицу энтропии, которая равна Дж/К. Приведенное значение энтропии обозначают через $s = S/m$, с единицей Дж/К·кг.

Вопросы для самоконтроля

1. Определение термодинамической системы, характеристики систем.
2. Давление как параметр состояния системы.
3. Температура как параметр состояния системы.
4. Раскройте сущность понятия энергии и ее составляющих для термодинамической системы
5. Калорические параметры состояния системы.
6. Что в термодинамике понимается под теплотой и работой процесса? Их обозначения и единицы измерения?
7. Проанализируйте аналитическое выражение первого закона термодинамики. Приведите примеры его применения.
8. Запишите аналитическое выражение второго закона термодинамики и поясните величины, входящие в него.
9. Что понимают под термическим КПД, какие потери он учитывает?

Глава 2. Свойства систем и процессы в них

2.1. Рабочее тело тепловых машин

2.1.1. Идеальный газ как рабочее тело

Выше было показано, что для непрерывного взаимного преобразования теплоты и работы необходимо иметь, кроме источника теплоты и теплоприемника, вспомогательное тело, которое воспринимает энергию в одной форме и в результате кругового процесса преобразует ее некоторую часть в другую форму. Это вспомогательное тело рассматривают как термодинамическую систему и называют *рабочим телом*.

В качестве рабочих тел тепловых машин необходимо использовать вещества, обладающие свойством сжимаемости. Это требование вытекает из того, что циклы тепловых машин обязательно включают процессы, связанные с изменением объема рабочего тела, например, расширение продуктов сгорания в ДВС, сжатие фреона в компрессоре холодильной машины и т.п. В табл. 2 Приложения приведены свойства некоторых газов, используемых в качестве рабочих тел.

Рабочим телом современных теплоэнергетических установок являются однородный газ или газовые смеси. В ряде случаев протекание процессов связано с рабочим телом многофазового состава. Так, например, в испарителе холодильной машины хладагент находится в парожидкостном состоянии. Рабочее тело часто включает вещества, способные вступать друг с другом в химические реакции. В общем случае фазовые переходы и химические реакции сопровождаются тепловым и механическим взаимодействием с внешней средой, поэтому для их анализа используются общие методы термодинамики. Расчеты циклов энергетических установок существенно упрощаются, если реальный газ рассматривать как идеальный.

Под идеальным понимают газ, в котором силы межмолекулярного взаимодействия отсутствуют, а сами молекулы рассматриваются как материальные точки.

Все реальные газы при высоких температурах и малых

давлениях почти полностью подходят под понятие идеального газа, и по своим свойствам практически не отличаются от него. Введение понятия идеального газа позволило получить простые математические зависимости между параметрами состояния и создать стройную теорию термодинамических процессов. Рассмотрим некоторые свойства газов и газовых смесей.

Уравнения состояния идеального газа

Функциональную связь между термодинамическими параметрами идеального газа впервые получил в 1834 г. французский физик Б. Клапейрон: *для выбранного состояния произведение давления на удельный объем, деленное на абсолютную температуру, есть величина постоянная, т.е.*

$$\frac{pv}{T} = R. \quad (2.1)$$

Величину R называют *газовой постоянной* и измеряют в Дж/(кг·К).

Найдем числовое значение газовой постоянной R и выявим ее физическую сущность. Для этого обратимся к еще одной закономерности поведения газов, экспериментально установленной в 1811г. итальянским ученым А. Авогадро.

При одинаковых давлениях и температурах одинаковые количества различных газов занимают один и тот же объем.

В СИ за единицу количества вещества принят *моль* (М). Моль равен количеству вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько содержится атомов в углероде – 12 массой 0,012 кг. Установлено, что в 12 г углерода содержится $6 \cdot 10^{23}$ атомов. Такое количество структурных элементов в любом другом веществе имеет другую массу. Моль – расчетная единица, и эталона для его воспроизведения не существует.

Массу одного моля вещества называют *молярной массой*. Молярную массу обозначают через μ . Единица молярной массы – кг/моль. При численном выражении молярной массы различных веществ иногда за единицу количества вещества принимают 1000 молей – 1 кмоль.

Величины, характеризующие количественную единицу вещества в молях, условимся обозначать чертой сверху. Тогда объем моля какого-либо газа \bar{V} будет равен произведению удельного объема газа на его молярную массу, т.е. $\bar{V} = \nu \mu$.

Согласно закону Авогадро, для различных газов при одинаковых условиях будет иметь:

$$\nu_1 \mu_1 = \nu_2 \mu_2 = \nu \mu. \quad (2.2)$$

Экспериментально установлено, что при нормальных физических условиях ($T_0 = 273,15$; $p_0 = 760$ мм рт. ст. объем одного моля любого газа $\bar{V}_0 = 22,41$ м³/моль.

Из определения газовой постоянной следует, что

$$R = \frac{p_0 \nu_0}{T_0}.$$

Умножив обе части этого равенства на μ и подставив численные значения p_0 , \bar{V}_0 и T_0 , получим:

$$\mu R = \frac{p_0 \bar{V}_0}{T_0} = \frac{101325 \cdot 22,41}{273,15} = 8314 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}.$$

Величину μR обозначают \bar{R} и называют *универсальной* (молярной) газовой постоянной.

Универсальная газовая постоянная для одного моля всех газов, независимо от их природы, является величиной постоянной и равной: $\bar{R} = 8314$ Дж/(моль·К). Отсюда, газовая постоянная 1 кг конкретного газа вычисляется как

$$R = \frac{8314}{\mu}.$$

Для одного и того же газа, в зависимости от его массы, уравнение состояния может быть записано по-разному:

$$\text{для 1 кг} \quad p \nu = R T \quad (2.3)$$

$$\text{для } m \text{ кг} \quad pV = m R T, \quad (2.4)$$

$$\text{для одного моля} \quad p\bar{V} = \bar{R} T. \quad (2.5)$$

Уравнение состояния реального газа

Все полученные выше уравнения состояния справедливы только для идеальных газов. Состояния реальных газов могут описываться этими уравнениями только приближенно,

поскольку здесь не учитываются силы взаимодействия между молекулами и объемы самих молекул.

За прошедшие два столетия различными авторами было предложено значительное число уравнений состояния реального газа. Наибольшее применение в настоящее время имеет уравнение, полученное в 1873 г. голландским физиком Ван-дер-Ваальсом:

$$(p + \frac{a}{v^2})(v - b) = RT, \quad (2.6)$$

где a и b – постоянные для конкретного газа величины.

Физический смысл поправки b состоит в следующем. У реального газа молекулы занимают определенный объем, и между ними существуют силы взаимодействия. При нормальных состояниях эти силы проявляются как силы притяжения, возрастающие с уменьшением расстояния между молекулам. Но такая закономерность замечается до определенного сближения молекул. При дальнейшем уменьшении расстояния между ними возникают силы отталкивания, величина которых тем больше, чем ближе молекулы друг к другу. Они становятся такими огромными, что никакие давления далее не способны уменьшить объем газа. Величина b и есть наименьший объем, до которого представляется возможным сжать газ.

Поправка на давление вытекает из следующих соображений. У реальных газов между молекулами существуют силы притяжения. По этой причине давление реального газа имеет меньшее значение, чем давление идеального газа при одинаковых p и T , на величину Δp :

$$p = \frac{RT}{v - b} - \Delta p.$$

Величина Δp пропорциональна квадрату числа молекул в единице объема. Поскольку молекулы реального газа обладают массой, то Δp пропорционально квадрату плотности или обратно пропорционально квадрату удельного объема. Коэффициентом пропорциональности является величина a , тогда $\Delta p = a/v^2$. Величины a и b относятся к индивидуальным постоянным и зависят только от природы газа. Они могут быть определены как теоретически, так и опытным путем. Их

численное значение, например, для азота следующее:

$$a = 0,135 \text{ (Н} \cdot \text{м}^4\text{)/кг}^2 \quad \text{и} \quad b = 0,386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3\text{/кг}.$$

2.1.2. Газовые смеси

В большинстве случаев в качестве рабочих тел термодинамических систем используются не однородные газы, а их смеси, например, воздух, природный газ, продукты сгорания топлива и т.д.

Газовыми смесями называют механические смеси отдельных газов при условии отсутствия в них химических реакций.

Длительное изучение газовых смесей позволило установить их некоторые особенности:

- каждый газ, входящий в смесь, занимает весь ее объем и имеет ее температуру;
- каждый газ, находящийся в смеси, подчиняется своему уравнению состояния;
- каждый газ, занимающий объем смеси и имеющий температуру смеси, производит соответствующее индивидуальное давление на оболочку сосуда. Это давление называется *парциальным*.

Чтобы определить параметры газовой смеси, необходимо знать количество каждого газа, составляющего смесь, т.е. знать состав смеси. Состав смеси может быть задан парциальными давлениями, массовыми или объемными долями.

Задание смеси парциальными давлениями

Парциальное давление обозначается через p_i . Если в смеси находится n газов, то сумма их парциальных давлений равна давлению смеси:

$$p_{\text{см}} = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (2.7)$$

Это равенство носит название закона Дальтона.

Задание смеси массовыми долями

Массовой долей называется отношение массы данного газа к массе газовой смеси.

Массовая доля обозначается через g_i и определяется по выражению:

$$g_i = m_i / m_{\text{см}}. \quad (2.8)$$

Сумма массовых долей равна единице:

$$\sum_{i=1}^n g_i = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{m_{см}} = \frac{m_{см}}{m_{см}} = 1.$$

Задание смеси объемными долями.

Объемной долей называется отношение приведенного объема данного газа к объему всей смеси.

Под приведенным объемом понимают такой объем, который занимал бы индивидуальный газ, имея давление и температуру смеси.

Объемную долю обозначается через r_i и определяется по выражению:

$$r_i = V_i / V_{см}, \quad (2.9)$$

где V_i – приведенный объем.

Сумма объемных долей равна единице:

$$\sum_{i=1}^n r_i = r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1.$$

Соотношения между парциальными давлениями, массовыми и объемными долями имеют вид:

$$p_i = r_i p_{см}, \quad (2.10)$$

$$r_i = g_i \frac{\mu_{см}}{\mu_i}, \quad (2.11)$$

$$p_i = g_i \frac{p_{см} \mu_{см}}{\mu_i}. \quad (2.12)$$

Здесь $\mu_{см}$ – молярная масса смеси.

Под $\mu_{см}$ понимают молярную массу условного газа, у которого в массе m , равной массе смеси, содержится число молей M , равное числу молей в газовой смеси.

Выражения для вычисления молярной массы смеси газов можно получить из (2.10) и (2.11), именно

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i, \quad (2.13)$$

$$\mu_{см} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \mu_i}{p_{см}}, \quad (2.14)$$

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (2.15)$$

$$\text{Тогда} \quad R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}} . \quad (2.16)$$

2.2. Теплоемкость газов

2.2.1. Понятие теплоемкости

Экспериментально установлено, что величина теплоты, необходимая для изменения температуры конкретного количества вещества системы, пропорциональна разности конечной и начальной температур:

$$Q = C (T_2 - T_1),$$

где C – коэффициент пропорциональности.

В общем случае коэффициент C характеризует физическое свойство системы, которое называется *теплоемкостью*.

Количественно теплоемкость равна теплоте, которой обменивается с окружающей средой система при изменении ее температуры на один кельвин. Аналитически это определение записывается в виде

$$C = \frac{dQ}{dT} . \quad (2.17)$$

За единицу теплоемкости принят Дж/К.

Теплоемкость, отнесенную к какой-либо количественной единице вещества, называют *удельной*. Для газов широко используются массовая, молярная и объемная удельные теплоемкости.

Массовая теплоемкость численно равна количеству теплоты, необходимому для изменения температуры одного килограмма газа на один кельвин.

Обозначают удельную массовую теплоемкость строчной буквой c и выражают в Дж/(кг · К).

Теплоемкость одного моля газа называют *молярной* теплоемкостью обозначают \bar{C} и выражают в Дж/(моль · К).

Теплоемкость единицы объема газа при нормальных физических условиях именуют *объемной* теплоемкостью. Ее обозначают c' и выражают в Дж/(м³ · К).

Массовая, молярная и объемная теплоемкости связаны соотношением:

$$c = \frac{\bar{c}}{\mu} = \frac{c'}{\rho}, \quad (2.18)$$

где μ – молярная масса газа;

ρ – плотность газа при нормальных физических условиях.

Численное значение теплоемкости газа так же, как и теплоемкость твердых и жидких тел, зависит от его природы и уровня температуры, при которой она определяется.

Однако кардинальным отличием понятия теплоемкости газа от теплоемкости жидких и твердых тел является то, что на величину теплоемкости газа специфическое влияние оказывает характер процесса, в котором она вычисляется. Так, в адиабатном процессе, где $dQ = 0$, теплоемкость равна нулю. В процессе с постоянной температурой ($T = \text{const}$) теплоемкость равна бесконечности ($c = \pm \infty$). Теплоемкость газа, присущую тому или иному процессу, принято обозначать индексом, характеризующим конкретный процесс.

2.2.2. Теплоемкости c_p и c_v

В термодинамике широко используются две теплоемкости – c_p (в процессе при постоянном давлении) и c_v (в процессе при постоянном объеме). Проанализируем их особенности. С этой целью представим два цилиндра с поршнями (рис. 2.1). В цилиндрах находится по одному килограмму одного и того же газа. Первоначальные значения давления и удельного объема в цилиндрах одинаковы. Поршень в первом цилиндре закреплен, а во втором – может свободно перемещаться. Поставим задачу: изменить температуру газа в каждом цилиндре на одну и ту же величину dT .

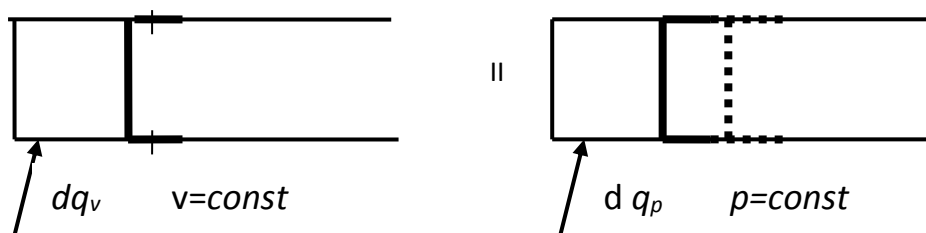


Рис. 2.1

Для цилиндра 1 запишем уравнение первого закона термодинамики в виде

$$dq_v = du + p dv.$$

Разделим его на dT и, принимая во внимание, что $dv = 0$, получим:

$$\frac{dq_v}{dT} = \frac{du}{dT},$$

откуда

$$c_v = \frac{du}{dT}. \quad (2.19)$$

Интегрированием уравнения (2.19) от начального до конечного состояния процесса получим связь между изменением внутренней энергии и температуры:

$$\Delta u = c_v \Delta T. \quad (2.20)$$

Проделав аналогичные операции с уравнением первого закона термодинамики для газа, находящегося во втором цилиндре, получим:

$$c_p = \frac{di}{dT}. \quad (2.21)$$

Отсюда следует соотношение между изменениями энтальпии и температуры в виде

$$\Delta i = c_p \Delta T. \quad (2.22)$$

Теплоемкости в процессах при постоянном давлении и постоянном объеме имеют не только различные математические выражения, но и различные числовые значения. Так, доказывается, что $c_p > c_v$. Это видно из сравнения уравнений (2.20) и (2.22). Поскольку при одинаковом изменении температуры величина $di > du$, то, следовательно, $c_p > c_v$.

Обращаясь к рассмотренному примеру, можно пояснить

Можно определить, на сколько $c_p > c_v$. Для этого вычтем из (2.22) выражение (2.20) и, учитывая соотношение (1.6), получим:

$$c_p - c_v = \frac{di - du}{dT} = \frac{d(pv)}{dT}.$$

Дифференцируя уравнение состояния для 1 кг газа, будем иметь:

$$d(pv) = R dT.$$

Отсюда

$$c_p - c_v = R. \quad (2.23)$$

Выражение (2.23) называется *уравнением Майера*. Оно показывает, что для любого газа разность между теплоемкостями при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$ численно равна величине газовой постоянной этого газа.

Отношение теплоемкостей c_p и c_v называют *показателем адиабаты* и обозначают буквой κ , т.е.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}. \quad (2.24)$$

Величина κ зависит от природы газа и всегда больше единицы. По известным значениям R и κ можно вычислить как c_p , так и c_v , используя следующие выражения:

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad \text{и} \quad c_v = \frac{1}{\kappa - 1} R.$$

2.2.3. Зависимость теплоемкости от температуры

Теоретические исследования и опытные данные показывают, что при повышении температуры газа колебательные движения атомов в молекуле становятся интенсивнее. При этом для повышения температуры газа на каждый градус необходимо все большее количество энергии в форме теплоты. Таким образом, теплоемкость газа представляет собой функцию температуры. В общем случае зависимость теплоемкости газа от температуры можно представить в виде степенного ряда

$$c = c_0 + \alpha t + \beta t^2 + \gamma t^3 + \dots, \quad (2.25)$$

где c_0 – значение теплоемкости при $t = 0^\circ\text{C}$;

α , β , γ – числовые коэффициенты.

Значения c_0 , α , β , γ определяются эмпирическим путем.

В качестве примера приведем квадратичную зависимость молярной теплоемкости азота от температуры:

$$\bar{c}_p = 29,02 + 0,00531t + 0,000000127 t^2, \text{ кДж/(моль} \cdot \text{K)}.$$

В диапазоне температур, имеющих место в современных тепловых машинах, зависимость теплоемкости от температуры с достаточной степенью точности можно считать линейной. Это значит, что в уравнении (2.25) можно учитывать только два первых слагаемых, т.е.:

$$c = c_0 + \alpha t. \quad (2.26)$$

Теплоемкость, соответствующую данной температуре, называют *истинной*. и вычисляют по уравнению (2.25) или (2.26).

В теплотехнических расчетах часто возникает необходимость знать *среднее* значение теплоемкости в определенном интервале температур.

Средней теплоемкостью c_{cp} данного процесса в интервале температур от t_1 до t_2 называют отношение теплоты процесса q_{1-2} к разности температур $t_2 - t_1$, т.е. $c_{cp} = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1}$.

После подстановки значений $q_{1-2} = \int_1^2 c dt$ и c из (2.26), получим:

$$c_{cp} = c_0 + \alpha \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (2.27)$$

В справочной литературе приводятся теплоемкости только для отдельных газов, в то время как при тепловых расчетах приходится встречаться с газовыми смесями. Ниже приведены выражения для вычисления теплоемкости смеси газов, если она задана парциальными давлениями, массовыми или объемными долями.

$$c_{p\text{ см}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_{pi} \mu_i p_i}{\mu_{\text{см}} p_{\text{см}}}, \quad c_{v\text{ см}} = \frac{\sum_{i=1}^n c_{vi} \mu_i p_i}{\mu_{\text{см}} p_{\text{см}}}; \quad (2.28)$$

$$c_{p\text{ см}} = \sum_{i=1}^n c_{pi} g_i, \quad c_{v\text{ см}} = \sum_{i=1}^n c_{vi} g_i; \quad (2.29)$$

$$c'_{p\text{ см}} = \sum_{i=1}^n c'_{pi} r_i, \quad c'_{v\text{ см}} = \sum_{i=1}^n c'_{vi} r_i. \quad (2.30)$$

Уравнение Майера для смеси газов будет иметь вид

$$c_{p\text{ см}} - c_{v\text{ см}} = R_{\text{см}}. \quad (2.31)$$

2.3. Термодинамические процессы

2.3.1. Понятие термодинамического процесса

Термодинамический процесс – это определенная последовательность изменения параметров состояния рабочего тела системы.

Термодинамические процессы могут быть равновесными и неравновесными, обратимыми и необратимыми. Если изменение состояния термодинамической системы протекает с нарушением ее внутреннего равновесия, то имеет место

неравновесный термодинамический процесс. Реальные процессы, наблюдаемые в природе, в эксперименте, в машинах, являются неравновесными, их описание методами термодинамики невозможно.

С целью изучения основных свойств систем при обмене энергией с окружающей средой используют подход научной абстракции, идеализируют реальные процессы, принимая их за равновесные.

Термодинамический процесс, протекающий с бесконечно малым отклонением состояния системы от равновесного, называется *равновесным*.

Для равновесной термодинамической системы связь между термодинамическими параметрами устанавливается уравнением состояния идеального газа. Следовательно, это уравнение справедливо и для равновесного термодинамического процесса не только в начальном и конечном состояниях системы, но и в любом промежуточном ее состоянии.

В общем случае в процессе могут изменяться произвольно (независимо) два термодинамических параметра из трех. Изучение работы тепловых машин показывает, что наибольший интерес для практики представляют конкретные термодинамические процессы, а именно изменения состояния, протекающие при постоянных давлении, объеме, и температуре, а также без теплообмена с окружающей средой. Их характерной особенностью является то, что величина теплоемкости на всем протяжении процесса остается неизменной.

В термодинамике широко используются графические методы анализа процессов. При этом удобнее использовать не пространственные трехмерные изображения линий, описываемых функцией $f(p, v, T)$, а их двумерные проекции на одну из трех координатных плоскостей. Как правило, используется графическое изображение термодинамических процессов в координатах $p v$ и $T s$, а в особых случаях – в координатах $i s$; $p i$; $i d$ и др.

В $p v$ и $T s$ – координатах на рис.2.3 и 2.4 показан произвольный термодинамический процесс изменения параметров от состояния 1 до состояния 2. На рис. 2.3 площадь, ограниченная кривой процесса 1-2, осью абсцисс и крайними орди-

натами a и b численно равна работе расширения, а площадь, ограниченная кривой процесса, осью ординат и крайними абсциссами c и d , – технической работе. В Ts - координатах площадь, ограниченная кривой процесса 1-2, осью абсцисс и крайними ординатами a и b , выражается интегралом:

$$F_{a-1-2-b} = \int_1^2 T ds$$

Поскольку $dq = Tds$ или $q = \int_1^2 Tds$, то $F_{a-1-2-b}$ численно равна подведенной теплоте в процессе.

Так как указанные площади зависят от характера процесса, то теплота и работа являются его функциями.

Независимо от особенностей процесс их анализа проводится в определенной последовательности, заключающейся в следующем:

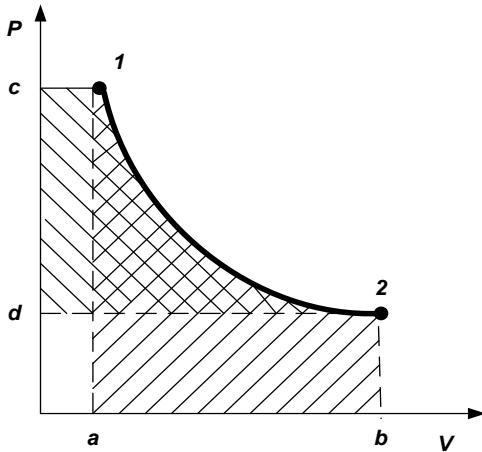


Рис 2.3

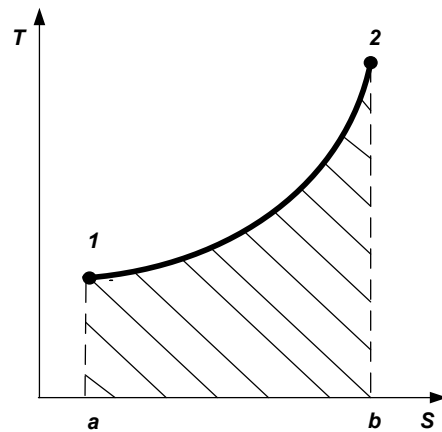


Рис. 2.4

- устанавливается характер процесса, назначается постоянный параметр;
- с использованием первого закона термодинамики и конкретных особенностей процесса выводится его уравнение;
- из уравнения процесса и уравнения состояния получают соотношения между термодинамическими параметрами
- указывается способ построения графиков в координатах pv и Ts ;
- определяется изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии рабочего тела;
- записываются выражения для работы расширения; работы технической и теплоты процесса; – устанавливается ко-

личественное соотношение между теплотой, изменением внутренней энергии и работой в процессе.

Используя указанную последовательность, проведем анализ обобщенного для всех возможных термодинамических процессов – *политропного*.

Политропный процесс

Определение процесса

Термодинамический процесс, протекающий при неизменной теплоёмкости, называется политропным.

Название “политропный” происходит от греческих слов “поли” – много и “тропос” – направление, путь. В политропном процессе в общем случае могут изменяться все термодинамические и калорические параметры кроме теплоёмкости, которую обозначают через c_x .

Вывод уравнения процесса.

Для вывода уравнения используем выражение первого закона термодинамики, записанное через энтальпию и внутреннюю энергию:

$$dq = di - vdp \quad \text{и} \quad dq = du + pdv.$$

Выразив через теплоемкости записанные выражения, получим:

$$c_x dT = c_p dT - vdp \quad \text{и} \quad c_x dT = c_v dT + pdv.$$

Отсюда

$$(c_x - c_p) dT = -v dp \quad \text{и} \quad (c_x - c_v) dT = p dv.$$

Разделим почленно первое уравнение на второе:

$$\frac{c_x - c_p}{c_x - c_v} = - \frac{vdp}{pdv}.$$

Левую часть равенства обозначим через n , т.е.

$$\frac{c_x - c_p}{c_x - c_v} = n. \quad (2.32)$$

Проведя разделение переменных, получим:

$$n \frac{dv}{v} = - \frac{dp}{p}.$$

После интегрирования этого соотношения в пределах от начала до конца процесса и антилогарифмирования, будем иметь:

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n.$$

Отсюда следует, что

$$p v^n = \text{const.} \quad (2.33)$$

Выражение (2.33) называется *уравнением политропного процесса*. Оно устанавливает связь между параметрами состояния в процессе с теплоемкостью $c_x = \text{const.}$ Показатель степени n в уравнении называют *показателем политропы*. Он принимает для каждого c_x конкретное числовое значение и, как изображено на рис.2.5, может меняться от $-\infty$ до $+\infty$. Здесь зависимость теплоемкости политропного процесса от показателя n получена из (2.32) в виде

$$c_x = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} \quad (2.34)$$

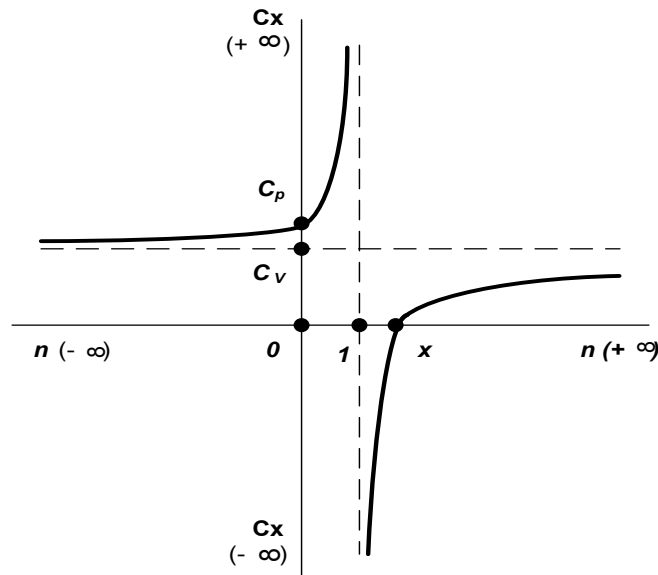


Рис.2.5

Соотношение между термодинамическими параметрами
Используя уравнения (2.3) и (2.33), получим следующие соотношения:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n \quad \text{и} \quad \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (2.35)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad \text{и} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad (2.36)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad \text{и} \quad \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (2.37)$$

Уравнения (2.35) – (2.37) при заданном показателе политропы n и известном одном из состояний процесса позво-

ляют определить любое другое состояние, если в нем известен хотя бы один из параметров.

При анализе процессов часто возникают задачи определения показателя политропы по параметрам двух известных состояний. Выражение для вычисления n получим из уравнения (2.33) в виде:

$$n = \frac{\ln \frac{p_1}{p_2}}{\ln \frac{v_2}{v_1}} = \frac{\ln \frac{p_1}{p_2}}{\ln \frac{p_1 T_2}{p_2 T_1}} = \frac{\ln \frac{v_2 T_1}{v_1 T_2}}{\ln \frac{v_2}{v_1}}. \quad (2.38)$$

Графическое изображение процесса

Графическое изображение политропного процесса в координатах pv или Ts называется *политропой*,

Построение кривой процесса в координатах pv проводится с использованием уравнения (2.33), записанного в виде:

$$p_i = p_1 v_1^n \frac{1}{v_i^n} \quad (2.39)$$

где p_i и v_i – текущие значения давления и удельного объема; p_1 и v_1 – исходные значения указанных параметров.

Для построения процесса в координатах Ts , рис. 2.7, используют уравнение второго закона термодинамики, так

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{c_x dT}{T} = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} \frac{dT}{T}.$$

Интегрируя данное выражение в пределах от 1 до i , получим

$$s_i = s_1 + c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} \ln \frac{T_i}{T_1}. \quad (2.40)$$

Справедливы и следующие выражения:

$$s_i = s_1 + c_p \ln T_i/T_1 - R \ln p_i/p_1 \quad \text{и} \quad s_i = s_1 + c_v \ln T_i/T_1 + R \ln v_i/v_1$$

Работа процесса

Используя уравнение политропы, выразим работу расширения (1.9) через начальные и конечные параметры процесса

$$l_{\text{расш}} = \int_1^2 p dv = \int_1^2 p_1 \frac{v_1^n}{v^n} dv = p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n}.$$

После интегрирования и некоторых преобразований получим:

$$l_{расш} = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.41)$$

Проводя те же операции, что и при выводе $l_{расш}$ получим уравнение для технической работы в виде

$$l_{tex} = - \int_1^2 v dp = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

или

$$l_{tex} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.42)$$

Сравнивая выражения (2.52) и (2.53), видим, что техническая работа в n раз больше работы расширения, т.е.

$$l_{tex} = n l_{расш}.$$

Теплота процесса

Теплоту политропного процесса выражают через теплоемкость, либо используют для этого выражение первого закона термодинамики:

$$q = c_n (T_2 - T_1) = c_v \frac{n-\kappa}{n-1} (T_2 - T_1),$$

$$q = \Delta u + l_{расш} = c_v (T_2 - T_1) - \frac{R}{n-1} (T_2 - T_1),$$

$$q = \Delta i + l_{tex} = c_p (T_2 - T_1) - \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1).$$

Соотношение между теплотой, работой и внутренней энергией

Для оценки доли теплоты, затраченной на изменение внутренней энергии, в термодинамике при исследовании циклов вводят коэффициент α , которым обозначают отношение

$$\alpha = \frac{\Delta u}{q}. \quad (2.43)$$

Долю тепла, расходуемую на совершение работы расширения, обозначают через ξ , тогда

$$\xi = \frac{l_{расш}}{q} \quad \text{или} \quad \xi = 1 - \alpha. \quad (2.44)$$

Выразив изменение внутренней энергии и теплоту через теплоемкости, получим:

$$\alpha = \frac{\Delta u}{q} = \frac{c_v \Delta T}{c_n \Delta T} = \frac{n-1}{n-\kappa} \quad \text{и} \quad \xi = 1 - \alpha = \frac{1-\kappa}{n-\kappa} \quad (2.45)$$

Таким образом, распределение теплоты между внутренней энергией и работой в процессе можно оценить по известному показателю политропы.

2.3.2. Изопараметрические процессы

В циклах тепловых двигателей и тепловых машин используются так называемые *изопараметрические* процессы: изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный.

Термодинамический процесс, протекающий при постоянном давлении, называют изобарным.

Изохорным именуют термодинамический процесс осуществляемый при неизменном объеме.

Изотермический – это такой термодинамический процесс, в котором температура постоянна.

Адиабатным называют термодинамический процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой.

Результаты анализа изопараметрических процессов представлены в табл. 2.1.

В зависимости от энергообмена системы с окружающей средой политропные процессы расширения можно разбить на три характерные группы:

I группа – с показателем процесса n от $-\infty$ до 1;

II группа – с показателем процесса n от 1 до κ ;

III группа – с показателем процесса n от κ до $+\infty$.

Распределение процессов по группам в $p-v$ и $T-s$ – координатах показано на рис.2.6 и рис.2.7 соответственно. Процессы, лежащие выше изотермы, протекают с увеличением внутренней энергии, ниже – с ее уменьшением. К процессам, расположенным над адиабатой, теплота подводится, под адиабатой – отводится. Процессы расширения лежат справа от изохоры, сжатия – слева.

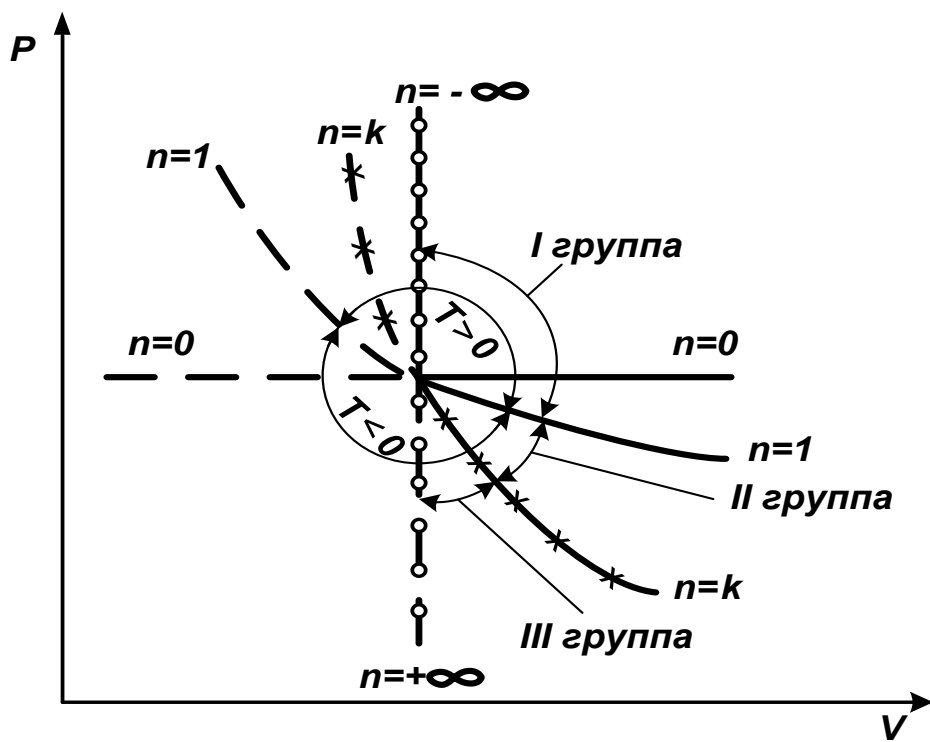


Рис. 2.6

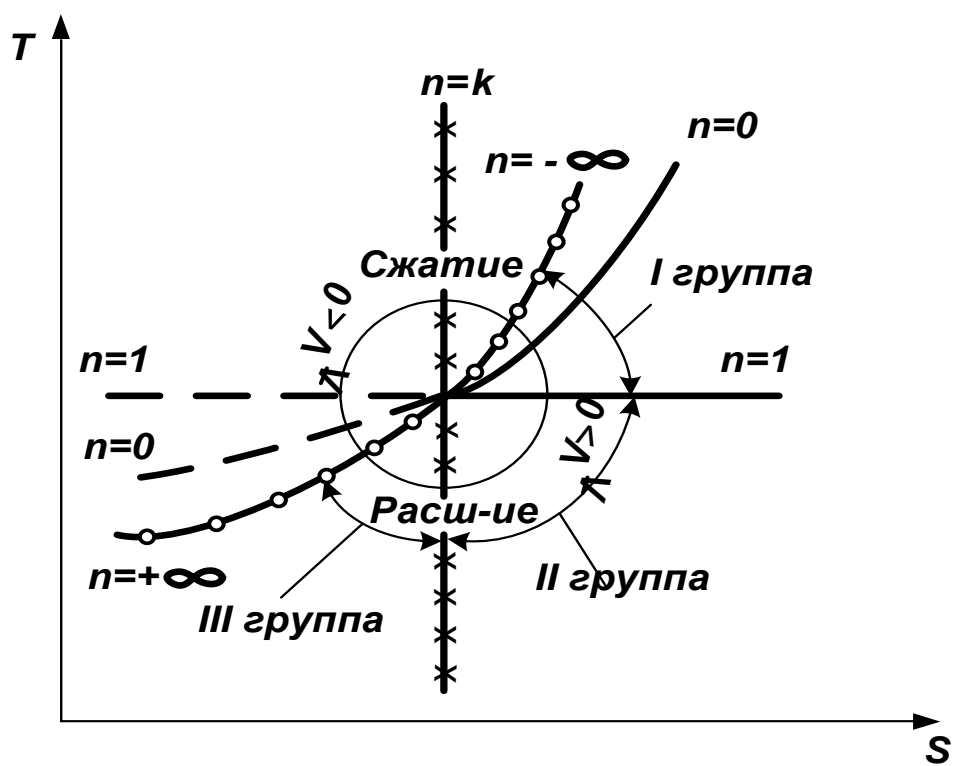
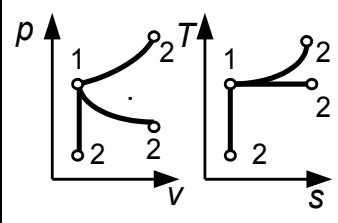
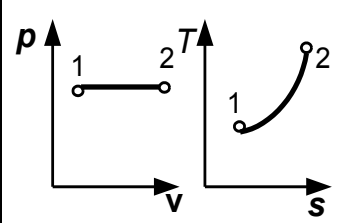
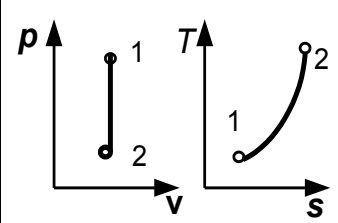
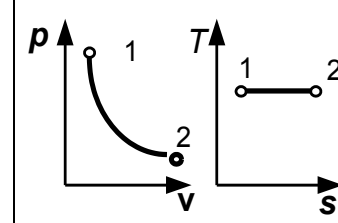
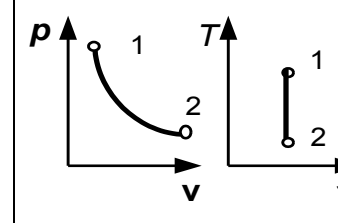


Рис. 2.7

Таблица 2.1

Изопараметрические процессы

Полиτροπный	Изобарный	Изохорный	Изотермический	Адиабатный
$c_x = \text{const}$	$c_x = c_p$	$c_x = c_v$	$c_x = \pm \infty$	$c_x = 0$
$pv^n = \text{const}$ $\Delta s = c_v \frac{n-\kappa}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}$	$p = \text{const}$ $\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$v = \text{const}$ $\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$pv = \text{const}$ $\Delta s = R \ln \frac{p_1}{p_2}$	$pv^\kappa = \text{const}$ $\Delta s = 0$
$n = \frac{c_x - c_p}{c_x - c_v}$	$n = 0$	$n = \pm \infty$	$n = 1$	$n = \kappa$
				
$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$	$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
$l_p = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ $l_T = n \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$	$l_p = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$ $l_T = 0$	$l_T = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$ $l_p = 0$	$l_p = RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$ $l_T = RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$	$l_p = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ $l_T = n \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$
$q = c_v \frac{n-\kappa}{n-1} (T_2 - T_1)$	$q = c_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1$	$q = c_v (T_1 - T_2) = u_1 - u_2$	$q = T_1 (s_2 - s_1)$	$ds = 0; dq = 0$
$\alpha = \frac{n-1}{n-\kappa}; \zeta = \frac{1-\kappa}{n-\kappa}$	$\alpha = \frac{1}{\kappa}; \zeta = \frac{\kappa-1}{\kappa}$	$\alpha = 1; \zeta = 0$	$\alpha = 0; \zeta = 1$	$\Delta u + l_p = 0$

Вопросы для самоконтроля

1. Запишите и поясните уравнение состояния идеального газа для произвольной массы.
2. Раскройте особенности газовых смесей и поясните, как можно вычислить молярную массу смеси газов.
3. Дайте определение теплоемкости и поясните особенности теплоемкости газов.
4. Объясните особенности теплоемкостей c_v , и c_p .
5. Получите уравнения для построения политропы в $p\nu$ и Ts – координатах.
6. Покажите, как определяется показатель политропы по известным термодинамическим параметрам процесса в двух точках.
7. Изобразите в Ts – координатах изопараметрические процессы.
8. Изобразите в $p\nu$ – координатах изопараметрические процессы.
9. Поясните особенности распределения энергии в характерных группах термодинамических процессов.

Глава 3. Термодинамика движущегося газа

3.1. Уравнения и параметры потока газа

В рассмотренных выше процессах не учитывалась кинетическая энергия рабочего тела. Однако в теплотехнике широко распространены энергетические установки, в которых преобразование энергии осуществляется в движущемся газе. Такие процессы происходят в турбинах, реактивных двигателях, лопаточных и струйных компрессорах и т.п.

Рассмотрим уравнения термодинамики для стационарного одномерного потока идеального газа.

Для газового потока в любом сечении справедливо уравнение состояния, записанное через плотность:

$$p = \rho RT, \quad (3.1)$$

где p – давление в рассматриваемом сечении;

ρ – плотность газа в этом сечении;

R – газовая постоянная;

T – термодинамическая температура (температура, которую покажет в данном сечении безынерционный термометр, перемещающийся со скоростью газового потока).

В термодинамике величину скорости потока газа обозначают c и измеряют в м/с. Часто с целью количественной оценки величины скорости потока ее сравнивают со скоростью распространения слабых возмущений в среде газа. При выведении газа из равновесия в каком-либо месте в нем возникает движение частиц. Эти возмущения передаются по всему газу (подвижному и неподвижному) с так называемой *скоростью звука*. Скорость звука обозначается a , измеряется в м/с и вычисляется по известной из физики формуле:

$$a = \sqrt{\kappa RT}. \quad (3.2)$$

Если $c < a$ то поток дозвуковой, при $c > a$ – сверхзвуковой.

3.1.1. Уравнение энергии

В движущемся газе (Рис. 3.1) выделим сечениями 1-1 и 2-2 участок потока.

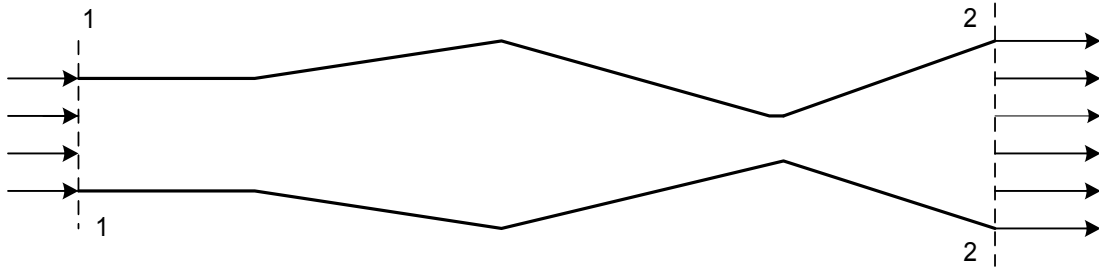


Рис. 3.1

На основании первого закона термодинамики для энергоизолированного потока (данная система не обменивается теплотой и работой с окружающей средой) можем записать $E_1 = E_2$. Отсюда для $m = 1$ кг газа уравнение (1.7) в сечениях потока будет иметь вид:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}.$$

Это означает, что для любого сечения потока газа сумма энтальпии и кинетической энергии одинакова, т.е.

$$i + \frac{c^2}{2} = \text{const}. \quad (3.3)$$

Выражение (3.3) называют *уравнением энергии* потока газа. Из него следует, что изменить скорость газа в потоке можно лишь только за счет изменения энтальпии.

Уравнение энергии можно записать в другом виде. Продифференцируем выражение (3.3) и получим: $c dc = - di$. Из первого закона термодинамики, записанного в виде $dq = di - v dp$, при $dq = 0$ следует, что $di = v dp$. Тогда

$$c dc = - v dp. \quad (3.4)$$

Это уравнение устанавливает связь скорости с давлением. Из него следует, что для увеличения скорости ($dc > 0$) необходимо снижение давления ($dp < 0$) и наоборот.

3.1.2. Параметры торможения

Если на пути движущегося газа поставить преграду, то в сечении, где поток полностью затормозится ($c = 0$), параметры газа называют *параметрами торможения*. Их обозначают p_0 , T_0 , ρ_0 . Для замкнутого объема с неподвижным газом, параметры газа соответствуют параметрам торможения.

Определим параметры торможения движущегося газа. Для этого запишем уравнение энергии для двух сечений: в

одном газ движется со скоростью c , а в другом – поток заторможен:

$$i + \frac{c^2}{2} = i_0.$$

Выразим энтальпию газа через теплоемкость и температуру:

$$c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T_0.$$

Из этого выражения определим температуру торможения:

$$T_0 = T \left(1 + \frac{c^2}{2c_p T} \right),$$

Так как $c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$ и $a = \sqrt{\kappa R T}$, то:

$$T_0 = T \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \frac{c^2}{a^2} \right)$$

где a – "местная" скорость звука (в сечении с температурой T).

Отношение $\frac{c}{a}$ обозначают через M_a и именуют *числом Маха*.

В окончательном виде формула температуры торможения имеет вид:

$$T_0 = T \left(1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} M_a^2 \right). \quad (3.5)$$

Используя адиабатную связь между температурой и давлением, получим формулу для давления торможения:

$$p_0 = p \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_a^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (3.6)$$

3.1.3. Уравнение скорости движения газа

Уравнение скорости движения газа в произвольном сечении потока получим из уравнения энергии. Пусть газ вытекает из емкости, где его скорость была равна нулю. Тогда

уравнение энергии для произвольного сечения потока газа и для сечения, где $c = 0$, будет иметь вид:

$$\frac{c^2}{2} + i = i_0.$$

Отсюда

$$c = \sqrt{2(i_0 - i)} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)}.$$

Если отношение температур заменить отношением давлений, то

$$c = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]}. \quad (3.7)$$

Из выражения (3.7) следует, что величина скорости газа в рассматриваемом сечении потока зависит от природы газа, от параметров в его исходном (заторможенном) состоянии и от давления газа в рассматриваемом сечении.

3.1.4. Уравнение расхода

Термодинамика газового потока в основном рассматривает *стационарное* движение газа. Это означает, что через все сечения канала в любой момент времени протекает одно и то же массовое количество газа. Обозначается секундный массовый расход \dot{m} , который измеряется в кг/с. Уравнение для вычисления секундного массового расхода выводится в дисциплине “Газовая динамика”. Оно имеет вид:

$$\dot{m} = cF\rho \quad (3.8)$$

Выразим секундный массовый расход через параметры заторможенного газового потока, для чего в выражение (3.8) вместо c подставим его значение (3.7), а плотность представим в виде

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}}.$$

Тогда

$$\dot{m} = F \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad (3.9)$$

3.2. Течение газа в каналах

Каналы, в которых газовый поток увеличивает свою скорость, называются *соплами*. Каналы, скорость в которых уменьшается, именуют *диффузорами*. Геометрическая форма сопел может быть различной. Это зависит от того, каково внешнее воздействие на газовый поток.

В 1948 г. профессор А.А. Вулис получил зависимость, выражающую связь геометрии сопла с характером внешнего воздействия на поток. Для неэнергоизолированного движения газа зависимость Вулиса имеет вид:

$$\left(M_a^2 - 1\right) \frac{dc}{c} = \frac{dF}{F} - \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} - \frac{\kappa - 1}{a^2} dq - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мех}}. \quad (3.10)$$

Здесь первое слагаемое правой части уравнения выражает *геометрическое воздействие* на движущийся газ, второе – *массовое*, третье – *тепловое* и четвертое – *механическое*. Уравнение (4.10) является математическим выражением принципа обращения воздействия, суть которого состоит в том, что характер влияния каждого воздействия на газовый поток противоположен при сверхзвуковых и дозвуковых течениях газа.

Проанализируем лишь геометрическое воздействие. В этом случае из уравнения (3.10) следует:

$$\left(M_a^2 - 1\right) \frac{dc}{c} = \frac{dF}{F}. \quad (3.11)$$

При дозвуковом течении газа ($M_a < 1$) знаки у величин dc/c и dF/F противоположны. Это значит, что в сужающемся канале, где $dF < 0$, газ будет разгоняться, т.е. $dc > 0$, а в расширяющемся, где $dF > 0$, – тормозиться, т.е. $dc < 0$.

При сверхзвуковом потоке газа ($M > 1$) знаки у величин dc/c и dF/F одинаковые. Следовательно, для увеличения скорости необходим расширяющий канал, а для торможения – сужающийся.

Таким образом, для разгона газового потока до сверхзвуковой скорости канал должен быть сужающе-расширяющимся и иметь вид, представленный на рис. 3.2.

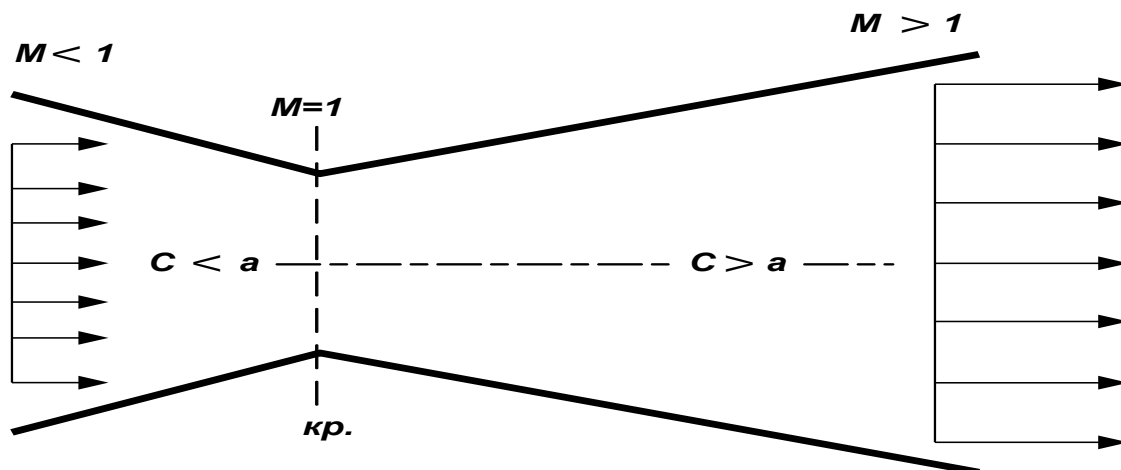


Рис. 3.2

Впервые канал такой формы предложил шведский инженер Лаваль, в его честь такие каналы именуют *соплами Лавали*.

При движении реального газа в канале с местными сопротивлениями возникают специфические изменения его параметров. это явление подробно рассмотрено в главе 7.

Вопросы для самоконтроля

1. Проанализируйте уравнения энергии в тепловой и механической формах.
2. Поясните, какие параметры называются параметрами торможения.
3. Какие параметры считаются критическими и как они вычисляются?
4. Выведите и проанализируйте уравнение скорости движения газа в канале переменного сечения.
5. Объясните, что понимается под скоростью звука и как она вычисляется.
6. Запишите и проанализируйте уравнение массового расхода газа через канал.

Раздел II. Основы теории теплообмена

Одним из самых распространенных явлений природы является самопроизвольный процесс переноса теплоты в пространстве. Под “процессом переноса теплоты” здесь и в дальнейшем понимается процесс обмена энергией в форме теплоты между элементами системы или системами.

Учение о процессах переноса тепла в пространстве называют теорией теплообмена.

Глава 4. Теплопроводность

4.1. Терминология теплообмена

Теплообмен – это самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным полем температуры.

Температурным полем называют совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого пространства в некоторый фиксированный момент времени.

Из определения температурного поля следует, что в общем случае оно имеет пространственно – временной характер, значения температур в котором задаются функцией:

$$T = f(x, y, z, \tau), \quad (4.1)$$

где x, y, z – пространственные координаты;

τ – время.

Если в заданный момент времени в точках рассматриваемого пространства температура имеет неодинаковые значения, то такое поле температур называют *неоднородным*.

По числу координат, от которых зависит температура, различают трех-, двух- и одномерные температурные поля.

Если температурное поле имеет неизменные значения температур во времени, то оно называется *стационарным*.

В рассматриваемый момент времени в пространстве теплообмена имеются точки с одинаковой температурой. Геометрическое место этих точек образует поверхность, которую называют *изотермической* поверхностью. Пересечение изотермических поверхностей плоскостью дает на этой плоскости семейство изотермических линий – *изотерм*. Так

как в одной и той же точке не может быть двух различных температур, то изотермические поверхности и изотермы не пересекаются. На рис. 4.1 показаны изотермы, проведенные через точки, температуры которых отличаются на ΔT . Вдоль изотермы температура остается постоянной, в любом другом направлении она изменяется. Наибольшее изменение температуры происходит в направлении нормали к изотермической поверхности. Интенсивность изменения температуры оценивается *температурным градиентом*, который обозначается $\text{grad } T$ и имеет единицу измерения К/м.

Градиент температуры есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный частотной производной от температуры по этому направлению:

$$\text{grad } T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \vec{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (4.2)$$

где \vec{n}_0 – единичный вектор, нормальный к изотермической поверхности и направленный в сторону возрастания T .

$\frac{\partial T}{\partial n}$ – частная производная температуры по нормали.

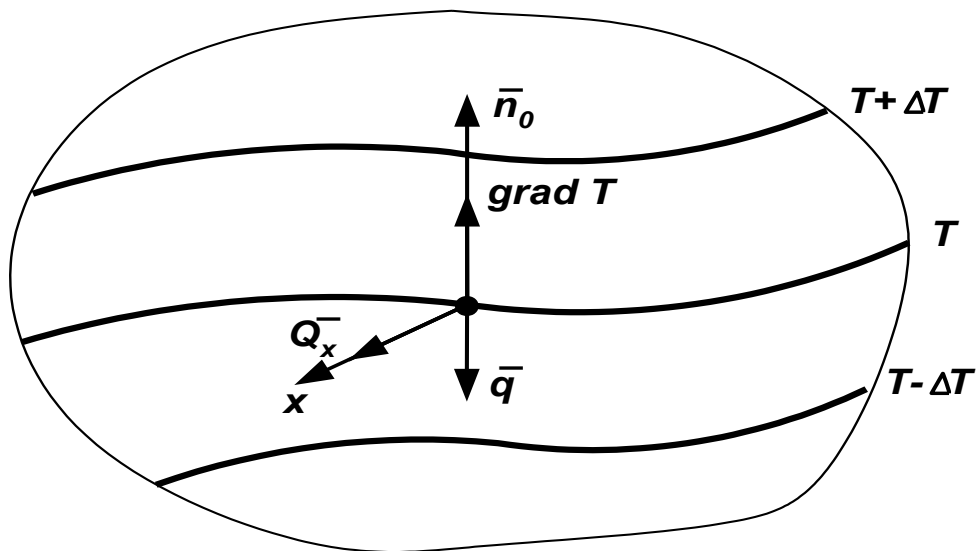


Рис. 4.1

В пространстве с неоднородным температурным полем теплота распространяется от изотермических поверхностей с большей температурой к поверхностям с меньшей температурой.

Количество теплоты, проходящее в единицу времени через изотермическую поверхность, называют тепловым потоком.

Тепловой поток обозначают \dot{Q} , за единицу принят Дж/с или ватт.

Тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, именуют плотностью теплового потока.

Обозначают плотность теплового потока \dot{q} , с единицей Вт/м².

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{F}. \quad (4.3)$$

Исходя из физической сущности процесса теплообмена, различают три элементарных способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.

Теплообмен посредством теплового движения микроструктурных частиц вещества (молекул, атомов, электронов, ионов) в сплошной среде называют теплопроводностью.

4.2. Основной закон теплопроводности

Используя феноменологический путь исследования процесса распространения тепла в сплошной среде, французский ученый Б. Фурье в 1822 г. выдвинул гипотезу, которая в последующем была экспериментально подтверждена и получила название основного закона теплопроводности.

Тепловой поток, проходящий через элемент изотермической поверхности, пропорционален градиенту температуры:

$$d\vec{Q} = -\lambda \operatorname{grad} T dF, \quad (4.4)$$

где λ – коэффициент пропорциональности.

Из выражения (4.4), учитывая, что $\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dF}$, получим:

$$\vec{q} = -\lambda \vec{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n}.$$

Следовательно, плотность потока есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности. Его положительное направление противоположно направлению $\operatorname{grad} T$.

Скалярная величина вектора плотности теплового потока будет равна

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (4.5)$$

Уравнения (4.4) и (4.5) являются математическими выражениями основного закона теплопроводности.

Коэффициент пропорциональности λ учитывает влияние физических свойств вещества на интенсивность распространения теплоты в нем, его называют *коэффициентом теплопроводности*. За единицу λ принят Вт/(м · К).

Числовое значение коэффициента теплопроводности определяет количество теплоты, проходящей через единицу изотермической поверхности в единицу времени, при условии, что $\text{grad } T = 1$.

Величина λ зависит от химического состава, физического строения и состояния вещества. Для большинства материалов значение коэффициента теплопроводности определены опытным путем и приведены в справочных таблицах.

Теплопроводность в газах и парах обусловлена диффузионным переносом кинетической энергии движения молекул, поэтому коэффициенты теплопроводности для газов и паров малы. Так, например, для азота $\lambda = 0,02$ Вт/(м · К) при $T = 273$ К. Коэффициент теплопроводности для газов увеличивается с повышением температуры, а от давления практически не зависит.

В жидкостях перенос теплоты теплопроводностью осуществляется путем упругих колебаний. Так как скорость распространения колебаний зависит от плотности, а последняя уменьшается с повышением температуры, то для жидкостей λ с ростом температуры падает. Исключение составляют глицерин и вода, для которых λ с ростом температуры увеличивается.

В твердых телах интенсивность переноса теплоты определяется скоростью диффузии свободных электронов (проводники электрического тока) и амплитудой колебания атомов в узлах кристаллических решеток. Влияние температуры на λ зависит от химического состава и структуры твердого тела. С увеличением температуры коэффициент теплопро-

водности у некоторых материалов возрастает, а других – уменьшается.

Для металлов λ существенно выше, чем для жидкостей и газов. Так, у серебра при $t = 0^\circ\text{C}$ $\lambda = 410 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$.

На коэффициент теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов оказывает влияние неоднородность материалов, их пористость.

Определение количества теплоты, переданной теплопроводностью через единицу поверхности по уравнению (4.5), сводится к нахождению градиента температуры. В общем случае эта задача требует решения уравнения

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (4.6)$$

Уравнение (4.6) именуется *дифференциальным уравнением теплопроводности* для трехмерного нестационарного температурного поля. Оно устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке тела.

Величину $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ называют *коэффициентом температуропроводности*. Коэффициент температуропроводности характеризует физическое свойство вещества и имеет единицу $\text{м}^2/\text{с}$. В нестационарных тепловых процессах a устанавливает скорость распространения изотермических поверхностей. Чем больше коэффициент температуропроводности, тем интенсивнее изменяется температура в теле. Численное значение a зависит от химического состава и состояния вещества, а также температуры. Например, жидкости и газы обладают большой тепловой инерционностью и, следовательно, малым коэффициентом температуропроводности. Металлы прогреваются быстрее, так как они имеют большее значение a . Определяют коэффициент температуропроводности экспериментальным путем.

Уравнение (4.6) описывает процесс изменения температуры в системе в самом общем виде. При интегрировании его возможно бесчисленное множество решений, удовлетворяющих этому уравнению. Чтобы получить из множества реше-

ний одно частное, надо знать особенности явления, т.е. иметь дополнительные сведения о нем.

Эти дополнительные условия, которые вместе с дифференциальным уравнением однозначно определяют единичное явление, называют *условиями однозначности*.

Условия однозначности включают:

- геометрические условия, характеризующие форму и размер тела или системы;
- физические условия, которыми обладают тела данной системы (плотность, теплоемкость и т.д.);
- временные условия, характеризующие протекание процесса в начальный момент времени;
- граничные условия, которые характеризуют взаимодействие системы с окружающей средой, т.е. условия протекания процесса на границе тела.

Граничные условия могут быть заданы четырьмя способами.

Граничное условие *первого (I) рода*. При этом условии считается известной температура на поверхности тела в любой момент времени;

Граничное условие *второго (II) рода*. Здесь задается для любого времени значение плотности теплового потока в каждой точке поверхности тела;

Граничное условие *третьего (III) рода*. В этих условиях известны температура теплоносителя (окружающей тело среды) T_m и коэффициента теплоотдачи α между поверхностью тела и теплоносителем. Граничное условие третьего рода записывается так:

$$\alpha (T_m - T_{cm}) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{cm}.$$

Граничное условие *четвертого (IV) рода* предполагает наличие процесса теплообмена тела с окружающей средой по закону теплопроводности. Считается, что между телами имеется идеальный контакт и температуры соприкасаемых поверхностей одинаковы. В этом случае имеет место равенство тепловых потоков, проходящих через поверхность соприкосновения, т.е.

$$\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{cm1} = \lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{cm2}.$$

Дифференциальное уравнение и приведенные четыре условия однозначности определяют конкретное единичное явление. Для нестационарной теплопроводности (температурное поле системы нестационарное и коэффициент температуропроводности зависит от температуры) определение градиента температуры требует использования ЭВМ. Стационарные задачи решаются проще.

4.3. Теплопроводность однослойной плоской стенки

Исходным уравнением для анализа стационарной теплопроводности плоской однослойной стенки является дифференциальное уравнение (4.6). Рассмотрим следующих условия однозначности.

Геометрические условия: задана плоская стенка толщиной δ , рис. 4.2. Плоской называют стенку, которая имеет бесконечно большие длину и ширину по сравнению с толщиной. При этом условии температура по y и z постоянна.

Физические условия: принимаем коэффициент теплопроводности материала стенки независимым от температуры, т.е. постоянным по ее толщине: $\lambda = \text{const}$.

Временные условия: температура любой точки стенки не меняется во времени, тогда $\partial T / \partial \tau = 0$.

Граничные условия: для решения данной задачи используем граничные условия I рода, т.е. при $x = 0$, $T = T_{cm1}$; при $x = \delta$, $T = T_{cm2}$.

Необходимо определить характер изменения температуры в плоской стенке, т.е. $T = f(x)$ и получить формулу плотности теплового потока.

Исходное уравнение (4.6) при условиях однозначности будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (4.7)$$

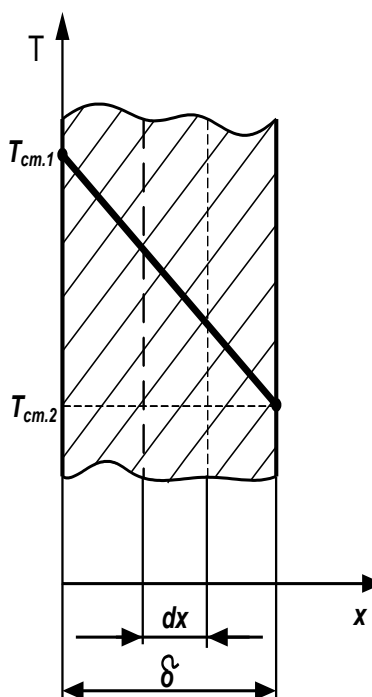


Рис. 4.2

Первое интегрирование уравнения (4.7) дает $\frac{\partial T}{\partial x} = C_1$. После второго

интегрирования: $T = C_1 x + C_2$ (4.8)

Здесь C_1 и C_2 – постоянные, которые определяются из граничных условий. Так, при $x = 0$, $T = T_{cm,1}$ постоянная $C_2 = T_{cm,1}$; при $x = \delta$, $T = T_{cm,2}$, отсюда $C_1 = (T_{cm,2} - T_{cm,1}) / \delta$.

Подставляя значения постоянных C_1 и C_2 в выражение (4.8), получим уравнение, устанавливающее изменение температуры по толщине плоской стенки для случая $T_{cm,1} > T_{cm,2}$:

$$T = T_{cm,1} - \frac{T_{cm,1} - T_{cm,2}}{\delta} x \quad (4.9)$$

Из уравнения (4.9) следует, что при постоянном коэффициенте теплопроводности температура в стенке изменяется по линейному закону; в координатах T, x она изобразится прямой линией от $T_{cm,1}$ до $T_{cm,2}$, (см. рис 4.2).

Для определения плотности теплового потока, проходящего через стенку в направлении оси x , воспользуемся законом Фурье, согласно которому

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}.$$

Заменим $\partial T / \partial x$ значением C_1 , получим:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} (T_{cm,1} - T_{cm,2}). \quad (4.10)$$

Анализ уравнения (4.10) показывает, что количество тепла, проходящее через единицу поверхности стенки в единицу времени, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности и разности температур на наружных поверхностях стенки и обратно пропорционально толщине стенки.

Для многослойной стенки, состоящей из n слоев, формула плотности теплового потока будет иметь вид:

$$\dot{q} = \frac{T_{cm\ 1} - T_{cm\ n+1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (4.11)$$

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под теплообменом? Объясните известные Вам виды теплообмена.
2. Поясните, что понимается под температурным полем?
3. Дайте определение температурного градиента.
4. Запишите основной закон теплопроводности и проанализируйте его.
5. Раскройте физическую сущность коэффициентов теплопроводности и температуропроводности.
6. Сформулируйте условия однозначности.
7. Поясните зависимость изменения температуры по толщине плоской однослойной стенки при стационарной теплопроводности.
8. Запишите выражение для вычисления плотности теплового потока для плоской многослойной стенки.

Глава 5. Конвективный теплообмен

5.1. Основной закон теплоотдачи

Под тепловой конвекцией (от лат. conviction – перемещение, доставка) понимают теплообмен, осуществляемый макроскопическими элементами жидкой или газообразной среды при их перемещении.

В теплоносителе с неоднородным полем температур при вынужденном или естественном перемещении макроскопических элементов наряду с конвекцией происходит процесс переноса тепла теплопроводностью.

Совместный процесс переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью называют конвективным теплообменом.

Конвективный теплообмен протекает как внутри теплоносителя, так и на границах его соприкосновения с поверхностями обтекаемых тел.

Конвективный теплообмен между теплоносителем и поверхностью обтекаемого тела называют теплоотдачей.

Обычно в инженерной практике исследуют теплоотдачу, конвективный же теплообмен внутри теплоносителя при этом не рассматривается.

Тепловой поток при теплоотдаче всегда направлен в сторону меньшей температуры. В процессе теплоотдачи плотность теплового потока, согласно закону Ньютона, прямо пропорциональна температурному напору между теплоносителем и поверхностью теплообмена, т.е.

$$\dot{q} = \alpha \Delta T, \quad (5.1)$$

где α – коэффициент пропорциональности, *называемый коэффициентом теплоотдачи;*

ΔT – температурный напор.

При $T_m > T_{cm}$ это $\Delta T = T_m - T_{cm}$; если $T_{cm} > T_m$, то $\Delta T = T_{cm} - T_m$. Здесь индексом "m" обозначена температура теплоносителя, индексом "cm" – температура поверхности теплообмена (стенки).

Для произвольной поверхности при $T_m > T_{cm}$ закон Ньютона запишется в виде:

$$\dot{Q} = \alpha(T_m - T_{cm}) \cdot F. \quad (5.2)$$

5.2. Коэффициент теплоотдачи

Значения F , T_m и $T_{ст}$ в уравнении (5.2) не отражают условий теплообмена, влияющих на величину \dot{Q} . Здесь α не является физической постоянной, присущей данному теплоносителю, а зависит от множества факторов, формирующих картину течения около стенки. По этой причине простота уравнения (5.2) представляется кажущейся, и особенности его использования заключаются в сложности определения коэффициента теплоотдачи. Величина коэффициента теплоотдачи характеризует интенсивность конвективного теплообмена на границе “теплоноситель-стенка”.

Численно коэффициент теплоотдачи равен тепловому потоку, приходящемуся на единицу поверхности при температурном напоре, равный единице, т.е.

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{F\Delta T}.$$

Отсюда же следует и единица α – Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи имеет весьма широкий диапазон численных значений, табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения α при некоторых видах теплоотдачи

Виды теплоотдачи	α , $вт/(м^2 K)$.
Естественная конвекция газов	6...40
Вынужденное движение газов	12...120
Вынужденное движение пара в трубах	110...2200
Естественная конвекция воды	110...1100
Вынужденное движение воды	500...11000
Пузырьковое кипение воды	8500...18000
Конденсация водяного пара	4500...22000

На величину коэффициента теплоотдачи влияют, прежде всего, теплофизические свойства теплоносителя, его фазовое состояние, вид движения (естественное или вынужденное) и *режим течения* теплоносителя. Различают *ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения*.

При ламинарном (слоистом) режиме макрочастицы жидкости движутся, не перемешиваясь, параллельно омыва-

емым стенкам и траекториям других частиц. В силу внутреннего трения скорость теплоносителя переменна по сечению нормальному к поверхности. Так, для канала круглого сечения эпюра скорости имеет параболическую форму, рис. 5.1, а. Перенос тепла при ламинарном режиме движения происходит в основном за счет теплопроводности теплоносителя и естественной конвекции.

При турбулентном режиме макрочастицы перемещаются по сложным траекториям, не совпадающим с общим направлением потока. Их движение неупорядоченное, хаотичное. Эпюра скорости имеет вид усеченной параболы, (см. рис. 5.1, б). Теплоотдача при турбулентном режиме течения теплоносителя отличается несравненно большей интенсивностью, чем при ламинарном режиме.

Как при ламинарном, так и при турбулентном режимах движения скорость теплоносителя непосредственно на стенке равна нулю, а с увеличением расстояния по нормали от стенки она возрастает.

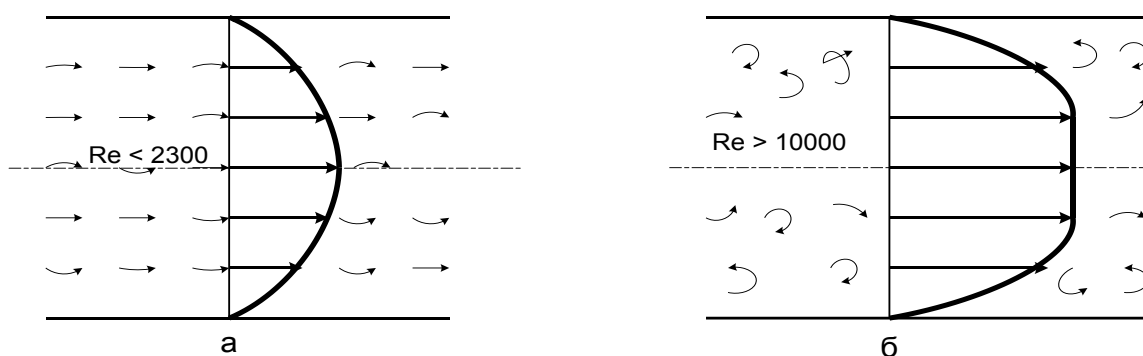


Рис. 5.1

Как при ламинарном, так и при турбулентном режимах движения скорость теплоносителя непосредственно на стенке равна нулю, а с увеличением расстояния по нормали от стенки она возрастает.

Слой теплоносителя около поверхности тела, где скорость изменяется от нуля до величины, примерно равной $0,9$ скорости невозмущенного потока, называют *гидродинамическим* пограничным слоем и обозначают буквой δ_d , рис. 5.2.

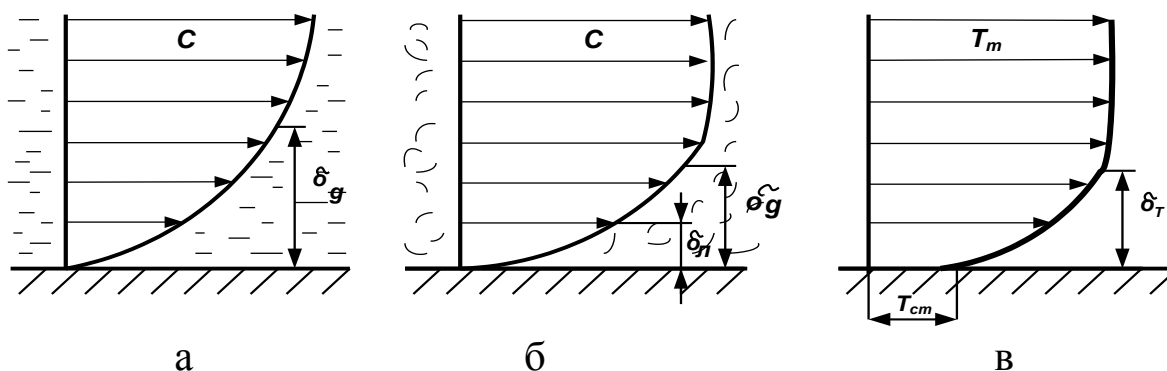


Рис. 5.2

Кроме того, необходимо отметить, что в турбулентном пограничном слое непосредственно у стенки имеется очень тонкий слой жидкости, движение в котором имеет ламинарный характер. Этот слой называют вязким, или ламинарным подслоем и обозначают $\delta_{\text{л}}$ (рис. 5.2, б).

Если температуры стенки и теплоносителя не одинаковы, то вблизи стенки образуется тепловой пограничный слой $\delta_{\text{т}}$ (рис. 5.2, в). В нем температура изменяется от $T_{\text{см}}$ до $\approx T_{\text{м}}$, т.е. все изменение температуры происходит в сравнительно тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности теплоотдачи. Значения толщин $\delta_{\text{д}}$ и $\delta_{\text{т}}$ в общем случае не равны, соотношение между ними зависит от рода жидкости. Однако изменения в $\delta_{\text{д}}$ приводят к изменениям $\delta_{\text{т}}$. С увеличением скорости теплоносителя значения толщин $\delta_{\text{д}}$, $\delta_{\text{т}}$ и $\delta_{\text{л}}$ уменьшаются.

При вынужденной конвекции режим течения оценивают по безразмерному комплексу, называемому *критерием Рейнольдса*. Для цилиндрического канала критерий Рейнольдса имеет вид:

$$\text{Re} = \frac{c d}{\nu},$$

где c – скорость течения теплоносителя,;
 d – диаметр канала,;
 ν – коэффициент кинематической вязкости,.

Течение теплоносителя в трубах принято считать ламинарным до $\text{Re} < 2300$. В диапазоне $2300 > \text{Re} < 10000$ наблюдается переходный режим течения (от ламинарного к турбулентному). При $\text{Re} > 10000$ течение турбулентное.

Для того, чтобы качественно оценить влияние режима течения теплоносителя на коэффициент теплоотдачи, запишем уравнение теплоотдачи в дифференциальной форме.

Для слоя теплоносителя непосредственно на поверхности теплообмена по закону Фурье следует:

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}.$$

С другой стороны, согласно закону Ньютона,

$$\dot{q} = \alpha \Delta T.$$

Приравнивая правые части этих уравнений, получим:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (5.3)$$

Уравнение (5.3) выражает условия теплоотдачи на границе “твердая стенка – теплоноситель”.

Чем больше скорость движения теплоносителя, тем меньше толщина пограничного слоя, тем больше градиент температуры и, следовательно, больше коэффициент теплоотдачи. Через толщину пограничного слоя на α влияют форма и размер поверхности теплообмена.

Величина коэффициента теплоотдачи зависит от физических свойств теплоносителя. С увеличением плотности, теплопроводности λ , теплоемкости c_p и уменьшением вязкости ν коэффициент теплоотдачи возрастает.

Влияние температур T_m и T_{cm} на α сказывается через их воздействие на физические свойства теплоносителя.

Таким образом, в самом общем виде коэффициент теплоотдачи является функцией многих факторов:

$$\alpha = f(X, \Phi, l, c, \nu, \rho, \lambda, c_p, T_m, T_{cm}, \dots), \quad (5.4)$$

где X – характер движения теплоносителя;

Φ – форма поверхности теплообмена;

l – характерный геометрический размер;

c – скорость движения теплоносителя.

Для определения коэффициента теплоотдачи в зависимости от постановки задачи могут использоваться следующие методы: экспериментальный, аналитический и метод аналитический и метод теплового подобия.

Чисто экспериментальный метод определения коэффициента теплоотдачи весьма прост и достоверен, так как требует опытного измерения только трех величин: \dot{q} , T_m и T_{cm} . Отсюда

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{T_m - T_{cm}} \cdot$$

Этот метод широко используется при исследовании влияния различных факторов на интенсивность теплоотдачи в функционирующих теплообменных установках. Однако экспериментальный метод имеет существенный недостаток, состоящий в том, что полученное значение α не может быть рекомендовано для использования при расчетах устройства, характеристики которого хотя бы незначительно отличаются от характеристик опытной установки.

Аналитические методы основаны на теории пограничного слоя. Сущность этих методов состоит в составлении замкнутой системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс конвективного теплообмена в движущемся теплоносителе и последующем решении этой системы. Дифференциальные уравнения, описывающие конвективный теплообмен, устанавливают самую общую связь между величинами, характерными для этого процесса. Следовательно, эти дифференциальные уравнения являются математической моделью целого класса процессов теплообмена. Для получения частного решения эти уравнения дополняются условиями однозначности.

В большинстве случаев, из-за сложности математического описания профиля скорости в пограничном слое, решения, удовлетворяющие дифференциальным уравнениям и условиям однозначности, весьма трудоемки.

В настоящее время для определения коэффициента теплоотдачи в основном используется метод *теплового подобия*, который объединяет в себе положительные стороны экспериментального и аналитического методов.

5.3. Основы теории теплового подобия

Теория теплового подобия – это система понятий и правил, обеспечивающих возможность переноса результа-

тов экспериментов по определению коэффициентов теплоотдачи с одних объектов на другие.

Процессы конвективного теплообмена, протекающие в различных системах, при вполне определенных условиях могут быть подобны. Эти условия теплового подобия формулируются в виде трех правил.

1. Подобные процессы должны быть качественно одинаковыми, т.е. должны иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми дифференциальными уравнениями. Так, например, процессы нагрева воды в закрытом сосуде и нагрева движущейся воды по трубе не могут считаться подобными, так как описываются различными дифференциальными уравнениями.

2. Условия однозначности подобных процессов должны быть одинаковы во всем, кроме численных значений постоянных, содержащихся в этих условиях.

3. Для подобных процессов должны иметь одинаковую численную величину одноименные *критерии теплового подобия*.

Под критериями теплового подобия понимают безразмерные комплексы, составленных из определенных комбинаций величин, описывающих тот или иной процесс теплоотдачи.

Таким образом, третье правило дает возможность распространить подобие на множество процессов теплообмена, отличающихся друг от друга величинами c , l , ν , λ , ρ , c_p и т.д., но имеющих численно одинаковые их комбинации.

Переход от обычных физических величин к критериям подобия, которые составлены из тех же величин, но в других сочетаниях, создает важные преимущества. Прежде всего, достигается уменьшение числа независимых переменных, участвующих в формулировке решения рассматриваемой задачи. Это позволяет систему дифференциальных уравнений, описывающих теплообмен, заменить функциональной связью между критериями подобия. Кроме того, значения критериев подобия могут быть получены как результат множества различных комбинаций величин. Следовательно, фиксированным значениям критериев соответствует не один процесс

теплоотдачи, а целая совокупность подобных процессов. Это означает, что если функциональную связь между критериями представить в виде критериального уравнения, полученного в результате обработки экспериментальных данных теплоотдачи, то это уравнение будет справедливо и для других подобных процессов переноса тепла в пограничном слое.

Таким образом, метод теплового подобия дает возможность из дифференциальных уравнений и граничных условий, описывающих теплоотдачу, создать теоретическую основу для постановки опытов и обработки результатов экспериментов при получении критериальных уравнений.

Ниже приведены критерии теплового подобия, которые наиболее распространены в теории конвективного теплообмена. Критерии принято называть фамилией ученого, предложившего данный комплекс, и обозначать латинским шрифтом двумя первыми буквами фамилии.

Критерий Нуссельта:
$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

где α – коэффициент теплоотдачи,
 l – характерный геометрический размер;
 λ – коэффициент теплопроводности

Критерий Нуссельта характеризует теплообмен на границе стенка – теплоноситель и устанавливает численное отношение между интенсивностью теплоотдачи и тепловой проводимостью (λ / l) теплоносителя.

Критерий Рейнольдса,
$$Re = \frac{cl}{\nu},$$

где c – скорость теплоносителя;
 ν – коэффициент кинематической вязкости.

Критерий Рейнольдса характеризует режим течения теплоносителя и устанавливает соотношение между силами инерции и силами вязкости.

Критерий Прандтля,
$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где a – коэффициент температуропроводности.

Критерий Прандтля характеризует физические свойства жидкости, является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке теплоносителя. При $Pr = 1$ толщины

теплового и динамического пограничных слоев равны, т.е. $\delta_m = \delta_d$.

$$\text{Критерий Грасгофа, } Gr = \frac{g \beta \Delta T l^3}{\nu^2},$$

где g – ускорение земного притяжения;

β – коэффициент объемного расширения теплоносителя;

ΔT – разность температур между теплоносителем и стенкой.

Критерий Грасгофа характеризует кинематическое подобие при свободном движении теплоносителя и устанавливает соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости и силы молекулярного трения.

В ряд критериев подобия входит характерный геометрический размер. В качестве характерного выбирают тот геометрический размер, который определяет развитие процесса течения теплоносителя около поверхности теплоотдачи. Этот размер называют *определяющим*.

Для труб круглого сечения таким определяющим размером является внутренний диаметр трубы. Для каналов некруглого сечения в качестве определяющего размера выбирается эквивалентный диаметр, который вычисляется по формуле:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{\Pi}, \quad (5.9)$$

где F – площадь поперечного сечения канала;

Π – смоченный периметр нормального сечения канала.

При поперечном обтекании трубы и пучка труб в качестве определяющего размера берется наружный диаметр трубы, а при обтекании плиты – ее длина по направлению движения потока.

Входящие в критерии подобия величины, характеризующие физические свойства теплоносителя, в значительной степени зависят от его температуры. Температура же теплоносителя в процессе теплоотдачи меняется как по толщине пограничного слоя, так и вдоль поверхности теплообмена. Поэтому важно условиться, какую температуру принимать в качестве *определяющей* для выбора физических параметров.

В инженерной практике за определяющую принимают ту температуру, которая в технических расчетах бывает задана или легко может быть определена в эксперименте. Это либо температура в ядре потока того сечения, для которого вычисляется коэффициент теплоотдачи, либо средняя по длине канала температура теплоносителя.

Теория теплового подобия позволяет определить величину коэффициента теплоотдачи при помощи соответствующего критериального уравнения.

Критериальным называют уравнение, которое зависимость между величинами, описывающими конвективный теплообмен в дифференциальной или другой форме, представляет зависимостью между критериями теплового подобия.

Так, например, функциональная связь

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (5.10)$$

представляет собой критериальное уравнение в общем виде.

Для каждого вида теплоотдачи по результатам многочисленных опытов получены конкретные критериальные уравнения.

Естественная конвекция

Для вертикально расположенного цилиндра в большом объеме теплоносителя среднее значение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции с достаточной степенью точности вычисляется по критериальному уравнению:

$$\bar{N} u_{cp,l} = 0,15 (Gr_{cp,l} Pr_{cp})^{0,33} (Pr_{cp} / Pr_{cm})^{0,25} \quad (5.11)$$

У критериев Нуссельта и Грасгофа проставлены двойные индексы. Индекс „ср“ означает, что за определяющую температуру принята средняя в пограничном слое температура, т.е. $t_{cp} = 0,5 (t_m + t_{cm})$.

Индекс „l“ указывает, что в качестве определяющего размера принята длина цилиндра.

Вынужденная конвекции

Ламинарный режим. При ламинарном движении необходимо учитывать влияние естественной конвекции. Наличие ее меняет закон распределения скорости в сечении, что сказывается на интенсивности теплообмена.

Для определения коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении теплоносителя в прямых гладких трубах при $(l/d) > 50$ используется критериальное уравнение Михеева:

$$Nu_{cp,d} = 0,15 Re_{cp,m}^{0,33} Pr_{cp}^{0,33} Gr_{cp,d}^{0,1} (Pr_{cp} / Pr_{cm})^{0,25} \quad (5.12)$$

Здесь индекс „ cp “ у критериев обозначает, что в качестве определяющей температуры принята средняя по длине канала температура теплоносителя. Критерий же Pr_{cm} определяется для теплоносителя при температуре стенки. Определяющим размером в этом уравнении является эквивалентный диаметр. Отношение Pr_{cp}/Pr_{cm} в уравнениях (5.11, 5.12) учитывает влияние на теплоотдачу направления теплового потока. Так как величина критерия Прандтля для жидкостей с увеличением температуры уменьшается, то при $T_{cm} > T_m$ отношение Pr_{cp} / Pr_{cm} будет больше единицы, в случае $T_m > T_{cm}$ это отношение меньше единицы. Отсюда при прочих равных условиях теплоотдача интенсивнее в случае направления теплового потока от стенки к теплоносителю. Это явление можно объяснить меньшей толщиной теплового пограничного слоя вследствие влияния температуры на вязкость теплоносителя.

Турбулентный режим. При турбулентном режиме движения теплоноситель в канале весьма интенсивно перемещается, и естественная конвекция не оказывает влияния на теплоотдачу. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении повсеместно используется критериальное уравнение Михеева

$$Nu_{cp,d} = 0,021 Re_{cp,d}^{0,8} Pr_{cp}^{0,43} (Pr_{cp} / Pr_{cm})^{0,25} \quad (5.13)$$

Для воздуха эта формула упрощается:

$$Nu_{cp,d} = 0,018 Re_{cp,d}^{0,8} \quad (5.14)$$

Индексы у критериев теплового подобия „ cp “ и „ d “ показывают, что за определяющую температуру принята средняя температура теплоносителя по длине канала, а определяющий размер — эквивалентный диаметр канала. Уравнения (5.13) и (5.14) применимы для прямых гладких труб при $(l/d) > 50$ в пределах $Re = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^5$ и $Pr = 0,6 \dots 2500$.

Для переходного режима (от ламинарного к турбулентному) надежных критериальных уравнений нет. Для определения приближенного коэффициента теплоотдачи в этой области можно использовать уравнение

$$Nu_{cp,d} = K Pr_{cp}^{0,43} (Pr_{cp}/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (5.15)$$

где K определяют из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Зависимость K от Re

Re	2300	2500	2700	3000	3500	4000
K	3,6	4,9	5,9	7,5	10	12,2
Re	5000	6000	7000	8000	9000	10000
K	16,5	20	24	27	30	33

При движении теплоносителя в изогнутых каналах (отводах, коленах, змеевиках) неизбежно возникает центробежный эффект, характер движения нарушается: поток теплоносителя отжимается к внешней стенке, отчего в поперечном сечении возникает так называемая вторичная циркуляция, рис. 5.6.

Это приводит к значительному повышению коэффициента теплоотдачи по сравнению с его значением для прямых каналов.

Теплоотдача в таких каналах рассчитывается по формулам для прямолинейных каналов с последующим умножением на поправочный коэффициент ε_R . Для змеевиковых труб значение ε_R определяется по эмпирической формуле:

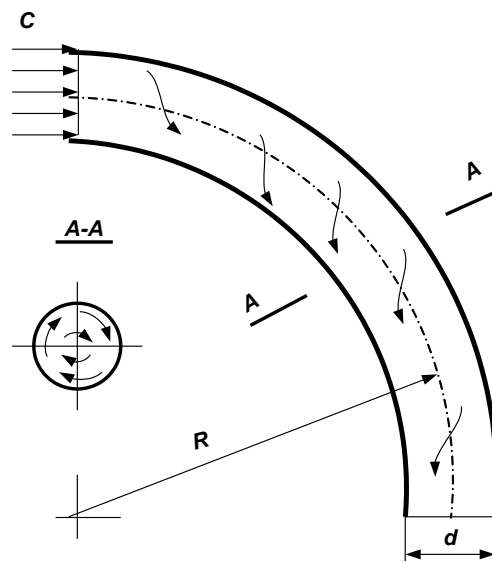


Рис. 5.6

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}, \quad (5.16)$$

где d – диаметр трубы;

R – радиус кривизны канала.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое конвективный теплообмен?
2. Поясните, что понимается под теплоотдачей.
3. Запишите и проанализируйте основной закон теплоотдачи.
4. Раскройте физическую сущность коэффициента теплоотдачи и поясните факторы, влияющие на него.
5. Изложите сущность теории теплового подобия.
6. Что понимается под критериальным уравнением?
7. Напишите выражения и объясните сущность известных Вам критериев теплового подобия.
8. Поясните, как вычисляется коэффициент теплоотдачи.

Глава 6. Лучистый теплообмен. Теплопередача

6.1. Лучистый теплообмен

6.1.1 Закономерности лучистого теплообмена

Лучистый теплообмен – самый распространенный в природе процесс переноса теплоты. Исключительная роль принадлежит этому виду теплообмена в развитии флоры и фауны на нашей планете и эволюции Вселенной. Расчет лучистых потоков проводится в камерах сгорания энергетических установок и в системах теплоснабжения ряда объектов сельскохозяйственного производства.

Тепловое излучение – это процесс распространения части внутренней энергии излучающего тела посредством электромагнитных волн со скоростью около 300 000 км/ч. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы. Излучение обладает не только волновыми, но и корпускулярными свойствами. Корпускулярность состоит в том, что лучистая энергия испускается и поглощается телами не непрерывно, а отдельными дискретными порциями – *квантами* или *фотонами*. Испускаемый фотон это частица материи, обладающая энергией и электромагнитной массой. Большинство твердых и жидких тел создает непрерывный спектр длин волн в диапазоне $\lambda = 0 \dots \infty$, из которого существенным в теплообмене считается инфракрасный ($\lambda = (0,8 \cdot 10^{-6} \dots 0,8 \cdot 10^{-3})$ м).

Теплообмен лучистой энергией между телами системы или системами называют лучистым теплообменом.

Тепловое излучение свойственно всем телам, и каждое тело излучает и поглощает энергию при любой температуре, даже близкой к абсолютному нулю. Интенсивность излучения зависит от природы тела, его температуры, длины волны, состояния поверхности. Непрозрачные твердые тела и жидкости поглощают и излучают энергию своей поверхностью; полупрозрачные тела, а также газы и пары характеризуются объемным характером излучения.

Энергия излучения, испускаемая произвольной поверхностью в единицу времени по всевозможным направлениям и по

всем длинам волн спектра, называется *полным лучистым потолком*.

Полный, или интегральный, лучистый поток обозначается через Φ , за единицу лучистого потока принят ватт.

Интегральный лучистый поток, испускаемый с единицы поверхности, носит название *излучательной способности тела*:

$$E = \frac{d\Phi}{dF}, \quad (6.1)$$

где E – излучательная способность тела.

Каждое тело способно не только излучать, но и поглощать лучистую энергию; при этом некоторое количество лучистого потока может отражаться от тела, а некоторое – проходить сквозь него.

Пусть из падающего на тело лучистого потока Φ часть поглощается (Φ_A), часть отражается (Φ_R), а некоторое количество (Φ_D) проходит сквозь тело (рис. 6.1), тогда

$$\Phi = \Phi_A + \Phi_R + \Phi_D.$$

Разделим равенство на Φ и, обозначив $\Phi_A/\Phi = A$; $\Phi_R/\Phi = R$; $\Phi_D/\Phi = D$, получим: $A + R + D = 1$.

Величины A , R и D характеризуют, соответственно, поглощающую, отражательную и пропускательную способности тела и называются *коэффициентами поглощения, отражения и прозрачности*.

Рассматриваются три предельных случая:

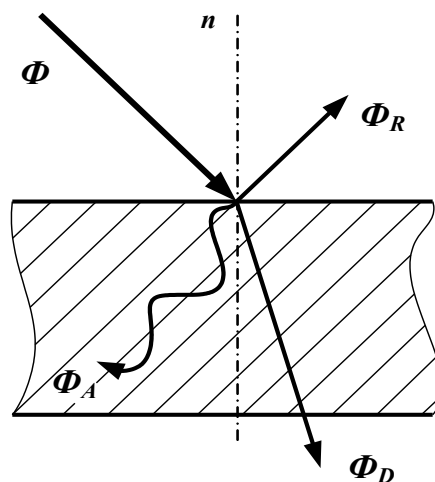


Рис. 6.

а) $A = 1$ ($R = 0$; $D = 0$) – вся падающая на тело лучистая энергия поглощается; такое тело называется *абсолютно черным*;

б) $R = 1$ ($A = 0$; $D = 0$) – лучистая энергия полностью отражается; в этом случае тело называется *абсолютно белым*;

в) $D = 1$ ($A = 0$; $R = 0$) – лучистый поток весь проникает через тело; такое тело называют абсолютно прозрачным.

Величины A , R и D зависят от природы тела, его температуры и длины волны теплового излучения.

Закон Стефана-Больцмана. Этот закон устанавливает связь излучательной способности абсолютно черного тела с температурой. В 1879 г. чешский ученый И. Стефан экспериментально, а в 1884 г. австрийский физик Л. Больцман теоретически установили закономерность:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (6.2)$$

где E_0 – излучательная способность абсолютно черного тела;
 c_0 – постоянная Стефана-Больцмана, $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;
 T – температура излучаемого тела.

Закон Стефана-Больцмана может быть применен к серым телам. В этом случае используется положение о том, что у серых тел так же, как и у черных, собственное излучение пропорционально абсолютной температуре в четвертой степени, но излучательная способность серых тел меньше, чем у абсолютно черных. Для серых тел этот закон записывается в

виде:

$$E = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (6.3)$$

Из сравнения уравнений (6.2) и (6.3) при одинаковой температуре получим:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}. \quad (6.4)$$

Величину ε называют *степенью черноты* тела. Численно степень черноты какого-либо тела равна отношению его излучательной способности к излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.

Степень черноты зависит от физических свойств тела, и для серых тел она всегда меньше единицы.

6.1.2. Лучистый теплообмен между телами, разделенными прозрачной средой

При теплообмене излучением между телами необходимо учитывать результирующий эффект излучательной и поглощательной способностей этих тел. Плотность результирующего лучистого теплового потока между телами обозначают через \dot{q}_l и измеряют в (Вт/м²). Величина \dot{q}_l между

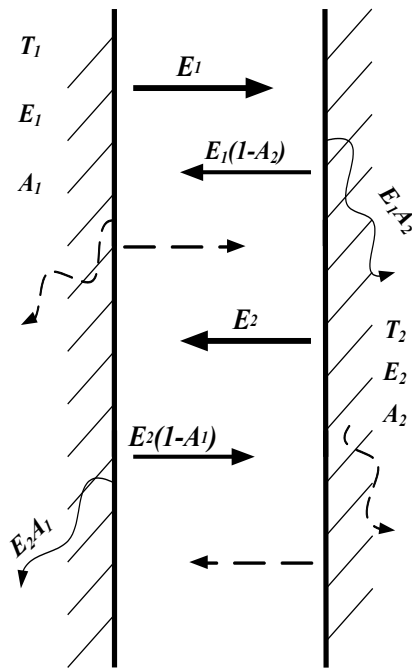


Рис. 6.2

твердыми телами зависит от их материала, температуры, взаимного расположения, от свойств среды, находящейся между телами.

Рассмотрим лучистый теплообмен между плоскими параллельными стенками, площади поверхностей которых достаточно велики по сравнению с расстоянием между ними, рис. 6.2. Среда между стенками абсолютно прозрачна, прозрачность же стенок нулевая, т.е. $D = 0$. Стенки характеризуются величинами E_1, A_1, T_1 и E_2, A_2, T_2 , соответственно. излу-

чение каждой стенки частично поглощается соседней стенкой, частично ею отражается, причем этот процесс многократно повторяется и имеет затухающий характер. Определим q_l при условии $T_1 > T_2$. Если от первой стенки на вторую поступает количество энергии E_1 , то часть ее ($E_1 A_2$) поглотится второй стенкой, следовательно отразится и направится к первой стенке величина: $E_1 - E_1 A_2 = E_1(1 - A_2)$. Точно такое же рассуждение можно привести относительно излучения второй стенки. Тогда тепловой поток между стенками при однократном отражении будет равен:

$$\dot{q}_{(1-2)_l} = [E_1 + E_2(1 - A_1)] - [E_2 + E_1(1 - A_2)] = E_1 A_2 - E_2 A_1.$$

Используя закон Стефана-Больцмана и учитывая, что $A_1 = \varepsilon_1$ и $A_2 = \varepsilon_2$, получим:

$$\dot{q}_{(1-2)_l} = \varepsilon_{np} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.5)$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты стенок, $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$.

При учете многократного отражения и поглощения энергии стенками величина приведенной степени черноты стенок получается равной:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2}. \quad (6.6)$$

Уравнение (6.6) используется и при вычислении плотности лучистого теплового потока между телами, когда одно тело окружено другим, рис. 6.3.

При $T_1 > T_2$ и $F_2 > F_1$ приведенная степень черноты будет иметь вид:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

С уменьшением поверхности внутреннего тела (F_1), плотность лучистого теплового потока возрастает. Это объясняется тем, что на поверхность тела 1 будет попадать все меньшая доля лучистой энергии тела 2.

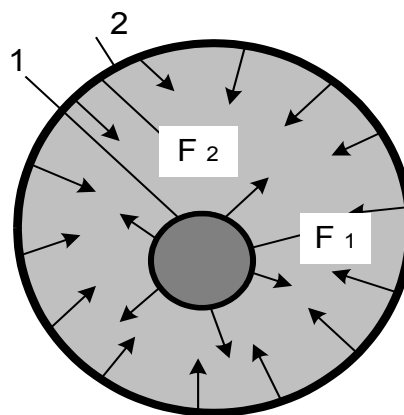


Рис. 6.3

6.2. Теплопередача

6.2.1. Уравнение теплопередачи

В теплотехнических расчетах часто приходится иметь дело со сложным теплообменом *теплопередачей*.

Под теплопередачей понимают процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку.

При теплопередаче имеют место все виды теплообмена: конвективный, лучистый и теплопроводность. Тепловой поток направлен от теплоносителя с большей температурой через стенку к теплоносителю с меньшей температурой. Принято индексом „1” обозначать величины, относящиеся к высоко - температурному теплоносителю, а индексом „2” – к низкотемпературному.

В стационарном режиме плотность теплового потока между теплоносителями пропорциональна разности их температур:

$$\dot{q} = k (T_{m1} - T_{m2}), \quad (6.7)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

T_{m1}, T_{m2} – температуры теплоносителей.

Выражение (6.7) вошло в теорию теплообмена под названием “уравнение теплопередачи”.

Коэффициент пропорциональности k характеризует интенсивность переноса теплоты от одного теплоносителя к другому; его именуют *коэффициентом теплопередачи*.

За единицу k принят Вт/(м² · К).

Численно коэффициент теплопередачи равен количеству теплоты, переданному от одного теплоносителя к другому через единицу разделяющей их поверхности в единицу времени при разности температур теплоносителей в один кельвин.

6.2.2. Теплопередача через плоскую стенку

В зависимости от формы и размеров теплопередающей стенки выражения для вычисления коэффициента теплопередачи имеют разный вид.

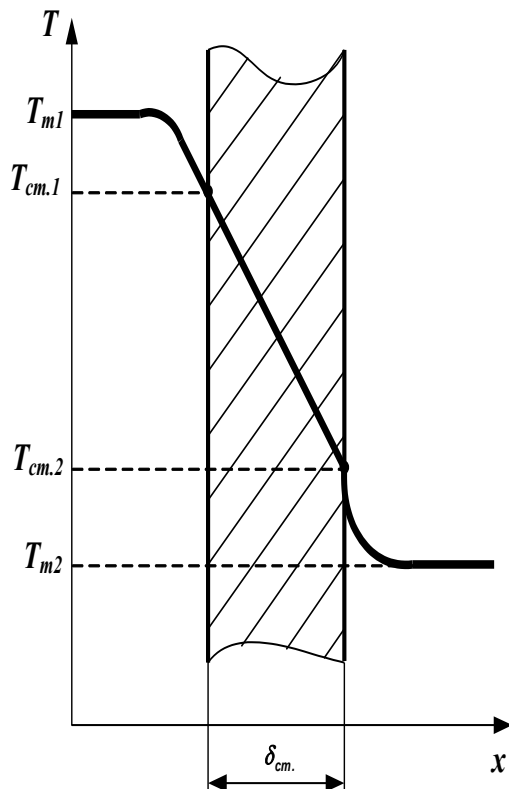
При стационарной теплопередаче через плоскую однородную стенку (рис. 6.4) толщиной δ и коэффициентом теплопроводности λ , плотность теплового потока от первого теплоносителя к стенке, через стенку и от стенки ко второму теплоносителю одинакова:

$$\dot{q} = \alpha_1 (T_{m1} - T_{cm1}); \quad \dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} (T_{cm1} - T_{cm2}); \quad \dot{q} = \alpha_2 (T_{cm2} - T_{m2})$$

Отсюда выразим температурные напоры:

$$\dot{q} \frac{1}{\alpha_1} = T_{m1} - T_{cm1}; \quad \dot{q} \frac{\delta}{\lambda} = T_{cm1} - T_{cm2}; \quad \dot{q} \frac{1}{\alpha_2} = T_{cm2} - T_{m2}.$$

Просуммировав левые и правые части полученных равенств, получим:



$$\dot{q} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = T_{m1} - T_{m2}$$

или

$$\dot{q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (T_{m1} - T_{m2})$$

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Сомножитель у разности температур и есть коэффициент теплопередачи для плоской однослойной стенки:

(6.8)

Рис.6.4

В итоге плотность теплового потока при теплопередаче через стенку

$$\dot{q} = \kappa (T_{m1} - T_{m2}). \quad (6.9)$$

Для однородной цилиндрической стенки с внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 . при установившемся тепловом режиме и известных T_{m1} , T_{m2} , α_1 и α_2 тепловой поток, *отнесенный* к длине стенки, запишется как

$$\dot{q}_l = \kappa_l (T_{m1} - T_{m2}),$$

где

$$\kappa_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Для многослойной цилиндрической стенки величина κ_l имеет вид:

$$\kappa_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{n+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \quad (6.10)$$

6.2.3. Пути интенсификации теплопередачи

При решении практических задач по теплопередаче может возникнуть необходимость как в интенсификации передачи тепла, так и в ее снижении.

При решении вопроса по увеличению передачи теплоты через разделяющую теплоносители стенку, прежде всего, необходимо проанализировать уравнение теплопередачи, записанное для теплового потока в виде:

$$\dot{Q} = \kappa F(T_{m1} - T_{m2}) \quad (6.11)$$

Из выражения (6.11) следует, что одним из факторов воздействия на тепловой поток является площадь поверхности теплопередачи F . Это можно сделать путем увеличения размеров конструкции теплообменника, либо оребрением его наружной поверхности. Однако этот путь не всегда рационален. Большого эффекта можно достичь путем воздействия на коэффициент теплопередачи. С увеличением коэффициента теплопередачи (6.8) увеличивается тепловой поток. Коэффициент теплопередачи возрастает с увеличением коэффициента теплоотдачи со стороны "горячего" теплоносителя; с уменьшением толщины теплопередающей стенки; с увеличением коэффициента теплопроводности материала стенки; с повышением коэффициента теплоотдачи со стороны "холодного" теплоносителя. Анализ показывает, что для увеличения коэффициента теплопередачи прежде всего уменьшать большее значение слагаемого в знаменателе формулы (6.8).

Вопросы для самоконтроля

1. Поясните, что понимается под лучистым теплообменом.
2. Приведите зависимость излучательной способности от температуры для абсолютно черных и серых тел.
3. Как вычисляется лучистый тепловой поток между телами, разделенными прозрачной средой?
4. Изобразите и поясните характер изменения температуры от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку.
5. Запишите и проанализируйте уравнение теплопередачи.
6. Покажите известные Вам способы интенсификации теплопередачи.

Часть II. Хладотехника

Раздел III. Системы холодоснабжения

Глава 7. Охлаждения систем

7.1. Принципы охлаждения

В различного рода технологических процессах, в быту возникает необходимость снижать температуру систем до значений ниже температуры окружающей среды.

Процесс снижения температуры системы называют охлаждением.

Охлаждение – это, согласно второму закону термодинамики, самопроизвольный процесс переноса энергии в форме теплоты от тела с определенной температурой к телу с более низкой температурой. Перенос энергии может проходить теплопроводностью (граничные условия IV рода), теплоотдачей и лучистым теплообменом. Следовательно, для охлаждения объекта необходимо иметь окружающую его среду с температурой ниже температуры этого объекта.

В зависимости от требуемой конечной температуры охлаждаемого объекта можно подобрать соответствующую среду в естественных условиях. Например, снижение температуры охлаждающей жидкости в радиаторе ДВС происходит в процессе теплообмена с окружающим воздухом; для охлаждения некоторых продуктов питания в естественных условиях используют воду скважин, водоемов, размещение в заглубленном грунте и т. д. Для охлаждения и хранения пищевых продуктов ранее использовали ледники (погреба), заполненные заготовленным зимой льдом. Из-за ограниченной длительности процесса (лед меняет свое агрегатное состояние и теряет охлаждающую способность) и большой трудоемкости заготовки льда данный способ теряет актуальность.

Низкотемпературную среду можно создать и искусственно. К искусственным относится охлаждение "сухим" льдом, с помощью сжиженных газов, термоэлектрическим способом, при помощи холодильных машин.

Термоэлектрический способ охлаждения основан на известном эффекте Пельтье. Используя тот факт, что различ-

ные проводники (и полупроводники) электрического тока в зависимости от состава материала имеют различное число свободных электронов, Пельтье создал условие для их перемещения. Собрав из двух разнородных проводников и источника постоянного тока замкнутую цепь рис.7.1, он обнаружил, что спаи проводников имеют разные температуры: по сравнению с окружающей средой: один "горячий" , а другой "холодный". Если от горячего спаи постоянно отводить теплоту, то холодный спай будет выполнять роль охлаждающей среды. В этом случае замкнутая цепь представляет систему, в которой электрический ток переносит энергию от холодного источника к горячему. Мощность такого холодильного агрегата будет в основном определяться количеством спаев и силой электрического тока. Изменение полярности тока приводит к перемене функций спаев.

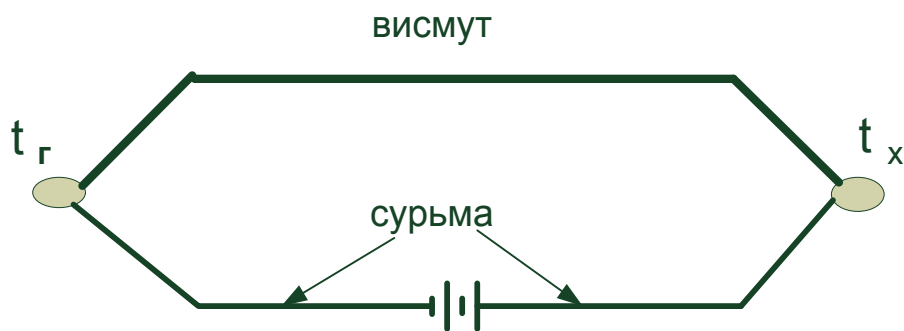


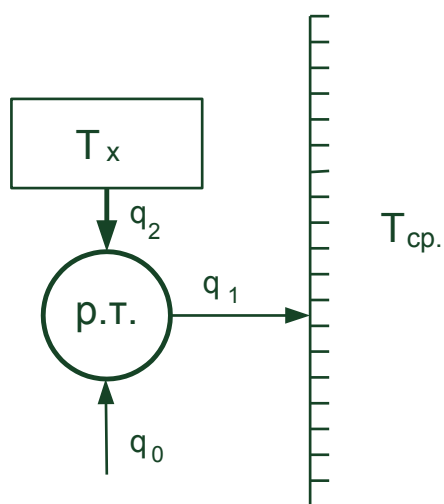
Рис. 7.1

Достоинством термоэлектрического способа создания низкотемпературной среды является то, что он экологичен, бесшумен, компактен, прост в автоматизации и обслуживании, однако по стоимости единицы холодильной мощности уступает холодильным машинам.

Самым распространенным искусственным способом охлаждения систем является способ с применением холодильных машин.

Машина, осуществляющая искусственное охлаждение объекта и поддержание его температуры ниже температуры окружающей среды с помощью подводимой энергии, называется холодильной машиной (ХМ).

Принцип работы холодильных машин всех типов можно пояснить схематично, рис. 7.2.



Если температура охлаждаемого системы меньше температуры окружающей среды, т.е. $T_x < T_{с.р.}$, то непосредственный перенос теплоты от системы к среде невозможен. Необходим дополнительный объект, так называемое *рабочее тело* (Р.Т.), которое способно принять теплоту q_2 , а затем при определенных условиях передать теплоту q_1 окружающей среде.

Рис. 7.2

В качестве рабочего тела можно использовать воздух, диоксид углерода, аммиак, природные углеводороды, искусственно полученные газы на основе углеводородов (фреоны) и др. см. табл. 5 и 6 Приложения.

Используя известные способы (см. ниже) снижают температуру рабочего тела до условия $T'_{р.т.} < T_x$.

В теплообменнике от охлаждаемой системы рабочему телу передается теплота в количестве q_2 , при этом температура Р.Т. остается несколько ниже T_x . Далее, Р.Т. должно передать полученную энергию окружающей среде. Для самопроизвольной передачи теплоты необходимо иметь температуру рабочего тела выше температуры окружающей среды, т. е. $T''_{р.т.} > T_{с.р.}$.

Повышение температуры Р.Т. возможно путем адиабатного сжатия газа (в компрессорных ХМ) или теплоты q_0 , подводимой от какого-либо источника (абсорбционные ХМ). При температуре $T''_{р.т.}$ теплота в количестве q_1 в теплообменнике перейдет самопроизвольно от рабочего тела к окружающей среде.

Таким образом осуществляется охлаждение системы до температур ниже $T_{с.р.}$.

7.2. Способы понижения температуры рабочего тела

7.2.1. Дросселирование

Дросселированием называют процесс понижения давления в газовом потоке при преодолении местного сопротивления в канале.

При дросселировании газа протекает необратимый процесс снижения давления без совершения внешней работы. Если в канале имеется местное сопротивление в виде резкого сужения вида перегородки с отверстием, задвижки, клапана и т.п., то газовый поток перестраивает свою геометрическую форму, как до сужения, так и после него. Перестройка формы потока и перетекание через само сужение связано с образованием вихревых движений

газа. Часть кинетической энергии потока идет на образование вихрей, часть – на преодоление сопротивления трения. Затраченная на это энергия необратимо превращается в теплоту, которая воспринимается газом. Поэтому давление после местного сопротивления не восстанавливается до первоначального. Изменение давления, скорости и температуры по длине канала приведено на рис.7.3. Скорость газа при протекании его через сужение возрастает, что вызывает снижение давления и температуры. После сужения скорость понижается, но давление,

вследствие указанных причин не восстанавливается до первоначального.

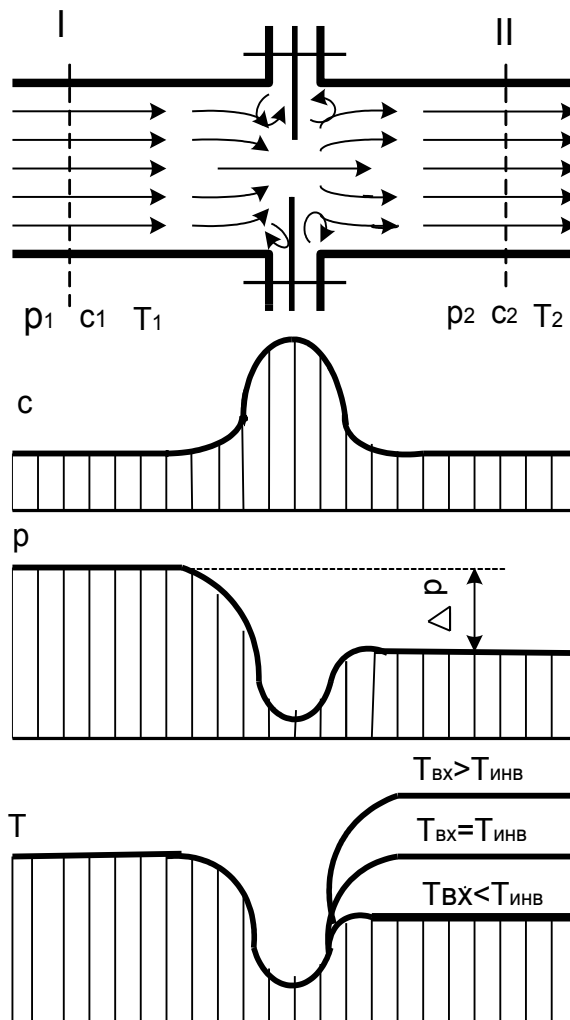


Рис.7.3

Степень снижения давления газа при дросселировании зависит от природы газа и его состояния, относительной величины сужения, скорости газа. Обозначим степень снижения давления через ζ ; тогда ее величина будет равна:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{p},$$

где Δp – величина снижения давления;

p – давление на входе в сужение.

В энергетических установках дросселирование нежелательно, т.к. при падении давления снижаются энергетические возможности газа. Но иногда дросселирование является необходимым и создается искусственно, например, в редукторах, регуляторах и т.п.

При термодинамическом анализе особенностей процесса дросселирования целесообразно использовать общее уравнение энергии:

$$i + \frac{c^2}{2} = \text{const.}$$

В канале можно обеспечить $c_1 = c_2$, тогда $i_1 = i_2$. Из чего следует, что энтальпия газа в процессе дросселирования остается постоянной. Этот вывод справедлив как для идеальных, так и для реальных газов. При дросселировании идеального газа $T_1 = T_2$, поскольку $i_1 = i_2$. Это значит, что для идеального газа температура после дросселирования равна температуре на входе в дроссель.

Для реального газа изменение температуры при его дросселировании в отличие от идеального газа имеет своеобразный характер. Как показывают опыты, температура реального газа в результате дросселирования повышается, понижается или не изменяется. Это свойство впервые обнаружили ученые Д. Джоуль и У. Томсон, поэтому оно носит название *эффекта Джоуля - Томсона*.

Используя дифференциальные уравнения, связывающие i , s , p и T , можно получить для газа, подчиняющегося уравнению Ван-дер-Ваальса, следующую зависимость:

$$\frac{dT}{dp} = \frac{\frac{2a}{RT} - b}{c_p}. \quad (7.1)$$

Отношение бесконечно малого изменения температуры к бесконечно малому изменению давления при дросселировании называется *дроссель - эффектом* и обозначается

$$\alpha = \frac{dT}{dp}.$$

Так как при дросселировании $dp < 0$, а c_p – величина положительная, то знак α будет зависеть от знака числителя выражения (7.1).

При этом возможны три случая

а) $\frac{2a}{RT} - b < 0$ (при $T < \frac{2a}{Rb}$), тогда $\alpha > 0$, т.е. $dT < 0$;

б) $\frac{2a}{RT} - b > 0$ (при $T > \frac{2a}{Rb}$), тогда $\alpha < 0$, т.е. $dT > 0$;

в) $\frac{2a}{RT} - b = 0$ (при $T = \frac{2a}{Rb}$), тогда $\alpha = 0$, т.е. $dT = 0$.

Изменение знака дроссель - эффекта α называется *инверсией*, а температура, при которой $dT = 0$, называется *температурой инверсии* и обозначается $T_{инв}$.

$$T_{инв} = \frac{2a}{Rb}. \quad (7.2)$$

Понятие температуры инверсии особенно широко используется в холодильной и криогенной технике.

Каждый конкретный газ имеет индивидуальную температуру инверсии. Так, например, для гелия $T_{инв} = 50$ К; для водорода $T_{инв} = 204$ К; для воздуха $T_{инв} = 603$ К;

Для установления температуры реального газа после дресселя необходимо сравнить $T_{вх}$ с $T_{инв}$. Если температура газа на входе в дрессель равна его температуре инверсии, то после дресселя она восстановится до прежнего значения. При $T_{вх} < T_{инв}$ температура газа после дресселя уменьшится, а при $T_{вх} > T_{инв}$ она возрастет. Характер изменения температуры при дросселировании показан на рис. 7.3.

7.2.2. Адиабатное расширение

При адиабатном расширении давление и температура газа уменьшаются. Эта закономерность используется в детандерах — устройствах для дополнительного охлаждения газа. На рис.7.4 представлена схема поршневого детандера. При

нахождении поршня 1 в крайнем левом положении внутри цилиндра 2 через впускной клапан 3 вводится порция газа с высоким давлением. Поршень под действием силы, создаваемой давлением перемещается и совершает работу, которая воспринимается кривошипно-шатунным механизмом 5, при этом объем газа увеличивается, а температура уменьшается. Охлажденный газ выталкивается поршнем из цилиндра через выпускной клапан 4 в систему. Если вместо поршня использовать турбину – получится турбодетандер, принцип действия которого аналогичен.

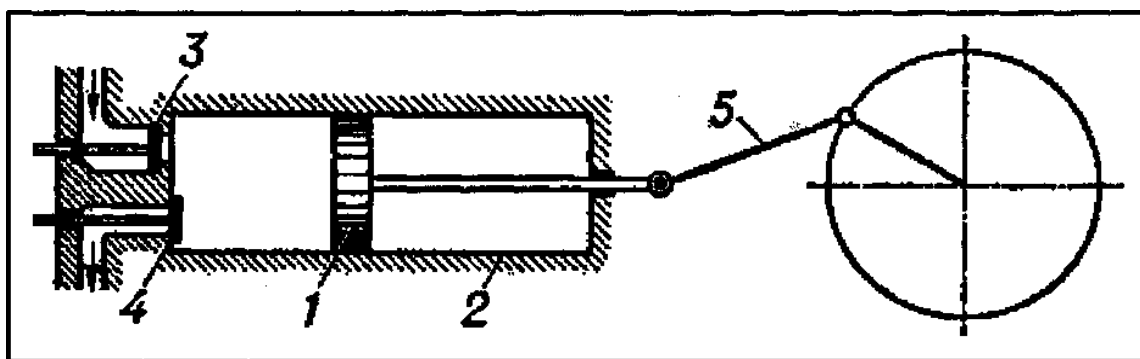


Рис. 7.4

Для вычисления конечной температуры при расширении можно использовать выражения связи термодинамических параметров в адиабатном процессе,

$$\frac{T_{\text{кон.}}}{T_{\text{нач.}}} = \left(\frac{p_{\text{кон.}}}{p_{\text{нач.}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_{\text{нач.}}}{V_{\text{кон.}}} \right)^{\kappa-1}.$$

7.2.3. Вихревой эффект охлаждения

Для охлаждения газов в ряде случаев применяют вихревые трубы, вихревой эффект в которых был открыт и исследован физиками Ж. Ранком и Р. Хильшем (эффект Ранка - Хильша). Устройство вихревой трубы для охлаждения воздуха представлено на рис. 7.5. Воздух при температуре окружающей среды и избыточном давлении поступает в цилиндрический стакан 1 через сопло 2. Воздух,двигающийся по касательной к внутренней поверхности трубы образует свободный вихрь, угловая скорость которого велика около оси и уменьшается по радиусу канала. При движении воздуха вдоль трубы угловая скорость между слоями потока вслед-

ствие трения выравнивается, кинетическая энергия внутренних слоев передается периферийным. В результате поток воздуха

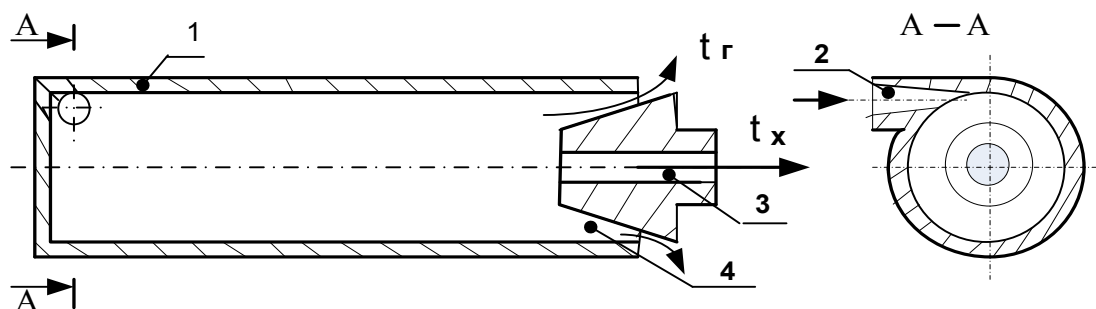


Рис. 7.5

ближе к оси канала имеет более низкую температуру, чем у его стенки. Охлажденный воздух вытекает через отверстие 3, а нагретый – через щель клапана 4. В такой вихревой камере температурное расслоение происходит значительно быстрее, чем устанавливается термическое равновесие. Так из [5] при давлении воздуха на входе в трубу 0,3 – 0,5 МПа и температуре 20°С образуется холодный поток с $t_x = -10... -50$ °С, а горячий $t_z = 100... 130$ °С.

Вопросы для самоконтроля

1. Объясните направление процессов переноса теплоты при охлаждении тел системы.
2. Перечислите известные Вам естественные и искусственные способы охлаждения.
3. Поясните сущность термоэлектрического способа охлаждения.
4. При каких условиях при дросселировании газа снижается его температура?
5. Как вычисляется температура газа при его адиабатном расширении?
6. Поясните эффект Хильше-Ранка.

Глава 8. Хладагенты и хладоносители

8.1. Хладагенты и их свойства

Идеальным циклом холодильных машин является обратный цикл Карно. Рабочее тело ХМ именуют хладагентом.

Хладагент (refrigerants): вещество, существующее в жидкой и/или в газообразной стадиях, использующееся для переноса теплоты в холодильных системах (ГОСТ Р ИСО 17584-2015).

Общие требования к хладагентам:

- экологическая безопасность;
- низкая стоимость производства;
- малая плотность и вязкость;
- минусовую по шкале Цельсия температуру кипения при атмосферном давлении;
- низкое давление конденсации;
- малый удельный объем в газообразной фазе;
- химическую пассивность к металлам и материалам изоляции;
- химическая стойкость;
- негорючесть;
- малая способность проникать через неплотности;
- способность растворять воду и т.д.

В зависимости от назначения холодильной установки, ее принципа действия, выбранного хладагента эти требования удовлетворяются в той или иной степени.

Международным стандартом ИСО 817 «Органические хладагенты» установлены цифровые обозначения хладагентов в технической документации на холодильное оборудование, хладагенты, масла, тару, приборы.

Стандарт допускает несколько обозначений хладагентов:

- условное (символическое, например, R 22);
- торговое (марка, например, хладон 22);
- химическое название (дифторхлорметан),;
- химическая формула (CHF_2Cl).

Условное обозначение состоит из символа (латинской буквы R – refrigerant – хладагент) и определяющего числа.

Для фреонов (хлор-фтор-углеводородов) определяющее число указывает количество атомов хлора, фтора и углерода в химической формуле, для других хладагентов – условно принятая цифра.

Расшифровка обозначения фреонов

Условное число для фреонов трехзначное.

Первая цифра – это количество атомов углерода с прибавлением единицы (при двузначной маркировке слева от значащей цифры не проставляется нуль, например, вместо R022 записывают R22).

Вторая цифра – количество атомов водорода, за вычетом единицы.

Третья цифра – количество атомов фтора;

Количество атомов хлора подсчитывается по остаточному принципу с учетом валентности углерода, равной четырем.

Например: запишем химическую формулу фреона R22.
R022: $C = 0 + 1 = 1$; $H = 2 - 1 = 1$; $F = 2$; $Cl = 4 - 3 = 1$. Отсюда CHF_2Cl .

По числу атомов углерода видно, какой углеводород принят за основу, для CHF_2Cl – это CH_4 – метан, в котором два атома водорода замещены атомами фтора, а один – атомом хлора.

При наличии у фреонов изомеров, наиболее симметричный из них обозначается определяющим номером, а у последующих, все более несимметричных, к номеру добавляются буквы *a*, *b* и т.д.

В состав фреона может входить бром, тогда после основного номера ставится буква B, а за ней число атомов брома: CF_2Br_2 – R12B2.

В качестве рабочих тел используются азеотропные смеси, составляемые из двух фреонов. Например, азеотропную смесь, состоящую из 48,8% R22 по массе и 51,2% R115 называют хладоном R502.

Хладагентам неорганического происхождения (аммиак, вода, воздух и др.) присвоены номера, равные их молярной массе, увеличенной на 700. Так обозначение воды R718, воздуха R729.

В таблицах 5 и 6 Приложения представлены хладагенты природного и искусственного происхождения.

Практическое использование фреонов особых сложностей не вызывает: они нетоксичны, негорючие. Однако, при работе с ними необходимо соблюдать меры предосторожности:

- плотность фреонов выше плотности воздуха, отсюда в закрытых помещениях пары фреона вытесняют воздух, что может привести к удушью;

- соприкосновение паров фреона с открытым пламенем или горячей металлической поверхностью приводит к его разложению с выделением токсичных газов;

- контакт незащищенной кожей человека с жидким фреоном вызывает обморожение;

- недопускается нагрев и повреждения баллонов при перевозке и хранении фреонов.

При производстве фреонов и использовании в холодильных системах происходят их утечки в атмосферу. Известно, что в атмосфере существует озонный слой, который служит щитом от космических лучей всего живого на Земле. В 80-е годы было открыто разрушающее воздействие атомарного хлора на озон в атмосфере. После чего было принято ряд международных соглашений, призывающих запретить применение хлорсодержащих фреонов (R11, R12, R113, R502); хладагенты R22, R124, R142 разрешены в качестве переходных для замены запрещенных.

В настоящее время в зависимости от назначения холодильной системы используются хладагенты как природные R729, R717, R718, R50, R170, так и синтезированные R22, R32, R124, R125, R134_a, R143_a, R404_a, R507_a, R600_a и др.

8.2. Фазовые переходы хладагентов, их диаграммы состояния

В процессах цикла холодильной машины фреон находится либо в жидком, либо в газообразном состоянии. Как получение пара из жидкости, так и получение жидкого вещества из газа осуществляется в результате фазовых переходов. Известны четыре агрегатных состояний вещества: твердая, жидкая, газообразная фазы и плазма. Каждая фаза представ-

ляет собой однородную систему с одинаковыми физическими свойствами во всех ее частях. Характерной особенностью агрегатного состояния вещества является наличие границ, отделяющих данную фазу от соприкасающихся с нею других фаз. При определенных условиях вещество может переходить из одной фазы в другую.

Процесс перехода вещества из твердой фазы в жидкую носит название *плавления*. Обратный переход именуют *кристаллизацией*. В некоторых условиях твердое вещество может переходить сразу в газообразную фазу, минуя жидкое состояние. Процесс перехода твердой фазы в газообразную называют *сублимацией*, а обратный процесс – *десублимацией*. Процесс перехода вещества из жидкого состояния в газообразное именуют *парообразованием*, из газообразного в жидкое – *конденсацией*.

Различают фазовые переходы 1-го и 2-го родов.

К фазовым переходам 1-го рода относят превращения, сопровождающиеся поглощением или выделением теплоты r и скачкообразным изменением удельного объема v , т.е. $dq \neq 0$; $r \neq 0$ и $dv \neq 0$. К фазовым переходам 2-го рода относят превращения при $dq = 0$ и $dv = 0$. В этом случае происходит скачкообразное изменение теплоемкости.

Граница между двумя фазами при любых фазовых переходах представляет собой поверхность равновесия фаз, на которой градиенты давлений и температур равны нулю. Пересечение поверхности равновесия плоскостью, соответствующей фиксированному значению одного из параметров состояния, дает кривую равновесия, изображенную в координатах других параметров. Так, например, кривые равновесия воды можно представить в координатах pT в описываемые уравнением:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r(T)}{T(v'' - v')}, \quad (8.1)$$

где v' и v'' – удельные объемы вещества в начале и конце фазового перехода соответственно;

r – теплота фазового перехода.

Начало координат задается таким, что на поле pT -диаграммы можно разместить состояния твердой, жидкой и газообразной фаз какого-либо вещества.

Равновесное состояние этого вещества, а также равновесные состояния фазовых переходов изображаются точками. Точка, в которой находятся в равновесном состоянии три фазы однородного вещества, называется *тройной точкой*.

Тройная точка является началом кривых функций $p=f(T)$ для фазовых переходов: твердое вещество – жидкость, жидкость – пар, твердое вещество – пар. Характер этих кривых определяется выражением (8.1).

На рис. 8.1 представлена качественная pT – диаграмма воды. Тройная точка воды А имеет давление $p = 0,0061$ бар (610 Па) и температуру $t = 0,01^\circ \text{C}$. При переходе воды из жидкого состояния в газообразное удельный объем ее возрастает ($v'' > v'$), а теплота фазового перехода имеет положительное значение ($r > 0$); тогда из уравнения (8.1) следует, что с увеличением давления температура фазового перехода будет расти (кривая АС). Неравенство $v'' > v'$ справедливо и при сублимации льда в пар, поэтому с уменьшением давления температура сублимации падает (кривая АД).

При переходе из твердого состояния в жидкое для большинства веществ $v'' > v'$, следовательно, $dp/dT > 0$. Это значит, что давление плавления с увеличением температуры растет. Однако удельный объем воды при плавлении льда имеет меньшее значение ($v'' < v'$), и поэтому $dp/dT < 0$, т.е. с увеличением давления температура плавления уменьшается (линия АВ). Если вещество в твердом состоянии (на рис.8.1 точка 1)

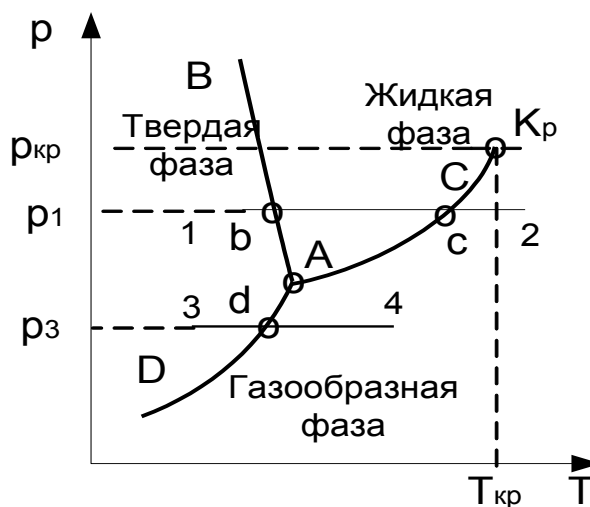


Рис. 8.1

нагревать при постоянном давлении p_1 , то будем иметь следующие процессы:

1-b – нагрев до температуры плавления и переход в жидкую фазу;

b-c – нагрев жидкости до температуры кипения и переход в пар;

c-2 – перегрев пара до температуры T_2 .

Если взять состояние 3 с давлением p_3 , то при нагреве твердого вещества получим процессы:

3-d – нагрев твердого вещества до температуры сублимации;

d-4 – сублимация и перегрев пара до температуры T_4 .

Кривая парообразования AC заканчивается критической точкой K_p . На диаграмме 5 Приложения в i -s представлена диаграмма состояния водяного пара.

Следует заметить, что для фреонов аналогично воде с уменьшением давления уменьшается температура фазового перехода из жидкости в газ, см. табл. 7 Приложения.

При температуре, равной критической, взаимные превращения пара и жидкости происходят без поглощения или отвода тепла и без скачкообразного изменения плотности.

Термодинамические параметры хладагентов, которые в холодильных машинах меняют свои фазовые состояния, проще определить по их диаграммам. Диаграммы состояния рабочих тел строятся в различных координатах: pv , Ts , is , pi и др. Для фреонов широко используются диаграммы состояний в координатах $\ln p - i$, диаграммы 2 и 3 Приложения.

На рис.8.2 в системе координат давление – энтальпия представлены характерные точки и особенности состояния хладагента в паровой компрессорной холодильной машине.

На поле графика жирной линией А-Кр-В выделена граница фазовых переходов. Сверху над линией А-Кр хладагент находится в жидком состоянии. Над линией Кр-В справа фазовое состояние хладагента – перегретый пар. Внутри линии А-Кр-В находится смесь насыщенного пара и жидкости.



Рис. 8.2

Иногда жидкий фреон переохлаждают (процесс 3-3'). Теплоту, переданную окружающей среде вычисляют по разности энтальпий $q_1 = i_2 - i_{3'}$. Процесс дросселирования изохаллупный (линия 3'-4). В испарителе от охлаждаемых тел к фреону самопроизвольно подводится теплота, происходит процесс кипения (линия 4-1), а иногда и перегрев пара (1-1'). Принятая фреоном теплота вычисляется как $q_2 = i_1 - i_4$.

Надежность работы компрессорных холодильных машин требует введения в хладагенты *смазочных масел*. Предполагается, что массовая доля масла составляет от 10 до 20%. Основной функцией масел в холодильных машинах является смазка трущихся пар, герметизация клапанов и камер, отвод теплоты.

К компрессорным маслам для холодильных машин предъявляют специфические требования, обусловленные непрерывным контактом смазывающего материала с хладагентом, а также постоянным изменением температуры и давления среды. Для компрессоров холодильных машин рекомен-

дуются применять минеральные и синтетические масла с достаточно низкой температурой застывания и высокой химической стабильностью. Под химической стабильностью принято понимать склонность масел к взаимодействию с хладагентом на основе галогенопроизводных углеводородов жирного ряда при повышенных температурах и давлении.

Важнейшими эксплуатационными характеристиками холодильных масел являются:

- их способность к взаимному растворению с хладагентами;
- температура, при которой из растворов выпадают хлопья парафина.

Необходимо также контролировать агрессивность смесей хладагента с маслом по отношению к металлам и другим материалам, применяемым в холодильных машинах.

Для компрессоров холодильных машин применяют масла серии ХА и ХФ в соответствии с ГОСТ 5546- 86:

ХА-30 – смесь дистиллятного и остаточного нефтяных масел;

ХФ12-16 – нефтяное масло с антиокислительной присадкой;

ХФ22-24 – нефтяное загущенное масло;

ХФ22С-16 – синтетическое масло с антиокислительной присадкой.

Для холодильных машин, работающих в диапазоне температур – 50...+ 150 °С, можно применять синтетическое масло ВНИИНП ХС-40, а также нефтяное масло ХМ-35.

В Приложении см. табл. 8 приведены характеристики масел для компрессоров холодильных машин.

8.3 Хладоносители

Хладоносителями называют вещества, с помощью которых теплота от охлаждаемых объектов передается хладагенту. При этом хладоносители не изменяют своего агрегатного состояния. В холодильной технике хладоносители используют в тех случаях, когда по различным причинам применять систему непосредственного охлаждения камер нецелесообразно. Такими причинами, как правило, являются: значитель-

ная удаленность холодильных камер от машинного отделения, низкая температура кипения хладона в испарителе (воздухоохладителе), охлаждение одним холодильным агрегатом нескольких камер с большим различием температур в камерах и т.п.

Основные требования, предъявляемые к хладоносителям:

- низкая температура замерзания, она должна быть ниже температуры в испарителе на 5-8 градусов;
- большая теплоемкость и теплопроводность;
- малая вязкость и плотность;
- химическая нейтральность к конструкционным материалам;
- химическая стойкость и безвредность;
- невысокая стоимость и доступность;

Самый доступный хладоноситель – вода. Но так как температура замерзания высока (0°C), то используется вода только в системах кондиционирования воздуха и технологических процессах при положительных температурах. При отрицательных температурах широко используются водные растворы солей NaCl , CaCl_2 и MgCl_2 – рассолы.

Теплофизические свойства рассолов, в том числе и температура замерзания, зависят от концентрации соли в растворе. Под концентрацией понимают число массовых частей соли, приходящихся на 100 массовых частей воды, С увеличением концентрации до определенного предела температура замерзания рассола понижается. на рис. 8.4 показана зависимость температуры замерзания растворов NaCl и CaCl_2 от концентрации. Наиболее низкая температура замерзания рассола — $21,2^{\circ}\text{C}$ при концентрации 23,1 кг соли на 100 кг раствора или 30,1 кг соли на 100 кг воды, а рассола CaCl_2 – 55°C при концентрации 29,9 кг соли на 100 кг раствора. или $42,7^{\circ}\text{C}$ соли на 100 кг воды.

Недостатком рассолов является их коррозионное воздействие на металлы, которое резко усиливается в открытых системах из-за контакта воздуха (кислорода) с рассолом. Для уменьшения коррозии к рассолам добавляют вещества, которые называют *пассиваторами*. Это хромат натрия с едким

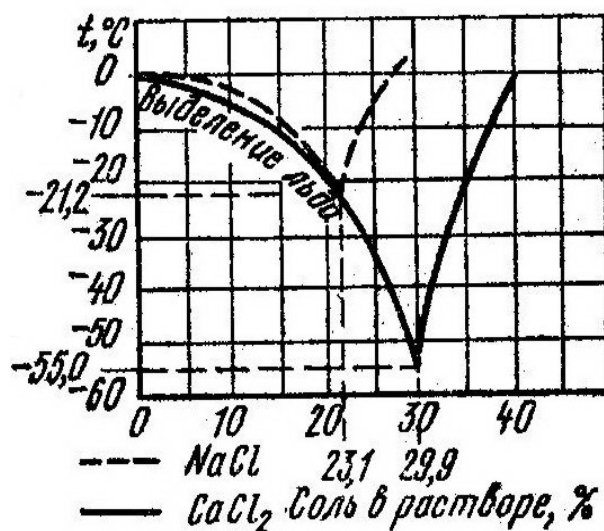


Рис. 8.4

натром. Для получения температур ниже -55°C использовать рассолы нельзя. В этом случае в качестве промежуточных хладоносителей используют водный раствор этиленгликоля (антифриз), фреон R30, спирты. Теплофизические свойства некоторых хладоносителей представлены в табл.

9 и 10 Приложения

Чистый этиленгликоль $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$ имеет температуру замерзания всего $-17,5^{\circ}\text{C}$. Поэтому применяют водные растворы этиленгликоля, температуры замерзания которых зависят от массовой доли этиленгликоля. Растворы этиленгликоля применяют в диапазоне температур кипения от -40 до -60°C . Этиленгликоль оказывает значительное коррозионное воздействие на металлы, поэтому для уменьшения такого отрицательного воздействия в раствор добавляют вещества, называемые пассиваторами.

Благодаря низкой температуре замерзания (-96°C) и малой вязкости широкое применение в качестве хладоносителя получил R 30. Его применяют в диапазоне температур от -40 до -90°C . Спирты имеют более низкие температуры замерзания: этиловый спирт ($t_{\text{зам}} = -117^{\circ}\text{C}$), пропиловый спирт ($t_{\text{зам}} = -127^{\circ}\text{C}$). Метиловый спирт ($t_{\text{зам}} = -97,8^{\circ}\text{C}$) ядовит и применять его в качестве хладоносителя не рекомендуется. Учитывая некоторые отрицательные качества рассолов, ученые постоянно ведут поиски новых видов теплоносителей.

Одним из таких теплоносителей является дихлорметан, имеющий малую вязкость по сравнению с вязкостью рассола CaCl_2 . Дихлорметан (CH_2Cl_2) при высоких температурах ($20\text{—}30^\circ\text{C}$) очень летуч. Однако его широкое применение в холодильной технике сдерживается высокой стоимостью. В нем, как и в спиртах, содержатся летучие примеси, вредные для человека. Поэтому R30 и спирты применяют в закрытых герметичных системах, а помещения интенсивно проветривают. Теплофизические свойства хладоносителей представлены табл. 9 и 10 Приложения.

Вопросы для самоконтроля

1. Изложите требования к рабочему телу холодильной машины.
2. Состав фреонов и их условное обозначение.
3. Как по марке фреона определить его химический состав?
4. Расскажите об особенностях фазовых переходов рабочих тел холодильных машин.
5. Поясните, как определяются параметры хладагента по диаграмма состояния?
6. Какие требования предъявляются к хладоносителям?
7. Какие хладоносители на основе этиленгликолевого спирта Вам известны?

Глава 9. Циклы холодильных машин

В настоящее время низкие температуры в основном создаются искусственным путем с затратой энергии. Машина, осуществляющая искусственное охлаждение с помощью подводимой энергии, называется *холодильной машиной*.

В холодильных машинах осуществляется переход теплоты от тел, менее нагретых, к телам, более нагретым в результате осуществления обратного цикла. Холодильные машины характеризуются следующими показателями: *холодильный эффект, холодильная мощность, холодильный коэффициент*.

Холодильный эффект – это количество теплоты (q_2), отводимое от охлаждаемого объекта одним килограммом хладагента.

Количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта в единицу времени, называют холодильной мощностью.

Обозначают холодильную мощность N_x , выражают в ваттах (Вт).

Для определения N_x используют выражение:

$$N_x = q_2 \cdot \dot{m}, \quad (9.1)$$

где q_2 – холодильный эффект;

\dot{m} – секундный массовый расход хладагента.

Холодильный коэффициент устанавливает энергетическую эффективность холодильных установок и численно равен отношению количества теплоты, отведенного от охлаждаемого тела, к количеству затраченной на охлаждение энергии.

Обозначают холодильный коэффициент ε , из определения

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0}. \quad (9.2)$$

9.1. Цикл воздушной холодильной машины

Использование в качестве хладагента воздуха при всех его термодинамических несовершенствах (отсутствие энергоёмких фазовых переходов, невысокая теплоемкость и др.)

привлекает доступностью, безопасностью (в том числе и экологической), возможностью непосредственной подачи в охлаждаемое помещение (т.е. реализации открытого цикла).

В воздушных холодильных машинах (ВХМ) в следствие невысокой теплоемкости рабочего тела необходимо иметь значительные его массовые расходы. Отсюда в схемах ВХМ предпочтение отдается динамическим компрессорам. Для снижения температуры рабочего тела проще всего использовать эффект дросселирования, однако более высокое значение холодильного коэффициента обеспечивает применение турбодетандеров.

На рис.9.1 представлена принципиальная схема ВХМ с

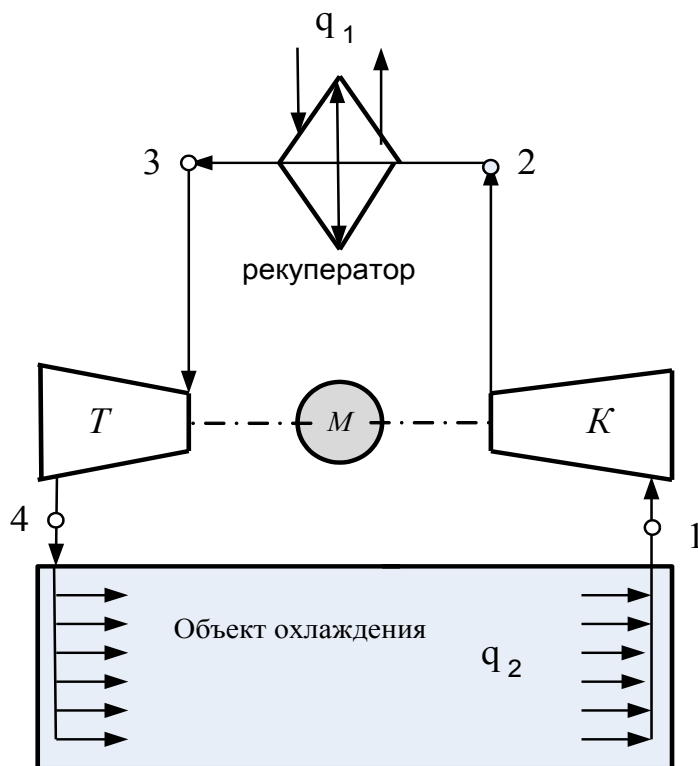


Рис. 9.1

осевым компрессором (K) и турбодетандером (T). Из объекта охлаждения воздух с давлением p_1 и температурой T_1 поступает в компрессор. В нем за счет подводимой энергии от электродвигателя и турбодетандера давление и температура воздуха повышаются до p_2 и T_2 . Причем степень повышения давления в компрессоре должна быть таковой, чтоб T_2 пре-

вышала температуру охлаждающего теплоносителя на 20 – 30 градусов. После теплообменника воздух с $T_3 < T_2$ направляется в турбодетандер, где при расширении существенно снижается его температура. Для ВХМ практический диапазон температуры T_4 от 0 до -120 °С.

На рис. 9.2 представлен цикл ВХМ с турбодетандером в T - s координатах, где

1-2 – адиабата сжатия воздуха в компрессоре;
 2-3 – изобара охлаждения в рекуператоре;
 3-4 – адиабата расширения в турбодетандере;
 4-1 – изобара подвода теплоты к рабочему телу в охлаждаемом объекте.

Холодильный коэффициент для такого типа ВХМ вычисляется по выражению (9.3)

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_1 - T_3 + T_4} \quad (9.3)$$

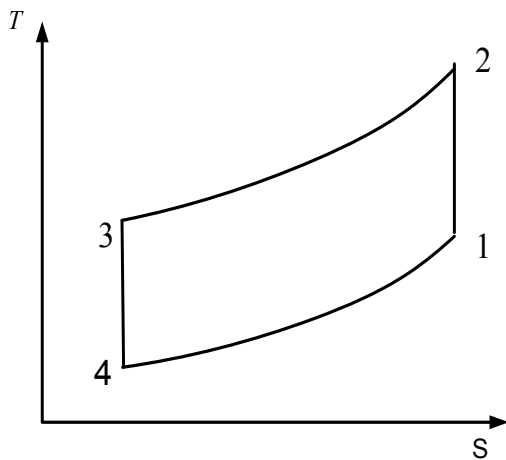


Рис. 9.2

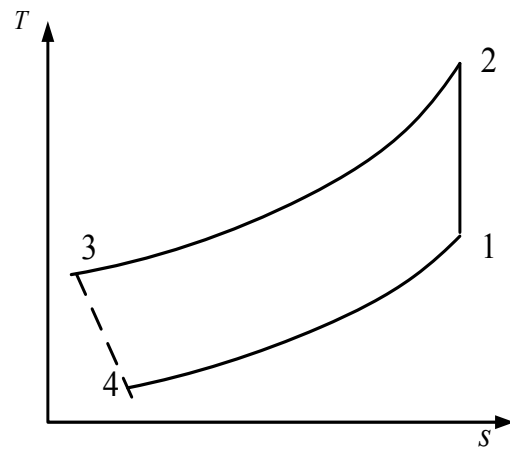


Рис. 9.3

На рис. 9.3 представлен цикл ВХМ в T - s координатах с дросселем, где

1-2 – адиабата сжатия воздуха в компрессоре;
 2-3 – изобара охлаждения в рекуператоре;
 3-4 – изоэнтальпа снижения температуры в дросселе;
 4-1 – изобара подвода теплоты к рабочему телу в охлаждаемом объекте.

Холодильный коэффициент для такого типа ВХМ вычисляется по выражению

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_1} \quad (9.4)$$

9.2. Цикл паровой компрессорной холодильной машины

Рабочим телом паровых компрессорных холодильных машин являются пары различных веществ: аммиака, угле-

кислоты, сернистого ангидрида, фреонов. Удельная холодильная мощность таких веществ высокая, что позволяет выполнять холодильные машины компактными и удобными в эксплуатации. Особенностью циклов данных холодильных машин является то, что подвод тепла к холодильному агенту протекает в процессе его кипения, а отвод – в основном в процессе конденсации. На рис. 9.4 приведена принципиальная схема паровой компрессорной холодильной машины (ПКХМ). Здесь сухой насыщенный пар хладагента с давлением p_1 , температурой T_1 , степенью сухости $x = 1$ всасывается компрессором **К** и адиабатно сжимается.

Сухой насыщенный пар хладагента с давлением p_1 , температурой T_1 , степенью сухости $x=1$ всасывается компрессором **К** и адиабатно сжимается. Степень повышения давления в компрессоре должна обеспечить превышение температуры хладагента над температурой окружающей среды или температурой охлаждающего теплоносителя.

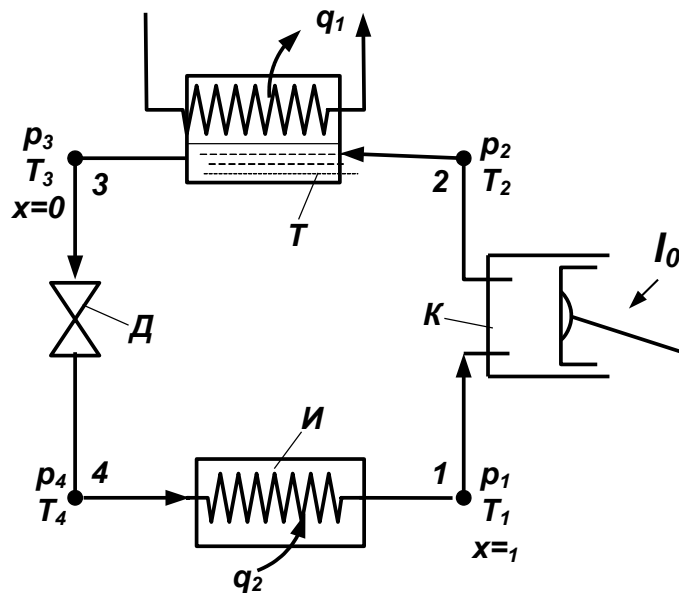


Рис. 9.4

На сжатие затрачивается работа l_0 .

Из компрессора перегретый пар с давлением p_2 и температурой T_2 поступает в теплообменник **Т** (конденсатор), в котором теплота q_1 самопроизвольно передается какому-либо теплоносителю. Процесс отвода тепла идет при постоянном давлении $p_3=p_2$, при этом температура уменьшается до температуры насыщения $T_3 = T_n$, и пар полностью конденсируется, $x = 0$.

Из конденсатора хладагент подается в дроссельное устройство **Д**. В дросселе давление хладагента снижается до величины p_4 , что приводит к снижению его температуры фазового перехода. Степень дросселирования устанавливается

токовой, чтобы T_4 была меньше температуры охлаждаемого тела. Уже в дроссельном устройстве хладагент начинает закипать.

Далее парожидкостная смесь (влажный хладагент) поступает в испаритель **И**. В испарителе к хладагенту при неизменном его давлении подводится тепло от охлаждаемого тела. Температура хладагента не изменяется (происходит фазовый переход - выкипает жидкая фаза во влажном паре) до состояния, когда степень сухости пара достигнет величины $x=1$. Образовавшийся пар при $p_1=p_4$ и $T_1=T_4$ вновь засасывается компрессором. И цикл повторяется.

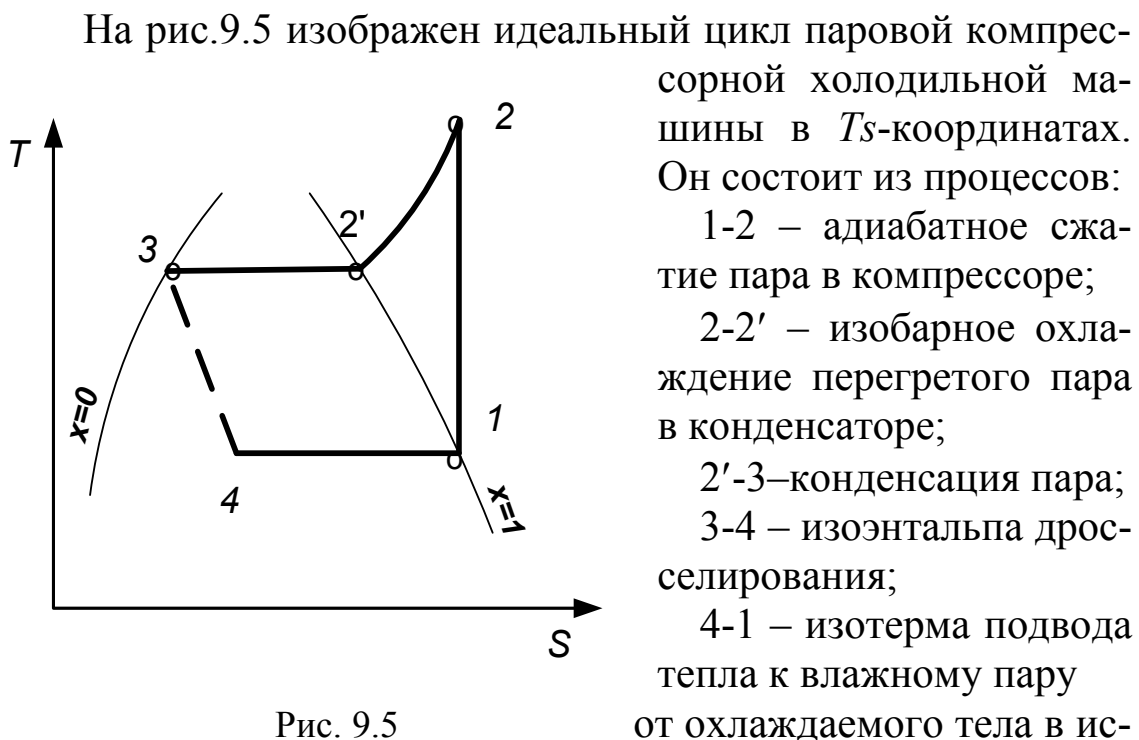


Рис. 9.5

сорной холодильной машины в Ts -координатах. Он состоит из процессов:
 1-2 – адиабатное сжатие пара в компрессоре;
 2-2' – изобарное охлаждение перегретого пара в конденсаторе;
 2'-3 – конденсация пара;
 3-4 – изоэнтальпа дросселирования;
 4-1 – изотерма подвода тепла к влажному пару от охлаждаемого тела в испарителе. Давление в этом процессе не изменяется.

Холодильный коэффициент рассматриваемого цикла вычисляется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}, \quad (9.5)$$

где $q_2 = i_1 - i_4$; $l_0 = i_2 - i_1$.

Для простоты вычисления холодильного коэффициента на практике используют p_i -диаграммы хладагентов.

На рис. 9.6 изображен цикл паровой компрессорной холодильной машины в $p-i$ - координатах.

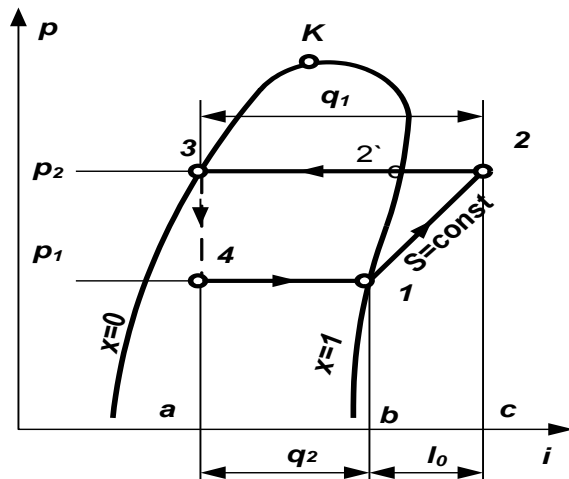


Рис. 9.6

1-2 – адиабата сжатия рабочего тела;

2-2' – изобара охлаждения перегретого пара;

2'-3 – изобара отвода тепла при конденсации;

3-4 – изоэнтальпа дросселирования;

4-1 – изобара подвода теплоты в испарителе.

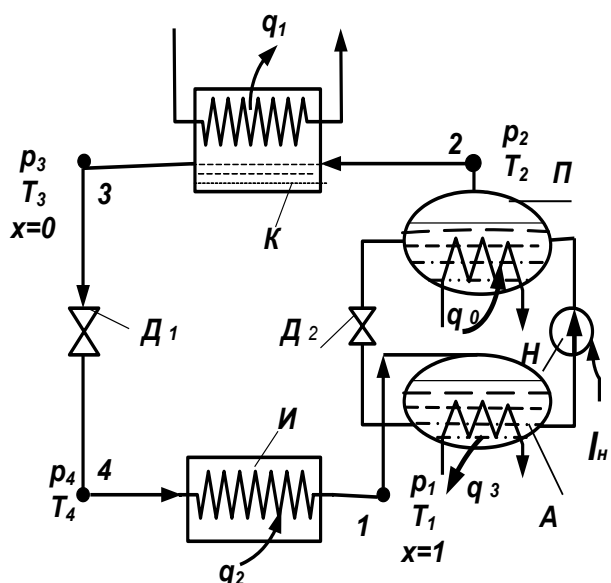
Преимущество изображения цикла холодильной установки в $p-i$ -координатах состоит в том, что изменение энтальпий в процессах измеряется отрезками оси абсцисс. Холодильный коэффициент, определенный с помощью $p-i$ - диаграммы, запишется как

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{ba}{cb} \quad (9.6)$$

9.3. Цикл абсорбционной холодильной машины

Рассмотрим цикл холодильной установки, в которой задействован процесс *абсорбции* (поглощение паров хладагента всем объемом жидкого растворителя с образованием бинарной смеси). Перепад давления для циркуляции хладагента создается в результате процессов абсорбции и выпаривания в дополнительном контуре, а понижение температуры рабочего тела происходит в процессе дросселирования.

Рис. 9.7



Наибольшее применение получили водоаммиачные холодильные машины, в которых аммиак является хладагентом, имеющим более низкую температуру кипения, а вода – абсорбентом. Схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины приведена на рис. 9.7. Из испарителя **И** аммиак с температурой T_1 и давлением p_1 поступает в абсорбер **А**. Вода, используемая в качестве абсорбента, поглощает аммиак с выделением теплоты. Чтобы не уменьшалась поглощательная способность раствора, теплота абсорбции q_3 отводится из абсорбера каким-либо теплоносителем. Полученный крепкий водо-аммиачный раствор перекачивается насосом **Н** в парогенератор **П**, где в процессе подвода теплоты q_0 происходит выпаривание из раствора аммиака. В парогенераторе при давлении p_2 создается таким, чтобы температура аммиачного пара превышала температуру теплоносителя, охлаждающего конденсатор **К**. Процесс охлаждения и конденсации хладагента протекает при постоянном давлении. В дросселе **Д**₁, вследствие уменьшения давления, аммиак начинает кипеть, его температура снижается. В испарителе за счет подвода тепла q_2 от охлаждаемого тела продолжается фазовый переход хладагента из жидкого состояния в газообразное. Далее цикл повторяется. В контуре циркуляции абсорбента установлен дроссель **Д**₂ для понижения давления воды до p_1 .

Цикл абсорбционной водоаммиачной холодильной машины представлен на рис. 9.8. Процессы, происходящие с аммиаком в абсорбере и в парогенераторе, допустимо заменить условным процессом 1-2,

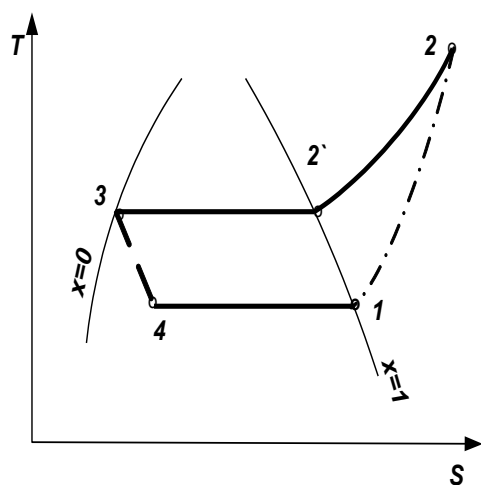


Рис. 9.8

аммиаком в абсорбере и в парогенераторе, допустимо заменить условным процессом 1-2, близким к изохоре. В этом процессе повышаются давление, температура и растет энтропия. При таком допущении цикл состоит из процессов:

1-2 – изохора повышения температуры и давления;

2-2' – изобара отвода тепла в конденсаторе до температуры

конденсации аммиака;
 2-3 – изотерма конденсации хладагента;
 3-4 – изохорная дросселирования;
 4-1 – изотерма кипения аммиака.

Холодильная мощность водоаммиачной холодильной машины N_x определяется как

$$N_x = q_2 \cdot \dot{m}_x, \quad (9.7)$$

где q_2 – тепловая нагрузка испарителя;

\dot{m}_x – массовый расход аммиака.

Тепловая нагрузка q_2 входит в уравнение теплового баланса абсорбционной машины

$$q_1 + q_3 = q_2 + q_0 + l_n, \quad (9.8)$$

где l_n – удельная работа, затраченная на привод водяного насоса. Величина l_n , незначительна, и ею в расчетах обычно пренебрегают.

Степень экономичности работы абсорбционной холодильной машины характеризуется *коэффициентом использования теплоты* ε , равным отношению тепловой нагрузки испарителя q_2 к подведенной теплоте в парогенераторе q_0 :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_0}. \quad (9.8)$$

9.4. Цикл теплового насоса

В процессе работы холодильной установки происходит трансформация теплоты от низкотемпературных тел к высокотемпературным. Это позволяет использовать холодильный цикл в целях отопления. Холодильные установки, используемые для нагревания объектов, именуют *тепловыми насосами* или *трансформаторами теплоты*.

Тепловым насосом называют установку, при помощи которой осуществляется перенос энергии в форме тепла от более низкого к более высокому температурному уровню, необходимому для теплоснабжения.

Для осуществления теплонаносного процесса необходима затрата внешней энергии. От вида используемой энергии тепловые насосы классифицируются на компрессорные, абсорбционные, струйные, термоэлектрические и др. Источником теплоты низкой температуры для теплового насоса

служит окружающая среда, например, вода рек, озер и других водоемов, а в качестве рабочего тела обычно используются фреоны.

На рис. 9.9 приведена схема теплового насоса. В испаритель И парожидкостная смесь поступает при низкой температуре. В процессе подвода от внешней среды теплоты q_2 фреон полностью испаряется и поступает в компрессор К. Сжатие газа в компрессоре должно осуществляться до температуры, превышающей температуру нагреваемого объекта. В рекуператоре (конденсаторе РК) энергия в форме тепла q_1 отводится низкотемпературным теплоносителем к тепловым приборам ТП в помещение. Сконденсированный фреон поступает в дроссель, где его давление и температура понижаются. Далее цикл повторяется. Потребитель теплоты получает, таким образом, кроме “даровой” теплоты q_2 , перенесенной от окружающей среды, также теплоту, эквивалентную затраченной работе l_0 .

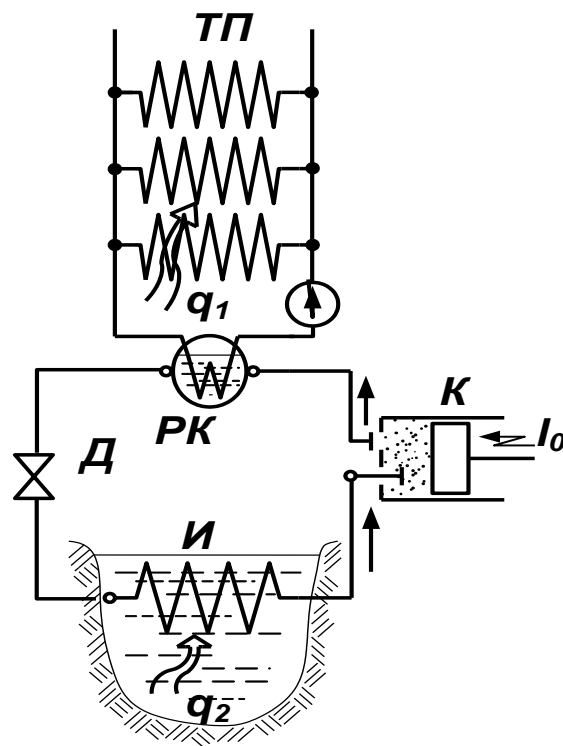


Рис. 9.9

В координатах Ts цикл теплового насоса изображается подобно циклу ПКХМ.

Экономичность цикла теплового насоса характеризуется *коэффициентом преобразования теплоты или коэффициентом трансформации,*

$$\mu = \frac{q_1}{l_0} = \frac{q_2 + l_0}{l_0} = \varepsilon + 1. \quad (9.9)$$

При коэффициенте преобразования теплоты $\mu = 3 \dots 4$ потребитель получит теплоты в три – четыре раза больше, чем при обычном электронагреве.

Тепловые насосы наиболее целесообразно использовать для обеспечения постоянной тепловой нагрузки при наличии

источника, способного сохранять низкий уровень температуры продолжительное время.

Вопросы для самоконтроля

1. Объяснить принцип работы ПКХМ.
2. Изобразите цикл ПКХМ в Ts - координатах.
3. Что понимается под холодильным коэффициентом?
4. Какую функцию выполняет дроссель?
5. Какую функцию выполняет компрессор?
6. Изобразите цикл ВХМ в $p-v$ - координатах.
7. Поясните принцип работы теплового насоса.

Глава 10. Компрессоры

10.1. Типы компрессоров

Сжатые газы широко используются в сельскохозяйственном производстве как в качестве энергоносителей, так и рабочего тела в различных технологических процессах. Машины для создания давления и подачи газа потребителю называют *вентиляторами, воздуходувками, компрессорами*. Компрессоры создают избыточное давление от 0,15 МПа и более; нагнетатели и насосы – от 0,02 до 0,2 МПа; вентиляторы повышают давление газов до 0,02 МПа.

По принципу действия компрессоры делятся на две группы: объемные и динамические.

В объемных компрессорах повышение давления достигается сжатием газа путем сближения ограничивающих его стенок. Объемные компрессоры подразделяются на поршневые, ротационные, винтовые, спиральные, мембранные.

В динамических компрессорах газу первоначально сообщается некоторая кинетическая энергия, которая затем в специальных каналах (диффузорах) преобразуется в потенциальную энергию давления. Динамические компрессоры подразделяются на лопаточные и струйные. На рис. 10.1 представлена схема поршневого одноступенчатого охлаждаемого компрессора. В цилиндре 1

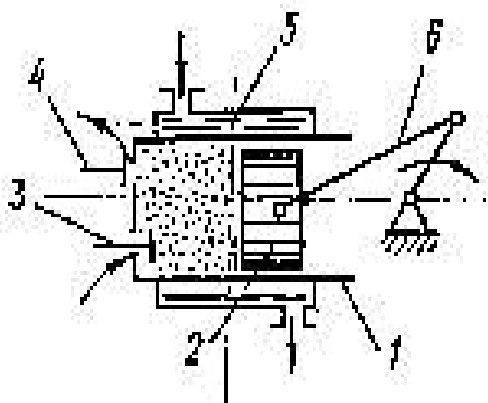
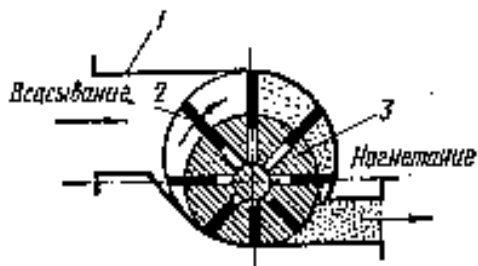


рис.10.1

поршень 2 перемещается кривошипно-шатунным механизмом. При движении поршня слева направо открывается впускной клапан 3 и цилиндр заполняется газом. При обратном движении поршня впускной клапан закрывается, объем газа в цилиндре уменьшается, а давление увеличивается. Давление на выходе из компрессора устанавливается регулировкой выпускного клапана 4. При открытии последнего газ выталкивается поршнем из цилиндра и подается потребителю с давлением нагнетания. С целью снижения энергии, за-

трачиваемой на сжатие газа, цилиндр охлаждается теплоносителем 5.

Схема ротационного компрессора показана на рис.10.2. В корпусе 1 эксцентрично расположен ротор 3, в пазах которого свободно скользят пластины 2. При вращении ротора под действием центробежных сил пластины плотно прижимаются к корпусу, препятствуя перетеканию газа из одной



полости в другую. Попавшая между пластинами порция газа по ходу вращения ротора уменьшается в объеме, за счет чего и повышается давление.

Рис.10.2

На рис. 10.3 представлена схема винтового компрессора. В корпусе 3 на подшипниках 1 и 4 установлены два ротора: ведущий 7 и ведомый 6. Для предотвращения утечки газов по валам роторов установлены специальные уплотнения 2.

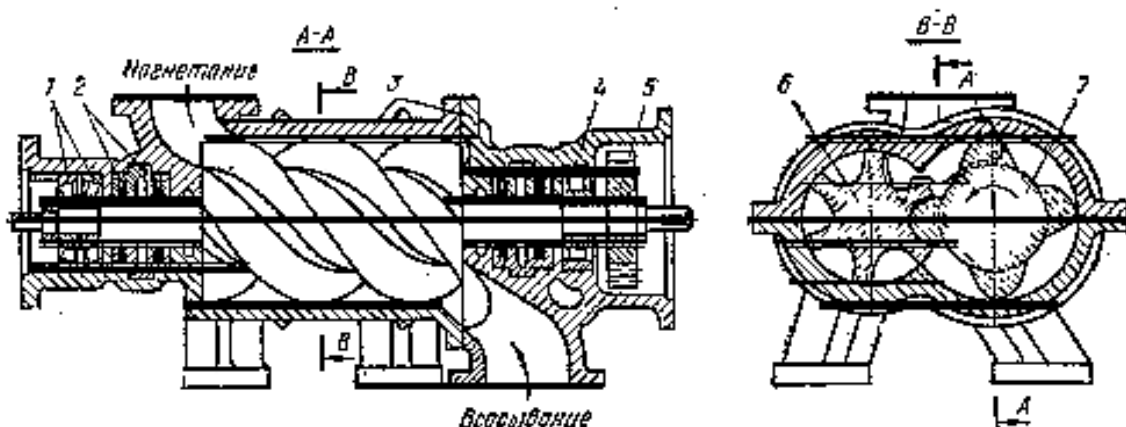


Рис. 10.3

Синхронное вращение роторов обеспечивается шестернями связи 5. В корпусе имеются патрубки для всасывания и нагнетания газа с окнами против торцов роторов.

По мере того как роторы делают один оборот, всасывающее окно перекрывается зубьями, а поступившая порция газа, перемещаясь вдоль роторов. Зубья ведущего ротора входят в соответствующие углубления в ведомом роторе, в результате чего объем газа уменьшается, а давление увеличивается. К противоположному торцу роторов газ посту-

пает в сжатом состоянии и выталкивается в нагнетательное окно.

Схемы лопаточных компрессоров приведены на рис.10.4 и рис. 10.5. В центробежном компрессоре (см. рис. 10.4) в корпусе 1 вращается диск 2, выполненный с рабочими лопатками в виде каналов 3.

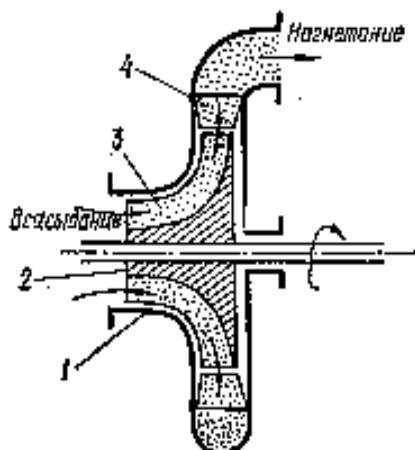


Рис. 10.4

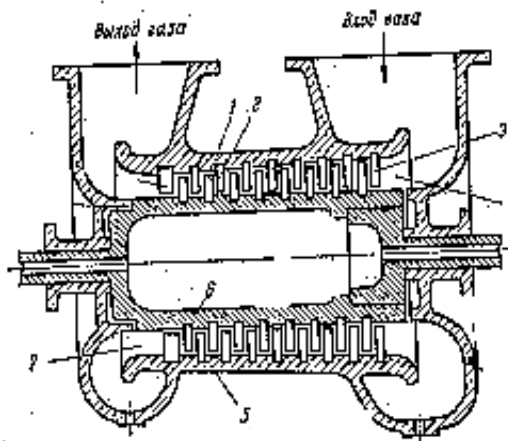


Рис. 10.5

Газ, поступивший в межлопаточные каналы, отбрасывается центробежными силами к периферии и попадает в диффузоры 4, лопатки которых укреплены в корпусе. В диффузорах происходит преобразование кинетической энергии газа в потенциальную энергию давления. Через нагнетательный патрубок сжатый газ поступает потребителю.

В осевом компрессоре (см. рис. 10.5) направление движения газа совпадает с осью ротора. Рабочие лопатки компрессора 1 закреплены в кольцевых проточках ротора 6, образуя форму дисков. Осевое расстояние между дисками обеспечивает размещение в корпусе 5 лопаток 2 спрямляющего аппарата, выполняющего роль диффузора. Канал, образованный лопатками одного диска и последующего за ним спрямляющего аппарата, называют *ступенью* компрессора. Спрямляющие лопатки первого ряда 3 и конфузор 4 обеспечивают осевое направление входящего в компрессор воздуха. При вращении ротора кинетическая энергия газа в каналах между рабочими лопатками становится существенной. Газовый поток, проходя далее диффузор 7, преобразует кинетическую энергию в энергию сил давления. Давление на выходе из компрессора определяется количеством ступеней.

К показателям компрессорных машин относят:

- тип компрессора;
- число ступеней, z ;
- *степень повышения давления в компрессора это отношение давления на выходе из компрессора к давлению на входе, т.е.*

$$\pi = \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} ;$$

- объемную подачу компрессора, \dot{V} , $\text{м}^3/\text{с}$.

Под объемной подачей понимают количество кубических метров газа, выходящего из компрессора в единицу времени и приведенного к давлению и температуре на входе в компрессор.

10.2. Поршневой компрессор и его показатели

10.2.1. Действительный цикл ОПК

В одноступенчатом поршневом компрессоре (ОПК) зависимость давления газа внутри цилиндра от занимаемого им объема определяют опытным путем с помощью прибора, именуемого *индикатором*. Подобную зависимость, например, изображенную на рис.10.6, называют *индикаторной диаграммой* или действительным циклом ОПК. Здесь

4-1 – процесс наполнения цилиндра «свежей» порцией газа. Этот процесс не является термодинамическим, так как он осуществляется с нарастанием массы газа, практически с неизменной температурой и переменным давлением;

1-2 – процесс повышения давления. В этом процессе на начальном этапе к газу от стенок цилиндра подводится теплота, а в конце сжатия, наоборот, газ нагревает стенки. Данный процесс необратим;

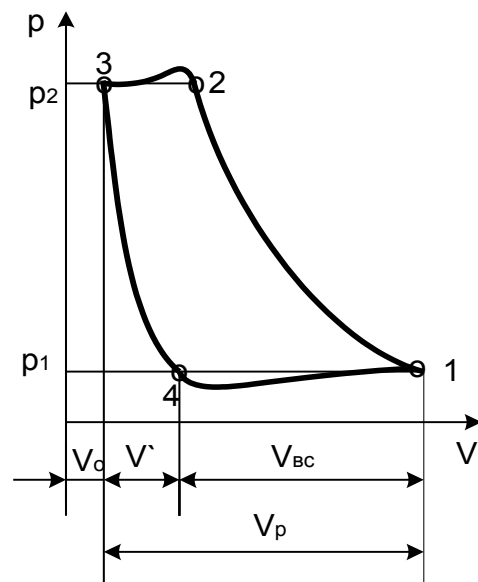


Рис. 10.6

2-3 – процесс нагнетания. Он протекает с изменением массы газа, с забросом давления для открытия выпускного клапана и неизменной температурой. Этот процесс тоже далек от термодинамического;

3-4 – процесс расширения газа, оставшегося в цилиндре после закрытия. Этому процессу присущи как подвод, так и отвод теплоты.

В реальном поршневом компрессоре при нагнетании не весь газ покидает цилиндр. Часть его остается в объеме так называемого *вредного* пространства V_0 (объем между крышкой цилиндра и крайним левым положением поршня). При движении поршня слева направо оставшийся в цилиндре газ расширяется, занимая объем V_4 . Объем новой всасываемой порции будет равен только разности: $V_{вс} = V_1 - V_4$.

К показателям поршневого компрессора, кроме степени повышения давления π и объемной подачи \dot{V} , относят:

- величину рабочего объема цилиндра V_p , м³;
- относительную величину вредного объема;
- коэффициент объемной подачи

$$\lambda_v = \frac{V_{вс}}{V_p} = 1 - a \left(\pi^{\frac{1}{n}} - 1 \right). \quad (10.1)$$

С увеличением α и π объемная подача поршневого компрессора уменьшается, что наглядно демонстрируется рис. 10.7 и 10.8.

Величина вредного пространства ограничивает и давление нагнетания ОПК. Так при $\lambda = 0$ значение $\pi_{пред}$ определяется по выражению:

$$\pi_{пред} = \left(1 + \frac{1}{a} \right)^n. \quad (10.2)$$

Степень повышения давления у реальных компрессоров лимитируется не только относительной величиной вредного пространства, но и температурой газа в конце сжатия T_2 , которая не должна превышать температур самовоспламенения смазки. В одноступенчатом компрессоре с учетом реальных значений α , λ_v и T_2 можно получить

$\pi_k = 3,75 \dots 4,25$ (в современных поршневых компрессорах $\alpha = 0,025 \dots 0,045$ и $\lambda_v = 0,75 \dots 0,90$).

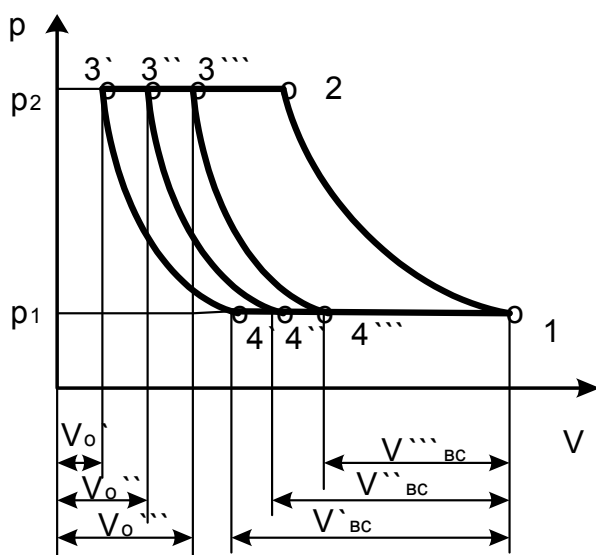


Рис.10.7

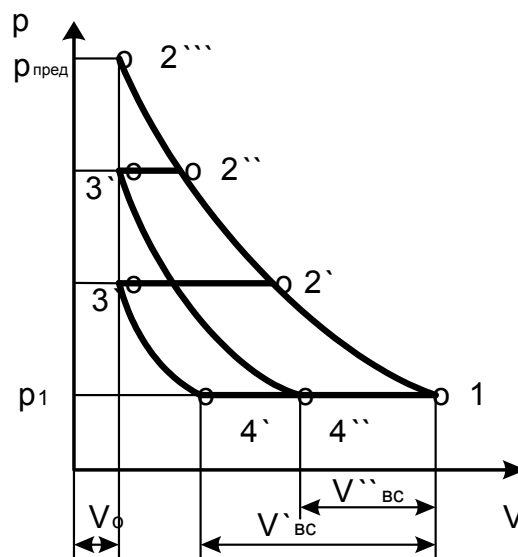


Рис. 10.8

Для оценки совершенства реального компрессора проводят анализ его идеального цикла.

10.2.2. Идеальный цикл ОПК

Заменим реальный цикл компрессора идеальным, для чего примем допущения:

- вредное пространство в компрессоре отсутствует;
- процессы всасывания и нагнетания, протекающие с изменением массы газа, считаем термодинамическими;
- тепловые и механические потери отсутствуют.

На рис. 10.9 идеальный цикл ОПК изображен в pV -координатах, а на рис.10.10, – в Ts – координатах.

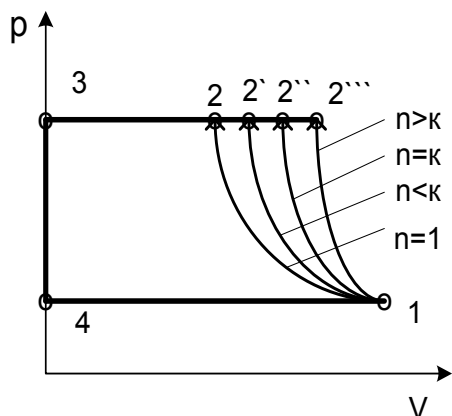


Рис. 10.9

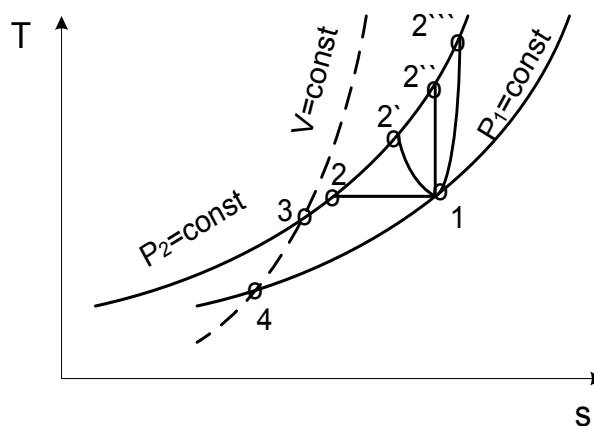


Рис. 10.10

В принципе, процесс сжатия может быть изотермическим (1-2), адиабатным (1-2'') или политропным с $n < k$ (1-2')

и $n > k$ (1-2''). Процесс нагнетания сжатого газа (2-3) осуществляется изобарно. Процесс (3-4) – условный, соответствует падению давления в цилиндре без вредного пространства при изменении направления движения поршня. Всасывание изображено процессом 4-1.

Из рис. 10.9 следует, что минимальная работа, затраченная на сжатие газа за один цикл будет при изотермическом процессе (наименьшая площадь цикла 4-1-2-3-4). Однако, изотермическое сжатие газа в поршневых компрессорах нереально. Если в процессе сжатия от газа отводить теплоту, допустим через стенки цилиндра, то работа сжатия будет несколько больше, чем при изотермическом процессе, но меньше, чем при адиабатном. Отсюда в реальных компрессорах показатель политропы сжатия находится в пределах $1 < n < k$.

Значение работы цикла получим интегрирование функции $V = f(p)$ для политропного процесса, т.е.

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (10.3)$$

Анализ выражения 10.3 показывает, что при неизменных p_1 и V_1 потребляемая работа будет тем больше, чем больше значения p_2 и n .

10.2.3. Идеальный цикл многоступенчатого компрессора

Как было сказано выше, существует предел степени повышения давления в одной ступени поршневого компрессора. Для получения газа высокого давления применяются многоступенчатые компрессоры, в которых сжатие осуществляется последовательно в нескольких цилиндрах (ступенях) с охлаждением сжимаемого газа после каждой ступени.

Принципиальная схема двухступенчатого компрессора приведена на рис. 10.11, а его идеальный цикл в pV -координатах – на рис. 10.12. Здесь процессы сжатия газа по ступеням изображены политропами 1-2 и 3-4. Изобара 2-3 характеризует уменьшение объема газа в процессе охлаждения между ступенями компрессора. Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс

компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу.

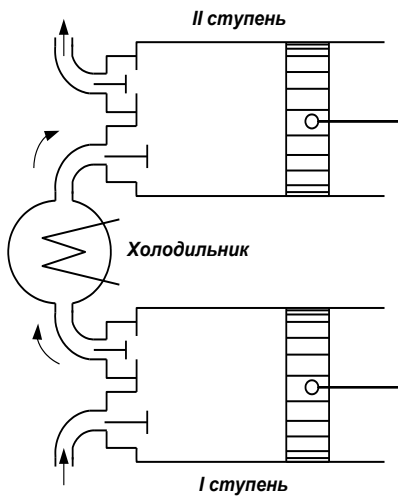


Рис. 10.11

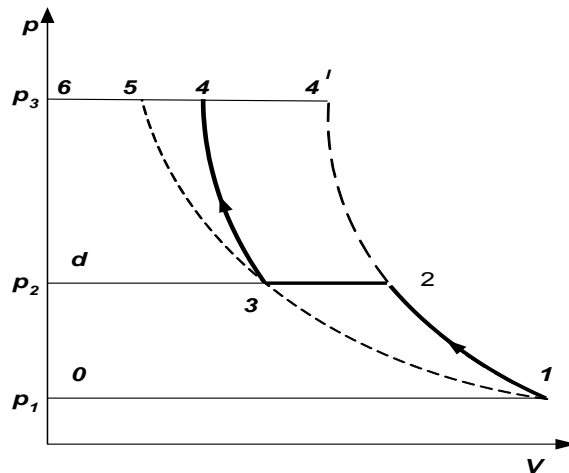


Рис. 10.12

Вся работа, затраченная на привод двухступенчатого компрессора при политропном сжатии газа в каждой ступени, определяется площадью цикла 1-2-3-4-6-0-1. Если процесс сжатия осуществить по политропному процессу в одной ступени до давления p_4 , то затраченная работа будет больше, чем у двухступенчатого компрессора на величину, эквивалентную площади 2-3-4-4'-2.

Таким образом, многоступенчатое сжатие уменьшает расход энергии на привод компрессора, повышает коэффициент объемной подачи и позволяет получить высокие степени повышения давления.

Можно доказать, что для многоступенчатого компрессора наименьшая затрата работы будет в случае, когда степень повышения давления в каждой ступени одинакова. т.е.

$$\pi_1 = \pi_2 = \dots = \pi_n = \text{const.} \quad (10.4)$$

Тогда:
$$\pi_{cm} = \sqrt[z]{\pi_{\kappa}}, \quad (10.5)$$

где z — число ступеней компрессора.

При заданном значении число ступеней определяют по выражению:

$$z = \frac{\ln \pi_{\kappa}}{\ln \pi_{cm}} \quad (10.6)$$

С учетом соотношения (10.6) работа для многоступенчатого компрессора при сжатии газа массой m кг может быть вычислена по формуле:

$$L = zm \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right]. \quad (10.7)$$

10.3. Подбор компрессоров

При проектировании холодильной системы какого-либо объекта прежде всего проводится тепловой расчет, т.е. выявляются все теплопритоки, которые должны отводиться холодильной машиной. Далее выбирается способ охлаждения объекта, рассчитывается и подбирается необходимое холодильное оборудование (компрессоры, конденсаторы, приборы снижения температуры, испарители).

В паровой компрессорной холодильной машине компрессор выполняет особую функцию: он предназначен не только для сжатия хладагента, но и для повышения его температуры. При подборе компрессора необходимо учитывать назначение холодильной установки, ее холодильную мощность, условия ее эксплуатации, тип применяемого хладагента, экономические факторы и пр. Анализ перечисленных факторов позволяет прежде всего выбрать тип компрессора. Если это поршневой компрессор, то он может быть выполнен в виде следующих конструктивных исполнений:

- сальниковый компрессор (рис. 10.13);
- герметичный (бессальниковый) компрессор (рис. 10.14).

В первой модели (10.13) вал компрессора для соединения с приводным механизмом выходит за корпус через сальниковое уплотнение. В сальниковом компрессоре в роли привода можно применить любой тип двигателя и придаточного механизма (шкив, муфту, редуктор и пр.). Это позволяет использовать данные компрессоры в холодильных установках различного назначения (холодильных камерах, автомобильных и железнодорожных системах кондиционирования и др.). Сальниковые компрессоры хорошо себя зарекомендовали в холодильных установках, функционирующих на аммиаке.



Рис. 10.13

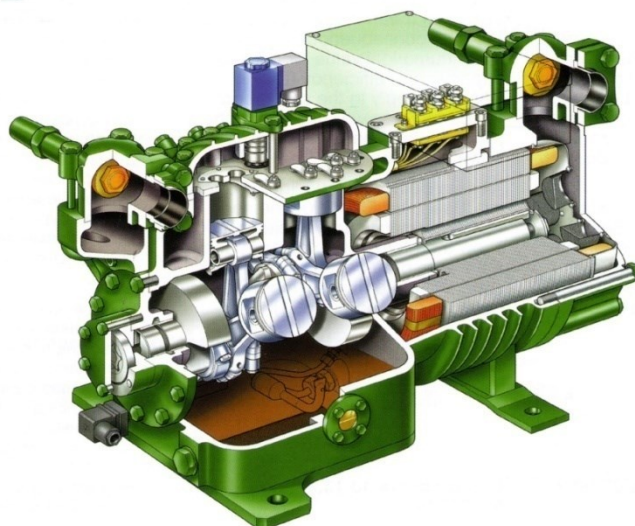


Рис. 10.14

К недостаткам сальниковых компрессоров следует отнести то, что уплотнение на конце приводного вала не является полностью герметичным.

В герметичном компрессоре (рис.10.14) все движущиеся элементы и их опоры размещены внутри герметичного корпуса. Возможность утечки хладагента отсутствует. В этом плане герметичные компрессоры лучше, но их корпус не дает возможности устанавливать внутрь агрегата электродвигатель большой мощности.

Степень повышения давления в поршневом компрессоре, а отсюда и число ступеней, определяется температурой окружающей конденсатор среды. Хладагент на выходе из компрессора должен иметь температуру на 12...18 градусов выше температуры охлаждающего теплоносителя.

Вопросы для самоконтроля

1. Пояснить принцип действия объемных и динамических компрессоров.
2. Что такое π_k .
3. Что понимают под объемной подачей компрессора?
4. На что влияет вредный объем в поршневом компрессоре?
5. Чем ограничивается величина давления в ступени?
7. Как определяется число ступеней компрессора?
8. Зачем охлаждают газ между ступенями поршневых компрессоров?

Глава 11. Теплообменники

11.1. Теплообменные аппараты и их классификация

Технические устройства, в которых осуществляется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому, называются *теплообменными аппаратами*.

По своему назначению и конструктивному выполнению они весьма разнообразны, но по принципу действия их подразделяют на три типа:

- *рекуперативные* теплообменные аппараты (“рекупера-ция” с лат. – “получение вновь”);
- *регенеративные* теплообменные аппараты (“регенера-ция” с лат. – “восстановление”, “возрождение”);
- *смесительные* теплообменные аппараты.

В рекуперативных аппаратах теплота от горячего теплоносителя передается холодному через разделяющую их стенку. К таким аппаратам относятся радиаторы, конденсаторы, пластинчатые теплообменники. Схема простейшего кожухотрубного рекуперативного теплообменника приведена на рис. 11.1. Кожухотрубные теплообменники состоят из пучка труб 3, концы которых закреплены в специальных трубных решетках 1. Пучок труб расположен внутри общего кожуха 2, причем теплоноситель I движется по трубам, а теплоноситель II – в пространстве между кожухом и трубами (межтрубном пространстве). Движение теплоносителя в теплообменных аппаратах осуществляется по трем основным схемам: прямотока, противотока и перекрестного тока. В схеме прямотока теплоносители движутся параллельно в одном направлении, а в схеме противотоком – в противоположных

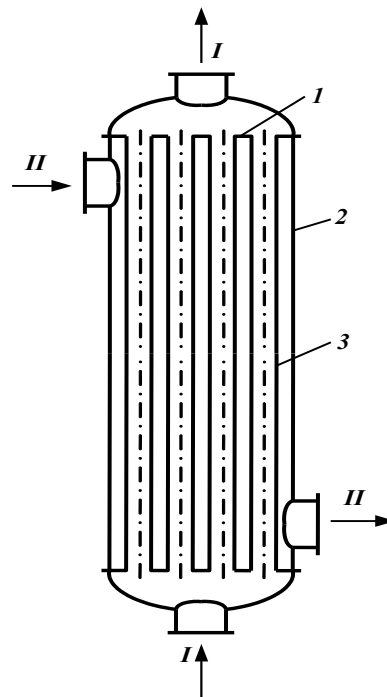


Рис. 11.1

направлениях. В схеме перекрестного тока движение одного теплоносителя перпендикулярно движению другого.

На практике встречаются более сложные схемы, включающие различные комбинации основных.

В регенеративном теплообменнике (рис. 11.2) одна и та же поверхность, называемая *насадкой*, омывается поочередно то горячим, то холодным теплоносителем. При соприкосновении с горячим теплоносителем насадка аккумулирует тепло, а затем отдает его холодному теплоносителю. Происходит периодическая регенерация: то охлаждение, то нагревание насадки. Естественно, что чем больше поверхность теплообмена и теплоемкость насадки, тем эффективнее теплообменник.

В смесительных теплообменных аппаратах (рис. 11.3), процесс переноса теплоты осуществляется при перемешивании теплоносителей с разной температурой. Эти аппараты просты и компактны, они применяются там, где не требуется последующее разделение теплоносителей (например, нагрев воды водяным паром). Типичным примером могут служить различного рода градирни ТЭЦ.

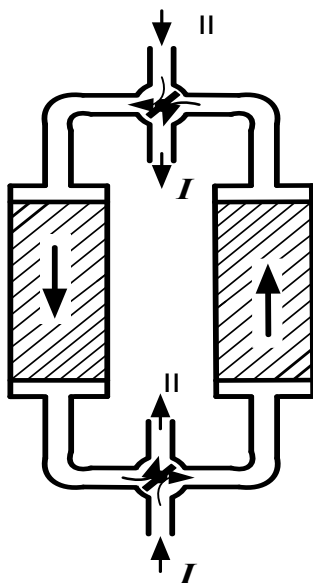


Рис. 11.2

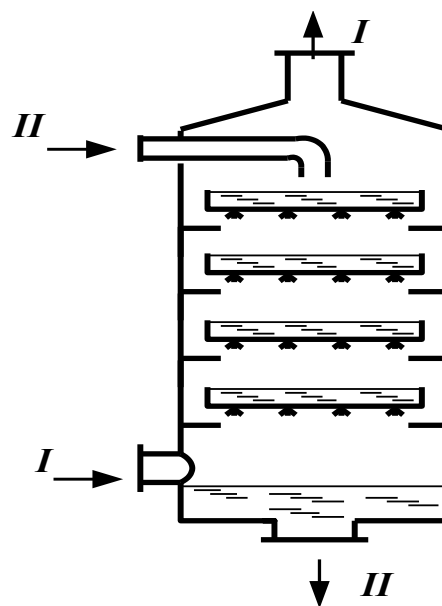


Рис. 11.3

Несмотря на разнообразие конструкций и областей применения, во всех теплообменных аппаратах в принципе осуществляется один и тот же процесс: передача тепла от более нагретого теплоносителя к менее нагретому, поэтому основные положения теплового расчета для них являются общими. Рассмотрим последовательность расчета на примере рекуператора.

11.2. Основы теплового расчета рекуператора

Различают проективный и проверочный расчеты теплообменного аппарата. Цель проективного расчета состоит в определении величины рабочей поверхности F теплообменника. При этом считаются известными количество передаваемого тепла \dot{Q} , массовые расходы теплоносителей \dot{m}_1 и \dot{m}_2 , изменение их температур Δt_1 и Δt_2 .

Обозначим параметры теплоносителей на входе в теплообменник одним штрихом, а на выходе – двумя штрихами. Изменение температур теплоносителей для рекуператора с прямотоком показано на рис. 11.4 а, с противотоком – на рис. 11.4 б.

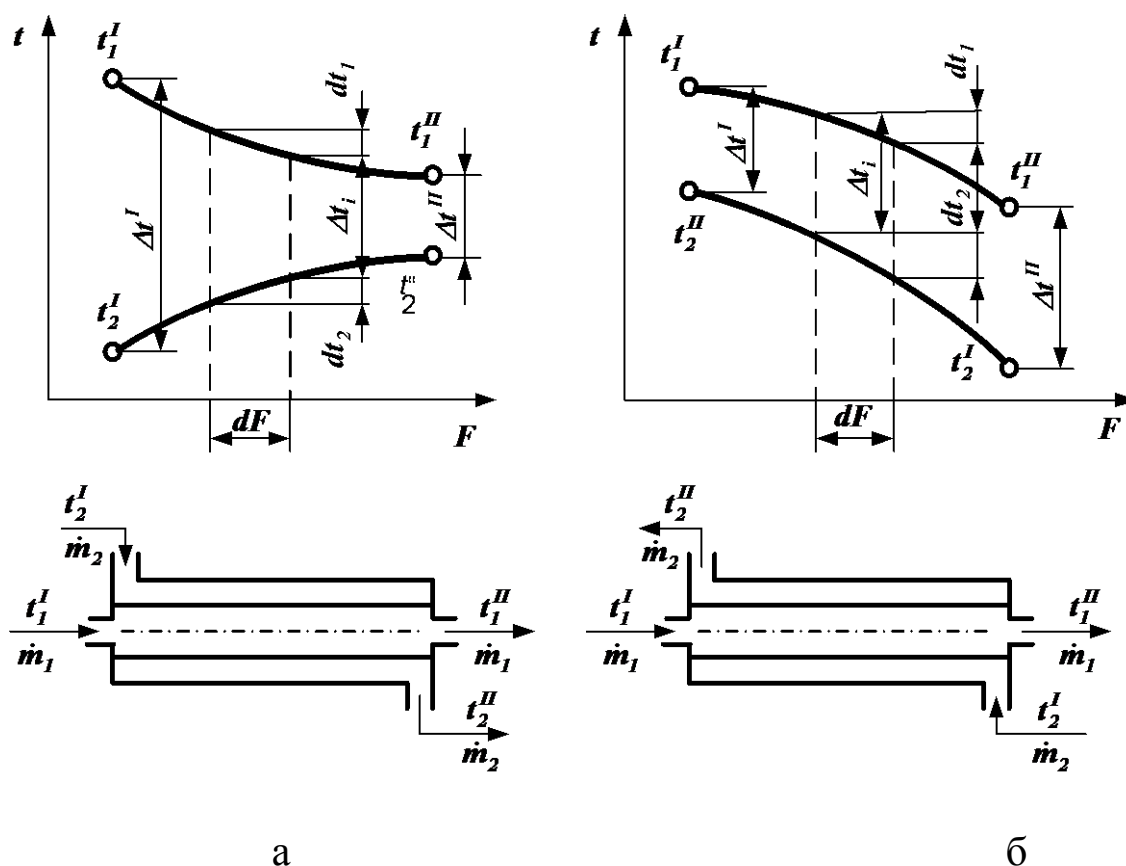


Рис. 11.4

Здесь нижний индекс (1) относится к теплоносителю, от которого тепло отводится; индекс (2) – к теплоносителю, которому тепло подводится.

Из рисунка следует: $\Delta t_1 = t'_1 - t''_1$ и $\Delta t_2 = t''_2 - t'_2$, далее для прямотока $\Delta t' = t'_1 - t'_2$ и $\Delta t'' = t''_1 - t''_2$; для противотока $\Delta t' = t'_1 - t''_2$ и $\Delta t'' = t''_1 - t'_2$.

Очевидно, что при прямотоке температура t''_2 всегда меньше t''_1 . При противотоке же температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменника может быть выше температуры горячего, т.е. $t''_2 > t''_1$. Это объясняется тем, что при противотоке холодный теплоноситель на своем пути воспринимает теплоту от горячего теплоносителя все с более и более высокой температурой. Следовательно, при одной и той же начальной температуре холодный теплоноситель в теплообменнике с противотоком можно нагреть до более высоких температур. Это преимущество противоточных теплообменников широко используется в технике.

При расчете рекуперативных теплообменников основными уравнениями являются:

1. Уравнение теплопередачи:

$$\dot{Q} = \kappa F (t_1 - t_2) \quad (11.1)$$

где κ – коэффициент теплопередачи;

F – поверхность теплопередачи;

t_1 и t_2 – значения температур горячего и холодного теплоносителей.

Выражение (11.1) справедливо, если теплоносители имеют постоянную температуру, например, при конденсации и кипении. Так как эти значения температур по длине теплообменника переменны, то в уравнение (11.1) вводится средняя по теплообменнику разность температур:

$$\dot{Q} = \kappa F \Delta t_{\text{ср}}. \quad (11.2)$$

2. Уравнения теплового баланса:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \text{ и } \dot{Q} = \dot{m}_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) \quad (11.3)$$

где \dot{m}_1 и \dot{m}_2 – массовые часовые расходы теплоносителей;

c_{p1} и c_{p2} – теплоемкости теплоносителей.

Эти уравнения служат основой проектировочного и проверочного расчетов теплообменника.

При проектировочном расчете поверхность теплообменника определяется из уравнения (11.2). Значение $\Delta t_{\text{ср}}$ вводится в расчет как среднеарифметическая величина температурного напора, либо как среднелогарифмическая.

Для прямотока если значение $\frac{\Delta t'}{\Delta t''} \leq 1,7$, то в расчет вводится среднеарифметический напор, т.е.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}.$$

При этом погрешность расчета будет несущественной.

Если же при прямотоке $\frac{\Delta t'}{\Delta t''} > 1,7$, то в расчет необходимо вводить среднелогарифмический температурный напор в виде

$$\Delta t_{cp,л} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (11.4)$$

В теплообменниках с противотоком

$$\Delta t_{cp,л} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (11.5)$$

Для схем перекрестного тока и других более сложных схем движения теплоносителей средний температурный напор вычисляют с помощью выражения:

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{cp,л},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправка, которая определяется из графика (рис. 11.5) как функция двух вспомогательных величин:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}.$$

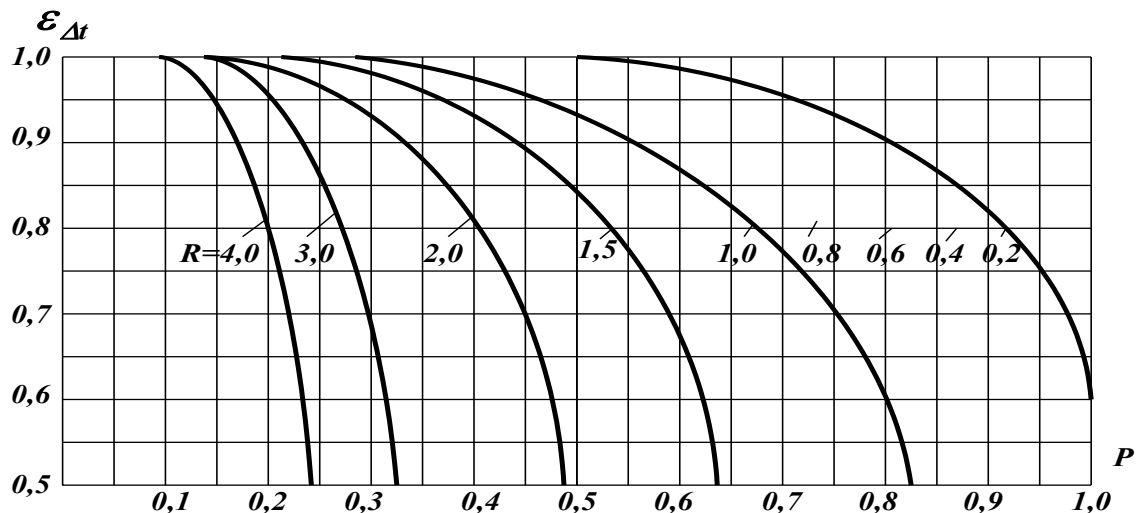


Рис. 11.5

Проверочный расчет выполняется для теплообменника с известной величиной рабочей поверхности. Цель расчета состоит в определении температур теплоносителей на выходе из теплообменника и количества передаваемого тепла.

Из уравнений (11.2) и (11.3) получим:

$$\dot{Q} = \frac{t'_1 - t'_2}{\frac{1}{\kappa F} + \frac{1}{2\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{2\dot{m}_2 c_{p2}}} ; \quad (11.6)$$

$$t''_1 = t'_1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}} \quad \text{и} \quad t''_2 = t'_2 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_2 c_{p2}} . \quad (11.7)$$

Теплопередача в теплообменном аппарате зависит от многих факторов, в частности, от скорости движения теплоносителей, от формы и размеров поверхности нагрева. Форма поверхности часто определяется назначением аппарата. Что касается скорости, то, казалось бы, увеличивая ее, можно как угодно интенсифицировать теплопередачу и тем сократить размеры теплообменника, но с увеличением скорости растет гидравлическое сопротивление, а отсюда и мощность, требуемая на его преодоление. Поэтому вопрос о компоновке поверхности нагрева, а также об искусственной интенсификации теплопередачи должен решаться с учетом связи между интенсивностью теплообмена и потребной мощностью на подачу теплоносителей.

Следовательно, в задачу расчета входят также выбор оптимальной формы и компоновки поверхностей нагрева и установление наивыгоднейшей скорости движения теплоносителей.

В холодильных установках мощностью до 10 кВт конденсаторы конструктивно выполняются в виде радиаторов, например, рис. 11.6. Здесь площадь теплопередачи (наружная поверхность трубки) включает два участка канала. На участке сразу после компрессора перегретый хладагент охлаждается наружным воздухом в изобарном процессе до температуры конденсации. Для определения коэффициента теплоотдачи используют критериальные уравнения системы газ – жидкость. Величина поверхности трубки от начала конденсации до дросселя вычисляется по критериальным уравнениям фазовых переходов.

Расчет поверхности теплопередачи испарителя сложен,

т.к. внутри канала идет процесс теплоотдачи при кипении хладагента, а снаружи канал (весь или часть его) покрывается коркой замороженной воды. Конструктивное исполнение испарителей зависит от назначения холодильной установки. Один из испарителей представлен на рис. 11.7.

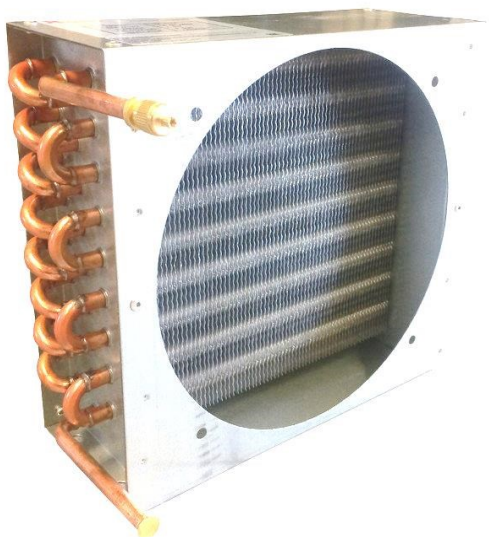


Рис. 11.6



Рис. 11.7

Вопросы для самоконтроля

1. Какова классификация теплообменных аппаратов?
2. Объясните последовательность проектировочного расчета рекуператора.
3. Объясните последовательность проверочного расчета рекуператора.
4. Как вычисляется средний температурный напор между теплоносителями?
5. Какова особенность расчета теплообменников с перекрестным током?

Раздел IV. Теплотехническое обеспечение объектов хранения и переработки сельскохозяйственного сырья

Глава 12. Микроклимат в объектах хранения и переработки сельскохозяйственного сырья

12.1. Требования к микроклимату объектов обитания

К объектам хранения и переработки сельскохозяйственного сырья относят: производственные помещения; зерно – и овощехранилища; фургоны для перевозки продуктов сельскохозяйственного производства и др. Нельзя исключать и жилые, коммунально - бытовые объекты; сооружения для содержания скота и птицы; кабины транспортных средств. В этих объектах необходимо поддерживать оптимальные условия для производственной деятельности и отдыха людей; наивысшей продуктивности животных и растений; сохранности продуктов питания и сырья.

Совокупность условий, обеспечивающих жизнедеятельность человека и жизнеспособность других организмов, именуют обитаемостью.

Обитаемость объекта зависит от множества факторов, которые возможно сгруппировать в природные, физические, технические и психобиологические.

К природным факторам относят: географическое место, время года, часть суток, метеорологические условия, наличие различных катаклизмов.

Физические факторы включают: состав воздуха, его температурно-влажностный режим, освещенность объекта, вибрацию, воздействие акустических и электромагнитных полей.

Технические факторы: это форма и размер сооружения, система отопления и вентиляции, санитарно-гигиеническое обеспечение, скорость перемещения воздуха, интерьер, информационное обеспечение.

К психобиологическим факторам относят: режим труда и отдыха, индивидуальную совместимость, наличие грызунов и различных микроорганизмов.

Из перечисленных факторов в сферу компетенции теплотехники входят немногие, но немаловажные для жизнедеятельности человека и других живых организмов. К ним относят: состав воздуха и скорость его перемещения внутри объекта, температурно-влажностный режим в нем.

В закрытых сооружениях состав воздуха подвержен существенным изменениям. Так в процессе жизнедеятельности человека, животных, птиц, растений, овощей выделяются углекислый газ, аммиак, сероводород; при проведении различного рода работ в воздух могут попадать соединения хлора, фтора, азота; в негерметичные помещения могут подсасываться продукты окисления различных веществ, пары различных жидкостей, пыль.

Температура воздуха в помещении определяется условиями тепломассопереноса в пространстве. В процессе изменения температуры участвуют нагревательные приборы, ограждения сооружений, солнечная радиация, технологические процессы, все живые организмы и т.д.

Содержание влаги в воздухе зависит не только от метеорологических условий. Значительное количество водяных паров образуется при хранении и переработки зерна, овощей и фруктов; в процессе жизнедеятельности человека.

Требования к составу воздуха обусловлены физиологическими особенностями организма человека. Живой организм может нормально функционировать только при условии, что его ткани и органы получают строго определенное, зависящее от нагрузки, количество кислорода. Для обеспечения нормальной жизнедеятельности человека требуется не менее 0,23 л кислорода в минуту. Доставка кислорода тканям осуществляется главным образом через легкие в процессе дыхания и частично через поверхность кожи.

Химический состав сухого атмосферного воздуха представлен в табл.12.1. Содержание углекислого газа в помещениях, где находятся люди, может быть значительным. Накопление углекислого газа в воздухе в больших концентрациях и длительное пребывание людей в такой атмосфере может привести к появлению головной боли, головокружения, слабости, потере чувствительности и даже потере сознания.

Газовый состав сухого атмосферного воздуха

Составные части воздуха	Химическая формула	q_i – массовая доля	g_i – объемная доля	p_i – парциальное давление, бар
Азот	N ₂	0,7553	0,7808	0,7808
Кислород	O ₂	0,2314	0,2095	0,2095
Аргон	Ar	0,0128	0,0093	0,0093
Углекислый газ	CO ₂	0,0004	0,0003	0,0003
Прочие газы	Ne, He	0,0001	0,0001	0,0001

Наличие в воздухе различных примесей оказывает вредное воздействие на живые организмы, оборудование, материалы и технологические процессы. Попадая даже в небольших количествах в организм человека через дыхательные пути, кожу и пищеварительный тракт, газы и пары вредных веществ могут вызывать отравление. Физиологическое влияние вредных примесей зависит от их токсичности и концентрации в объекте обитания, а также от времени их воздействия. Полное удаление из воздуха вредных включений связано с большими трудностями. Поэтому приходится допускать некоторое количество вредных примесей в воздухе помещений.

Нормы предельно допустимых концентраций (ПДК) вредных примесей в воздухе для человека регламентируются ГОСТ 12. 1.005-88 и они приведены в табл. 4 Приложения.

Наличие в воздухе пыли нежелательно или даже опасно для человека. Пыль образуется в результате измельчения и подъема в воздухе грунта, покрытий дорог, мусора и т.д. Кроме того пыль может выбрасываться промышленными предприятиями, котельными и т.п. Пыль, находящаяся в наружном воздухе, в общем, обладает тонкой дисперсностью и характеризуется размером 5...10 мк.

Сочетания температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, соответствующие комфортному состоянию человека в рабочей зоне производственных помещений, приведены в табл. 3. Приложения.

Внутри помещения всегда можно обнаружить различной интенсивности потоки движущегося воздуха. Их причиной являются искусственно созданные напоры, либо есте-

ственная конвекция, возникающая при изменении температуры по высоте помещения. ГОСТ 30494-2011 устанавливает предельные скорости движения воздуха в жилых и производственных объектах 0,2 ... 0,3 м/с.

12.2. Влажный воздух

12.2.1. Параметры влажного воздуха

Воздух представляет собой смесь газов N_2 , O_2 , CO_2 , H_2 , Ar и H_2O , причем относительное содержание всех составляющих смеси, кроме водяного пара, весьма стабильно.

Воздух, в котором водяные пары отсутствуют, называется *сухим*. Смесь водяного пара и сухого воздуха называют *влажным воздухом*.

Поскольку в обычных условиях состав сухого воздуха практически не изменяется, то его можно рассматривать как идеальный газ, для которого $\mu = 29$ кг/моль;

$R = 287$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1,4$. Водяной пар также представляет собой идеальный газ, имеющий $\mu = 18$ кг/моль; $\kappa = 1,33$;

$R = 462$ Дж/(кг·К).

В этом случае влажный воздух допустимо рассматривать как смесь двух идеальных газов. Используя закон Дальтона для влажного воздуха, можем записать:

$$p = p_c + p_n,$$

где p_c и p_n – парциальные давления сухого воздуха и пара соответственно.

Количество пара во влажном воздухе оценивают *абсолютной влажностью*. Под *абсолютной влажностью* понимают массу водяного пара в 1 м^3 влажного воздуха.

Из определения следует, что абсолютная влажность – это плотность пара во влажном воздухе, т.е.

$$\rho_n = \frac{m_n}{V}. \quad (12.1)$$

Абсолютная влажность при данной температуре будет максимальной, если пар насыщенный. Максимальная влажность обозначается ρ_n .

Отношение действительного значения абсолютной влажности к максимально возможному ее значению при той же температуре называется *относительной влажностью*.

Обозначают относительную влажность φ :

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} \quad \text{или} \quad \varphi = \frac{p_n}{p_n} \quad (12.2)$$

Как правило, относительную влажность выражают в процентах, тогда для сухого воздуха $\varphi = 0\%$, влажный насыщенный воздух имеет $\varphi = 100\%$.

Увеличение относительной влажности воздуха происходит за счет добавления в него количества водяного пара. В то же время, если охлаждать влажный воздух при неизменном парциальном давлении водяного пара, то φ будет увеличиваться вплоть до $\varphi = 100\%$.

Температуру, при которой достигается состояние насыщения влажного воздуха, называют температурой точки росы и обозначают t_p .

При температуре ниже t_p воздух будет оставаться насыщенным, избыточная же влага выпадает из влажного воздуха в виде капель воды или тумана. Это свойство положено в основу принципа определения t_p прибором, называемым гигрометром. При обработке влажного воздуха (подогрев, охлаждение) количество сухого воздуха в нем не изменяется, поэтому целесообразно все удельные величины относить к 1 кг сухого воздуха.

Массу водяного пара, приходящуюся на 1 кг сухого воздуха, называют влагосодержанием.

Обозначают влагосодержание через d , измеряют в г/кг. Из определения следует:

$$d = \frac{m_n}{m_c} \quad (12.3)$$

При допущении, что водяной пар и сухой воздух являются идеальными газами, можно записать:

$$p_n V_n = m_n R_n T_n \quad \text{и} \quad p_c V_c = m_c R_c T_c .$$

Почленно разделим их и, учитывая особенности газовых смесей (пар и сухой воздух занимают один и тот же объем и

имеют одинаковую температуру), т.е. $V_n = V_c$ и $T_n = T_c$), получим:

$$d = \frac{R_c}{R_n} \frac{p_n}{p_c} = \frac{287}{462} \frac{p_n}{p_c} = 0,622 \frac{p_n}{p_{\text{бар}} - p_n} \quad (12.4)$$

Из уравнения (12.4) следует, что влагосодержание при заданном барометрическом давлении ($p_{\text{бар}}$) зависит только от парциального давления водяного пара. В выражение (12.4) можно ввести значение относительной влажности φ : так, с учетом (12.2)

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_n}{p_{\text{бар}} - \varphi p_n} \quad (12.5)$$

Из уравнения (12.5) определим парциальное давление водяного пара во влажном воздухе через влагосодержание:

$$p_n = \frac{p_{\text{бар}} d}{(0,622 + d)} \quad (12.6)$$

12.2.2. Диаграмма $i-d$ влажного воздуха

Определение параметров влажного воздуха и расчет процессов тепло- и массообмена значительно упрощается при использовании $i-d$ – диаграммы, которая была предложена в 1918г. Л.К. Рамзиным, см. Диаграмма 1 Приложения.

При построении диаграммы по оси ординат отложена удельная энтальпия сухого воздуха – i , а по оси абсцисс влагосодержания – d . С целью расширения наиболее используемой для расчетов области, соответствующей насыщенному влажному воздуху, угол между осями выбран равным 135° . Горизонтально проведена вспомогательная ось, на которую спроецированы значения влагосодержания с наклонной оси. Хотя ось абсцисс на диаграмму обычно не наносится, изоэнтальпы идут параллельно ей, поэтому они на диаграмме изображаются наклонными прямыми. Линии $d = \text{const}$ проведены параллельно оси ординат. Значения $d = \text{const}$ и $i = \text{const}$ образуют координатную сетку, на которую наносятся линии постоянных температур (изотермы) и кривые линии относительной влажности ($\varphi = \text{const}$).

Для построения изотерм необходимо выразить энтальпию через влагосодержание. Энтальпия влажного воздуха как смеси двух газов выразится как

$$I = I_c + I_n .$$

Поделим величины данного уравнения на массу сухого воздуха, получим:

$$i = i_c + \frac{I_n}{m_c} .$$

Если второе слагаемое умножить и разделить на массу пара, то будем иметь:

$$i = i_c + \frac{m_n}{m_c m_n} I_n = i_c + d i_n \quad (12.7)$$

Отсчитывая энтальпию от 0⁰С, выражение (12.7) можно записать:

$$i = c_{pc} t + d (r_0 + c_{pn} t), \quad (12.8)$$

где c_{pc} и c_{pn} – массовые теплоемкости сухого воздуха и пара;

r_0 – теплота фазового перехода воды в пар при 0⁰С;

t – текущее значение температуры.

При допущении, что теплоемкости сухого воздуха и пара в диапазоне измеряемых температур постоянны, для фиксированного t уравнение (12.8) представляет линейную зависимость i от d . Следовательно, изотермы в координатах i d будут прямыми линиями.

Используя выражение (12.6) и табличные зависимости давления насыщенного пара от температуры $p_n = f(t)$, несложно построить кривые относительной влажности. Так, при построении кривой для конкретного ϕ выбирают несколько значений температур, из таблиц для них определяют p_n и по (12.6) вычисляют d . Соединив точки с координатами t_i , d_i линией, получим кривую $\phi = \text{const}$. Линии ($\phi = \text{const}$) имеют вид расходящихся кривых, которые претерпевают излом при $t = 99,4$ ⁰С (температура кипения воды при давлении 745мм рт.ст), и дальше идут вертикально. Кривая $\phi=100\%$ делит площадь диаграммы на две части. Выше кривой располагается область влажного воздуха с ненасыщенным паром, а ниже – область влажного воздуха с насыщенным и частично – с конденсированным паром. Изотермы, соответствующие температурам адиабатного насыщения воздуха (t_m), на диа-

грамме проходят под небольшим углом к изоэнтальпам и изображены пунктирными линиями. Они измеряются "мокрым" термометром и обозначаются t_m . На кривой $\varphi = 100\%$ в одной точке пересекаются изотермы сухого и мокрого термометров. В нижней части диаграммы по уравнению (12.6) построена зависимость $p_n = f(d)$ для $p_{бар} = 745$ мм рт.ст.

По id -диаграмме, зная два любых параметра, можно определить все остальные параметры влажного воздуха.

12.2.3. Тепловлажностная обработка воздуха

Кондиционирование предусматривает нагрев или охлаждение воздуха, его увлажнение или осушку. Изменение состояния воздуха в этом случае осуществляется за счет подвода или отвода к нему теплоты и влаги. Пусть, например,

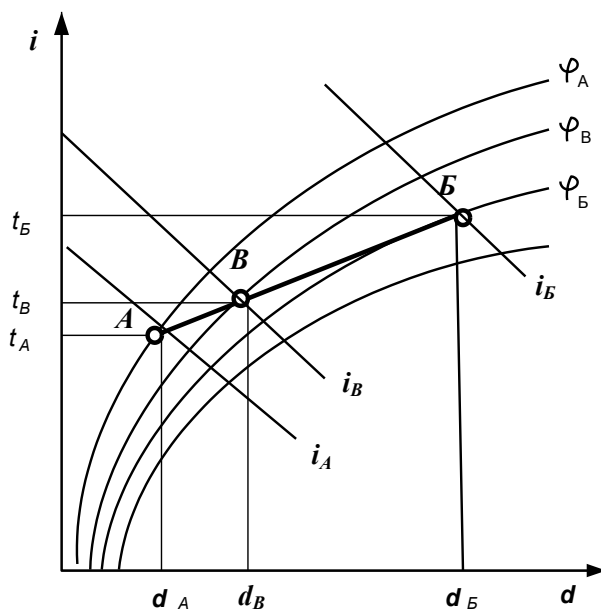


Рис. 12.1

воздух с начальным состоянием, характеризующимся точкой A (см. фрагмент id – диаграммы, рис. 12.1) с параметрами d_A, i_A, t_A, φ_A , требуется довести до состояния, характеризующимся точкой B с параметрами d_B, i_B, t_B, φ_B .

Количество теплоты, необходимое для протекания процесса

$$\dot{Q} = \dot{m} (i_B - i_A), \quad (12.9)$$

а количество влаги

$$\dot{W} = \dot{m} (d_B - d_A), \quad (12.10)$$

где \dot{m} – массовая секундная подача воздуха на обработку.

Процесс обработки воздуха, когда одновременно происходит приращение или потеря тепла и влаги, называется тепловлажностной обработкой.

На рис. 12.1 этот процесс изображен лучом, соединяющим точки A и B , характеризующие начальное и конечное состояния воздуха. Наклон луча определяется отношением приращения ординат Δi к приращению абсцисс Δd . Это отношение обозначают через ε , т.е.

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} . \quad (12.11)$$

Величина ε представляет собой угловой коэффициент луча в косоугольной системе координат.

Прямая, наклон которой определяется угловым коэффициентом ε , называется лучом тепловлажностного процесса.

Величина ε измеряется в килоджоулях на килограмм влаги.

Рассмотрим некоторые случаи изменения состояния воздуха при разных угловых коэффициентах, рис. 12.2.

Первый случай.

Воздух, характеризуемый точкой A , доводится до состояния с параметрами в точке B . При этом воздухом поглощается одновременно теплота и влага, причем $i_B > i_A$ и $d_B > d_A$. В этом случае направление искомого луча

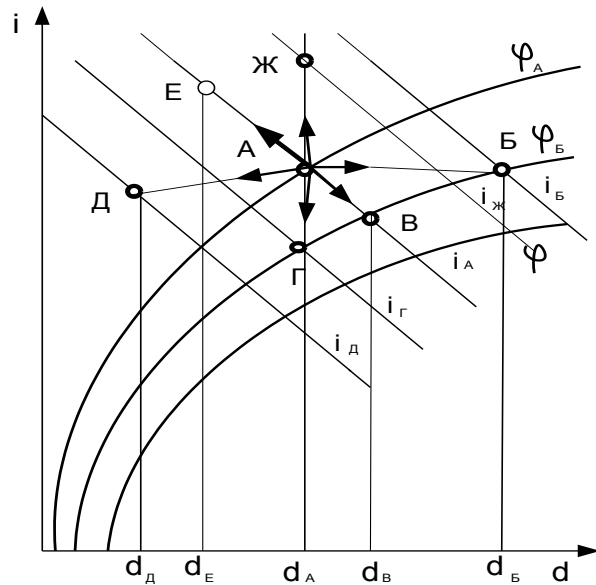


Рис. 12.2

процесса будет характеризоваться отношением и соответствовать нагреванию и увлажнению воздуха. Рис. 12.2.

$$\varepsilon_1 = \frac{i_B - i_A}{d_B - d_A} \cdot 1000 > 0 .$$

Второй случай. Начальное состояние воздуха характеризуется той же точкой A и теми же параметрами, а конечное состояние – точкой B с параметрами $i_B = i_A$ и $d_B > d_A$.

Так как процесс увлажнения воздуха проходит при постоянной энтальпии, то направление луча процесса

$$\varepsilon_2 = \frac{i_B - i_A}{d_B - d_A} \cdot 1000 = 0$$

и соответствует изоэнтальпному увлажнению воздуха.

Третий случай.

Начальное состояние воздуха то же, а конечное состояние характеризуется точкой Γ с параметрами $i_\Gamma < i_A$ и $d_\Gamma = d_A$ т.е. процесс проходит при постоянном влагосодержании с

направлением вниз от точки A . Направление луча процесса в этом случае будет

$$\varepsilon_3 = \frac{i_{\Gamma} - i_A}{d_{\Gamma} - d_A} \cdot 1000 = -\infty.$$

Четвертый случай. Воздух (точка D) отдает теплоту и влагу ($i_D < i_A$ и $d_D < d_A$) т. е. проходит процесс охлаждения и осушения воздуха. Направление луча процесса

$$\varepsilon_4 = \frac{i_D - i_A}{d_D - d_A} \cdot 1000 = \frac{-\Delta i}{-\Delta d} \cdot 1000 > 0.$$

Так как приращения теплоты и влагосодержания имеют отрицательные значения, то направление луча процесса будет от точки A к точке D .

Пятый случай. Воздух (точка E) отдает влагу ($d_E < d_A$) при постоянной энтальпии ($i_E = i_A$), т. е. протекает процесс осушки воздуха при помощи абсорбентов. Направление луча процесса

$$\varepsilon_5 = \frac{i_E - i_A}{d_E - d_A} \cdot 1000 = \frac{0}{d_E - d_A} \cdot 1000 = 0.$$

Но так как приращение влагосодержания будет отрицательным, то направление луча процесса будет от точки A к точке E .

Шестой случай. Воздух (точка $Ж$) подвергается нагреванию в калориферах при постоянном влагосодержании ($d_{Ж} = d_A$). Так как $i_{Ж} > i_A$, то направление луча процесса

$$\varepsilon_6 = \frac{i_{Ж} - i_A}{d_{Ж} - d_A} \cdot 1000 = +\infty.$$

В этом случае приращение энтальпии положительное, отсюда, направление луча процесса будет вверх от точки A .

Следовательно, направление луча наглядно характеризуют процесс тепловлажностной обработки воздуха в системе кондиционирования.

Расчет тепловлажностной обработки воздуха с использованием id – диаграммы упрощается, если на нее нанесен так называемый *угловой масштаб*.

Угловой масштаб – это нанесенный на id – диаграмму расходящийся из точки со значениями $i = 0$ и $d = 0$ пучок линий с известными угловыми коэффициентами.

Чтобы не затенять id – диаграмму, линии углового масштаба выносят на поля диаграммы. На осях диаграммы указывается величина углового коэффициента ε .

Вопросы для самоконтроля

1. Требования к микроклимату в объектах обитания.
2. Что понимается под относительной влажностью?
3. Дать определение температуре точки росы.
4. Что понимается под влагосодержанием?
5. Объяснить принцип построения $i d$ – диаграммы.
6. Показать, как определяются параметры влажного воздуха по $i d$ - диаграмме.
7. Пояснить различные случаи тепловлажностной обработки воздуха в объекте обитания.

Глава 13. Теплоснабжение

13.1. Источники энергии

Под источником энергии следует понимать материальное тело, доля энергетического потенциала которого может быть передана другим объектам.

При производстве сельскохозяйственной продукции, ее переработке, хранении, в обеспечении бытовых и технологических процессов используются различные виды энергии. Это химическая энергия топлив, солнечная энергия, электрическая энергия, внутренняя энергия окружающей среды и др. Формой передачи энергии от её источника к потребителю является в большинстве случаев теплота.

Источники энергии в подавляющем случае природного происхождения. Часть из них извлекают из недр Земли или вод Мирового океана, их запасы постепенно уменьшаются. Это так называемые *невозобновляемые источники энергии*. Другая часть природных источников энергии имеет хотя и непостоянную концентрацию по месту и времени, но постоянно *возобновляемую энергию*: *солнечное излучение, энергия движения вод в морях и океанах, энергия движения воздуха в атмосфере и т.д.* К источникам энергии искусственного происхождения относят вещества созданные человеком, например, бензин, спирт, кокс и др.

13.1.1. Химические топлива

Топливом, строго говоря, следует называть вещество или совокупность веществ, энергия связи микрочастиц которых поддается освобождению.

В теплоэнергетике наиболее распространенными являются химические топлива. Горение химических топлив включает окислительно - восстановительные реакции, в результате которых происходит перераспределение энергетических связей между элементами, участвующими в реакции. Химические элементы, подвергающиеся окислению в процессе сгорания, принято называть горючими. Химические же элементы, которые в процессе реакции восстанавливаются, называют окислителями.

К горючим элементам относят углерод (С), водород (Н), алюминий (Al), литий (Li) и др.

К элементам, способным восстанавливаться, относят кислород (О), фтор (F), хлор (Cl).

Как те, так и другие элементы могут входить в химические соединения, обладающие либо свойствами горючих, либо свойствами окислителей. Так, этиловый спирт C_2H_5OH , включающий углерод, водород и кислород, используется в качестве горючего, а воздух, состоящий из кислорода и инертного азота, применяется как окислитель.

Совокупность горючего и окислителя называют химическим топливом, а его составляющие – компонентами.

Компоненты топлива не всегда можно представить молекулярной формулой. Однако во всех случаях состав горючего, окислителя или топлива в целом можно задать, если воспользоваться *условной химической формулой*.

Условной ее называют потому, что рассматривается компонент или топливо с условной молярной массой, равной 1000 г/моль. Тогда один моль рассматриваемого вещества будет равен 1 кг массы. Так соединение, состоящее из углерода, водорода, кислорода, азота имеет в общем виде условную химическую формулу $Cb_c Hb_h Ob_o Nb_n$. Здесь индекс у химического элемента означает число грамм-атомов этого элемента в соединении.

Число грамм-атомов b_i i -го элемента в условной формуле определяется по соотношению

$$b_i = \frac{q_i}{A_i} 1000, \quad (13.1)$$

где q_i – массовая доля i -го элемента в химическом соединении;

A_i – атомная масса i -го элемента.

Массовая доля элемента в компоненте находится опытным путем. Если компонент задан химической формулой, то для определения q_i используется выражение

$$q_i = \frac{A_i z_i}{\sum A_i z_i}, \quad (13.2)$$

где z_i – число атомов i -го элемента в молекуле компонента.

Для примера химическую формулу воды H_2O переведем в условную формулу. Используя выражение (13.2), вычислим массовые доли водорода и кислорода в воде.

$$q_H = \frac{A_H z_H}{A_H z_H + A_O z_O} = \frac{1 \cdot 2}{1 \cdot 2 + 16 \cdot 1} = 0,111 \quad \text{и} \quad q_O = \frac{A_O z_O}{A_H z_H + A_O z_O} = \frac{16 \cdot 1}{1 \cdot 2 + 16 \cdot 1} = 0,889.$$

По формуле (13.1) определим число грамм- атомов водорода и кислорода.

$$b_H = \frac{q_H \cdot 1000}{A_H} = \frac{0,111 \cdot 1000}{1} = 111 \quad \text{и} \quad b_O = \frac{q_O \cdot 1000}{A_O} = \frac{0,889 \cdot 1000}{16} = 55,6.$$

Отсюда условная химическая формула воды будет иметь вид: $H_{111} O_{55,6}$.

Условная химическая формула воздуха записывается выражением $N_{52,91} O_{14,48}$, а бензина – $C_{72,25} H_{133}$.

При расчете условной формулы топлива важно знать соотношение между горючими и окислительными элементами, которое устанавливается стехиометрическим коэффициентом и коэффициентом избытка окислителя.

Под массовым стехиометрическим коэффициентом понимают наименьшее теоретически необходимое количество килограммов окислителя, потребное для полного окисления одного килограмма горючего.

Обозначают массовый стехиометрический коэффициент K_0 и измеряют в $\frac{\text{кг (ок)}}{\text{кг (г)}}$, где (ок - окислитель, г - горючее).

При стехиометрическом соотношении предполагается использование полных валентностей химических элементов.

Формула для определения K_0 имеет вид:

$$K_0 = - \frac{(\sum \nu_i b_i)_{\text{г}}}{(\sum \nu_i b_i)_{\text{ок}}}, \quad (13.3)$$

где ν – валентность i -го элемента, которая выбирается из табл. 13.1 с ее знаком;

b_i – число грамм-атомов i -го элемента в условной химической формуле.

Таблица 13.1

Валентность элементов

Элемент	H	Na	Mg	Al	C	S	N	O	Cl	F
Валентность	+1	+1	+2	+3	+4	+4	0	-2	-1	-1

Если действительное количество окислителя, подаваемое для сгорания 1 кг горючего, отличается от теоретически необходимого, то такая смесь будет характеризоваться действительным коэффициентом соотношения компонентов, обозначаемым K :

$$K = \frac{m_{\text{ок}}}{m_{\text{г}}} . \quad (13.4)$$

Отличие действительного соотношения от стехиометрического оценивается коэффициентом избытка окислителя, который равен

$$\alpha = \frac{K}{K_0} . \quad (13.5)$$

При $\alpha > 1$ топливо содержит избыток окислителя, а при $\alpha < 1$ – избыток горючего.

В настоящее время в теплоэнергетике широко используются химические топлива состава: окислитель – атмосферный воздух; горючее – добываемые из недр вещества органического происхождения, которыми являются уголь, нефть, природный газ.

Антрацит, каменный и бурый уголь, торф, сланцы, дрова – относят к твердым горючим естественного происхождения. Твердые горючие искусственного происхождения это кокс, древесный уголь, брикеты из древесных отходов.

Нефть – жидкое органическое горючее естественного происхождения. Из нефти путем ее переработки получают бензин, керосин, мазут и др., это органические горючие искусственного происхождения.

Природные и попутные нефтяные газы (метан, этан, пропан, бутан) прекрасные органические горючие естественного происхождения. К искусственным газообразным горючим относятся генераторные газы (воздушной, водяной, подземной газификации), побочные газы (доменный, крекинг-овый).

13.1.2. Энергетическая оценка химических топлив

Обычно энергия химического топлива освобождается в процессе горения в форме теплоты. Количество теплоты, выделившееся при сгорании 1 кг топлива, называют теплотой сгорания топлива, обозначают Q_v и измеряют в Дж/кг. Если в качестве окислителя используется воздух, то выделившееся

тепло относят только к массе горючего. В большинстве случаев не удастся использовать всю теплоту Q_v , поскольку часть ее уносится с парами воды в продуктах сгорания в виде скрытой теплоты парообразования Q_w . Поэтому теплоту сгорания Q_v называют *высшей*, а разность

$Q_n = Q_v - Q_w$ – *низшей теплотой сгорания*. Для сравнительной оценки энергоресурсов различных источников введен единый эквивалент – *условное топливо* (у. т.). Расчетная теплота сгорания условного топлива равна 29,308 МДж/кг.

Для получения теплоты из химических топлив используются преобразователи энергии, так называемые химические (огневые) теплогенераторы, к ним относятся:

- топки водонагревательных, паровых или комбинированных котельных установок;
- камеры сгорания поршневых, газотурбинных, ДВС;
- камеры сгорания воздухоподогревателей;
- бытовые печи и камины.

Горение топлива происходит в топках печей и котлов, в камерах сгорания двигателей и воздухоподогревателей. Работу каждого из этих теплогенераторов принято оценивать следующими характеристиками.

Тепловая мощность – теплота, выделяемая в единицу времени (τ – время),

$$N_\tau = Q / \tau, \text{ кВт}.$$

Коэффициент полноты тепловыделения, или полноты горения, характеризует полноту сгорания горючего и представляет собой отношение действительно выделившейся теплоты Q_d к теоретически возможной Q_t :

$$\theta = Q_d / Q_t.$$

Коэффициент полезного действия теплогенератора – отношение полезно использованной теплоты к затраченной энергии в форме теплоты:

$$\eta_{тг} = Q_{пол} / Q_{затр}.$$

Низшая теплота сгорания горючих в воздухе

Горючее	Q_n , МДж/кг
Нефть	40 ... 46
Бензин	44 ... 48
Дизельное горючее	42 ... 45
Мазут	39 ... 42
Природный газ	33 ... 40
Генераторный газ	5 ... 6,5
Каменный уголь	25 ... 27
Дрова	12 ... 19
Торф	4 ... 12

13.2. Общие сведения о системах отопления

Отопление – искусственный обогрев помещений с целью возмещения в них тепловых потерь и поддержания на заданном уровне температуры, отвечающей комфортному значению для человека или других живых организмов.

Тепловые потери возникают при условии, если температура среды, окружающей объект обитания, становится ниже температуры воздуха внутри объекта. Для жилых помещений такие условия имеют место в зимний и части осенне-весеннего периода времени.

Системы отопления делят на централизованные и местные. При централизованной системе от котельной установки теплоноситель с высоким энергетическим потенциалом по тепловым сетям поступает в тепловые пункты к теплообменным аппаратам. Здесь тепловая энергия трансформируется и передается другому теплоносителю, который и используется для отопления. Однако централизованные системы отопления экономически оправданы для общественно-коммунальной застройки и многоквартирных жилых домов. При рассосредоточенном расположении объектов целесообразны местные системы отопления от индивидуальных водонагревательных котлов, теплогенераторов, печей и т.п.

В зависимости от источника поступления теплоты в помещение различают следующие системы отопления: водяную, паровую, воздушную лучистую, печную. Для жилых сооружений наиболее распространено водяное отопление, для

производственных зданий, технологических процессов – также и паровое отопление. На рис. 13.1 приведена одна из схем водяного отопления.

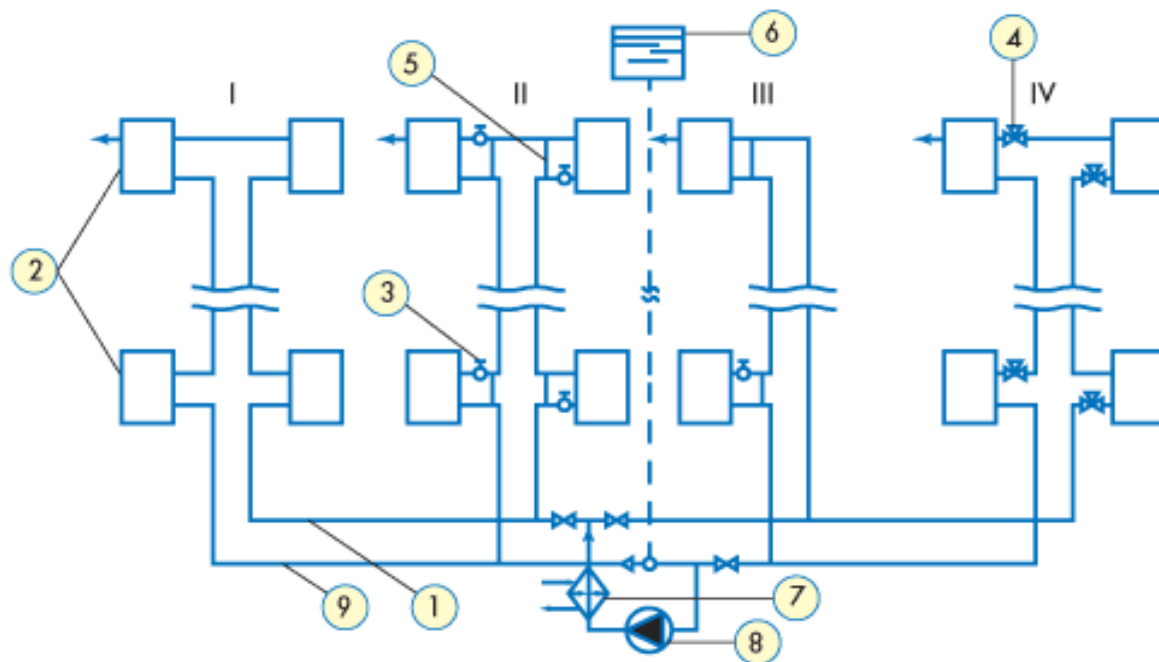


Рис.13.1. Схема однотрубной системы отопления с нижней разводкой теплоносителя:

1 – подающая труба; 2 – нагревательные приборы; 3 – регулирующие вентили; 4 – трехходовой кран; 5 – переключатель; 6 – расширительный бачок; 7 – теплообменник; 8 – циркуляционный насос

Тепловую мощность системы отопления для конкретного сооружения определяют в процессе проектных работ. В основе расчетов положено уравнение теплового баланса. С целью поддержания в помещении заданного значения температуры должно выполняться условие баланса теплоты: количество тепловых потерь $\dot{Q}_{\text{тп}}$ должно быть равно количеству поступающей в помещение теплоты $\dot{Q}_{\text{под}}$, т.е.

$$\dot{Q}_{\text{тп}} = \dot{Q}_{\text{под}}. \quad (13.6)$$

К тепловым потерям относят отвод теплоты из помещения теплопередачей через ограждения и теплоту, потребную на нагрев воздуха поступающего в помещение при приточной вентиляции и инфильтрации через окна, двери и т.п. Отсюда

$$\dot{Q}_{\text{тп}} = \dot{Q}_{\text{огр}} + \dot{Q}_{\text{вен}}. \quad (13.7)$$

Тепловая мощность, потребная для поддержания комфортной температуры в сооружении, определяется, прежде всего, назначением объекта. В самом общем случае

$$\dot{Q}_{\text{под}} = \dot{Q}_{\text{о.п}} + \dot{Q}_{\text{луч}} + \dot{Q}_{\text{осв}} + \sum \dot{Q}_{\text{жив.орг}} + \sum \dot{Q}_{\text{эл.уст}}, \quad (13.8)$$

где $\dot{Q}_{\text{о.п}}$ – тепловая мощность отопительных приборов (баттарей, конвекторов, калориферов, тепловентиляторов и т. п.);

$\dot{Q}_{\text{луч}}$ – лучистый поток солнечной энергии, попадающий внутрь объекта;

$\dot{Q}_{\text{осв}}$ – мощность освещения;

$\sum \dot{Q}_{\text{жив.орг}}$ – теплота, выделяемая в единицу времени живыми организмами (людьми, животными, птицами, продуктами сельхозпроизводства);

$\sum \dot{Q}_{\text{эл.уст}}$ – суммарная мощность всех электроустановок (станков, электроплит, компьютеров и т.п.).

Как правило, при организации отопления объекта искомой является мощность отопительных приборов. Используя уравнение теплового баланса из (6.2) и (6.3) получим

$$\dot{Q}_{\text{о.п}} = \dot{Q}_{\text{огр}} + \dot{Q}_{\text{вен}} - \dot{Q}_{\text{луч}} - \dot{Q}_{\text{осв}} - \sum \dot{Q}_{\text{жив.орг}} - \sum \dot{Q}_{\text{эл.уст}} \quad (13.9)$$

Полученная величина $\dot{Q}_{\text{о.п}}$ позволяет определить поверхность теплопередачи выбранных тепловых приборов.

В централизованных водяных системах отопления удобнее использовать понятие *часовой тепловой нагрузки*, которая обозначается $\dot{Q}_{\text{ч.н}}$ и измеряется в $\frac{\text{кДж}}{\text{ч}}$. Тогда мощность отопительных приборов $\dot{Q}_{\text{о.п}}$ выразится через часовую тепловую нагрузку отопления $\dot{Q}_{\text{ч.н}}$ как

$$\dot{Q}_{\text{о.п}} = \dot{Q}_{\text{ч.н}} / 3600. \quad (13.10)$$

При отсутствии проектной информации часовую тепловую нагрузку отопления отдельного сооружения можно ориентировочно оценить по выражению

$$\dot{Q}_{\text{ч.н}} = \dot{q}_{\text{от.х}} V (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) \alpha, \quad (13.11)$$

где $\dot{q}_{\text{от.х}}$ – удельная отопительная характеристика здания, $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}$;

V – объем здания по наружному обмеру, м^3 ;

$t_{вн}$, и $t_{нар}$ – температура внутреннего и наружного воздуха, соответственно, $^{\circ}\text{C}$;

α – поправочный коэффициент, учитывающий отличие температуры наружного воздуха от расчетной, принятой при определении $\dot{q}_{пр}$ за -30°C .

Удельную отопительную характеристику $\dot{q}_{от.х}$ соответствующего строительного объема можно определить по справочным таблицам или по формуле

$$\dot{q}_{от.х} = \frac{1,52}{\sqrt[8]{V}}.$$

13.3. Общие сведения о горячем водоснабжении

В жизнедеятельности человека потребность в горячей воде все больше увеличивается. Горячую воду расходуют на санитарно-гигиенические процедуры, бытовые и производственные нужды. В зависимости от назначения ее потребляют в смеси с холодной водой или самостоятельно.

ГВС (система горячего водоснабжения) – совокупность устройств, обеспечивающих нагрев холодной воды и распределение ее по водоразборным приборам.

Воду, как правило, нагревают в теплообменных аппаратах до температуры $60...75^{\circ}\text{C}$ и с помощью насосов подают по трубопроводам в жилые, общественные и производственные здания. Вода в системах бытового и производственно-бытового горячего водоснабжения должна быть питьевого качества, она не должна быть жесткой и агрессивной по отношению к материалу труб. Содержание кислорода, растворенного в воде, не должно превышать 5 мг/л , свободной углекислоты 20 мг/л . В точках водоразбора горячая вода должна иметь температуру не ниже 50°C . При пользовании ею потребитель может снижать ее температуру до требуемой, подмешивая к ней холодную воду в смесителях, установленных в местах водоразбора. Нормы расхода горячей воды для бытовых нужд зависят от назначения объекта. Для жилых и общественных зданий нормы расхода приведены в соответствующих строительных нормах и правилах, расход горячей воды на производственные нужды определяется требованиями технологии процесса.

Применяются системы горячего водоснабжения мест-

ные и централизованные. В местных системах ГВС в качестве источника теплоты применяются преобразователи энергии малой мощности, например, водогрейные колонки, электронагреватели, кипятильники, небольшие водогрейные котлы, и др. В централизованных системах вода для ГВС нагревается в теплообменниках тепловых пунктов либо забирается непосредственно из теплосети.

Системы ГВС можно классифицировать по нескольким признакам.

По обеспечению давления горячей воды:

- под давлением холодного водопровода;
- под давлением тепловой сети;
- под давлением, создаваемым насосом, установленным на холодном или горячем водопроводе;
- под статическим давлением, создаваемым баком холодной или горячей воды.

По месту прокладки распределительных трубопроводов системы могут быть:

- с нижней разводкой;
- с верхней разводкой.

По наличию и способу обеспечения циркуляции:

- без циркуляции;
- с естественной циркуляцией;
- с насосной циркуляцией.

По принципу приготовления горячей воды централизованные системы делят на закрытые и открытые.

В закрытых ГВС поступающая из водопровода холодная вода нагревается в теплообменниках индивидуальных или центральных тепловых пунктов. Достоинство закрытых систем горячего водоснабжения – высокое качество горячей воды, недостаток – сложная система ее подачи потребителю.

В открытых ГВС используют теплоноситель, циркулирующий в системе теплоснабжения. Так как температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети постоянны и зависят от температуры наружного воздуха, для получения горячей воды с нужной температурой применяют автоматические смесители, регулирующие отбор воды. На

рис. 13.3 представлена одна из распространенных схем ГВС.

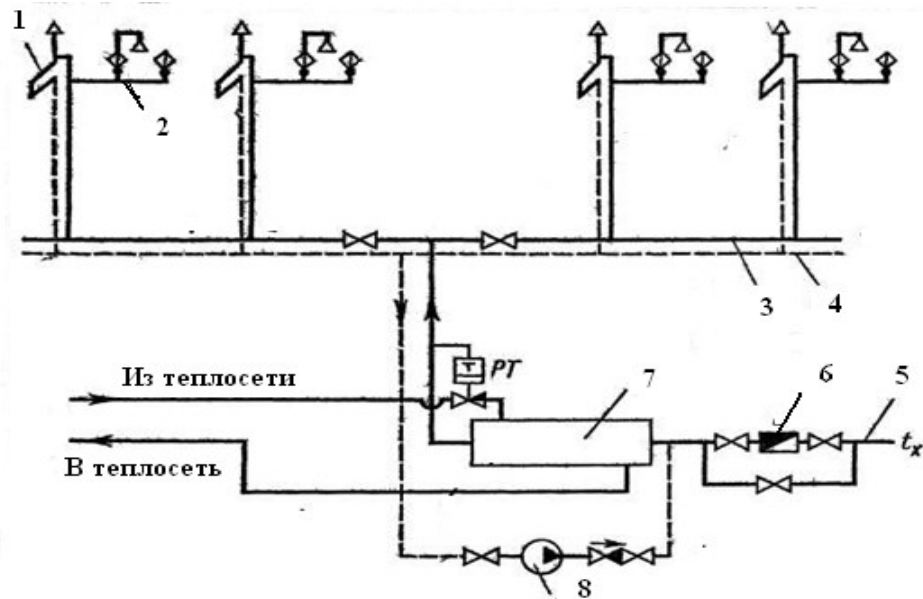


Рис. 13.3. Схема закрытой циркуляционной двухтрубной с нижней разводкой системы горячего водоснабжения:

- 1 – полотенцесушитель; 2 – водоразборные приборы; 3 – подающий коллектор;
4 – водосборный коллектор; 5 – магистраль холодной воды; 6 – прибор учета;
7 – теплообменник; 8 – циркуляционный насос

Холодная вода из центральной системы водообеспечения по магистрали 5, проходя через приборы учета 6, поступает в теплообменник 7. Сюда же насосом 8 через обратный клапан подается вода, неиспользованная потребителем. Из теплообменника нагретая вода под давлением по подающему коллектору 3 поступает в полотенцесушители 1, к которым подсоединены водоразборные приборы 2. Охлажденная в полотенцесушителях вода по сборному коллектору 4 направляется на вход к рециркуляционному насосу. Поддержание требуемой температуры воды на выходе из теплообменника осуществляется автоматически приборами РТ.

Вопросы для самоконтроля

1. Поясните, что понимается под топливом.
3. Что понимается под стехиометрическим соотношением компонентов?
4. Как определяется коэффициент избытка окислителя?
5. Поясните, что понимают под высшей и низшей теплотой сгорания.
6. Назначение и виды систем отопления.
7. Как определяется потребная тепловая мощность отопления?
8. Назначение и виды систем горячего водоснабжения.

Глава 14. Вентиляция и кондиционирование

14.1. Назначение и виды вентиляции

Вентиляция (от латинского «ventilation» проветривание) – это регулируемый воздухообмен.

В результате жизнедеятельности человека и других живых организмов в объекте их размещения в воздухе уменьшается количество кислорода, появляются вредные газы, влага, пыль, а иногда и избыточная теплота. Человек в состоянии покоя в течение 1ч вдыхает и выдыхает в среднем 500 л воздуха. При дыхании человека состав воздуха изменяется, табл. 14.1. Уже по содержанию кислорода и углекислоты в выдыхаемом воздухе для человека необходим постоянный воздухообмен в помещении. Кроме того, организмом человека при умеренной температуре воздуха и небольшой физической нагрузке выделяет каждую секунду 85...120 Дж теплоты и 40...75 г/ч воды.

Для поддержания в помещениях различного назначения допустимых параметров воздушной среды (см. табл.3 Приложения) предназначены системы вентиляции.

Таблица 14.1

Состава воздуха при дыхании человека

Составные части воздуха	Вдыхаемого, % по объему	Выдыхаемого, % по объему
Кислород	20,90	16,40
Азот	78,13	79,02
Углекислота	0,03	3,58
Аргон, неон и др. инертные газы	0,94	1,01

Системы вентиляции имеют особенности обусловленные назначением помещений, характером технологических процессов, видом вредных выделений, задачами, стоящими перед системами вентиляции, и т.п. Независимо от этого их можно классифицировать по следующим характерным признакам:

- назначению (вытяжные и приточные);
- сфере действия (местные и общеобменные);

- способу создания давления для перемещения воздуха (с естественным и механическим побуждением);
- конструктивным особенностям (канальные и бесканальные).

Вытяжные системы предназначены для удаления из помещений загрязненного воздуха. Приточные системы служат для подачи в вентилируемые помещения чистого воздуха взамен удаленного. Этот воздух в необходимых случаях подвергается специальной обработке (очистке, нагреванию, увлажнению и т. д.). В общем случае в помещении предусматриваются как приточные, так и вытяжные системы. Их воздухообмен должна быть сбалансирован с учетом возможности поступления воздуха в смежные помещения или из смежных помещений. Для осуществления вентиляции в помещении в целом или в значительной его части применяют общеобменные системы – как приточные, так и вытяжные. Общеобменные вытяжные системы относительно равномерно удаляют воздух из всего обслуживаемого помещения. Общеобменные приточные системы подают воздух и распределяют его по всему объему вентилируемого помещения.

В качестве примера на рис.14.1 приведена технологическая схема общеобменной приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением четырехэтажного обитаемого сооружения.

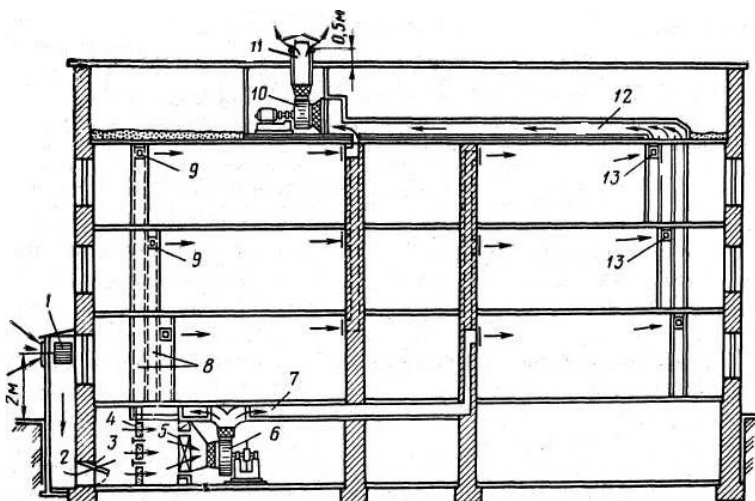


Рис. 14.1. Схема общеобменной приточно-вытяжной вентиляции:

- 1 – решетка; 2 – приточная шахта; 3 – клапан; 4 – фильтр; 5 – калорифер;
 6 – приточный вентилятор; 7, 8 – приточные каналы; 9 – приточные решетки;
 10 – вытяжной вентилятор; 11 – дефлектор; 12 – вытяжные каналы;
 13 – вытяжные решетки.

Атмосферный воздух засасывается вентилятором 6 и походит через воздухозаборную решетку 1, приточную шахту 2, утепленный клапан 3, фильтры 4, калорифер 5. Из вентилятора воздух подается через каналы 7, 8 и приточные решетки 9 в помещение. Удаляется воздух из помещения через вытяжные решетки 13, канал 12 вентилятором 10. В данной схеме выброс воздуха в атмосферу предусмотрен через вытяжную шахту с дефлектором 11.

Местные системы вентиляции обслуживают ограниченные участки помещений. Так, местные вытяжные системы, которые обычно называют локализирующими, удаляют загрязненный воздух от технологического оборудования или других источников выделения вредных веществ.

Местные приточные системы подают воздух в отдельные точки помещения, например на рабочие места, на которых нужно создать определенные метеорологические условия. Они весьма эффективны, так как позволяют удалять вредные вещества непосредственно от места их образования или выделения, не давая им распространиться в помещении.

Однако местные системы не могут решить всех задач, стоящих перед вентиляцией. Так не все вредные выделения могут быть локализованы, если они рассосредоточены на значительной площади или в значительном объеме. Подача воздуха в отдельные точки помещения не может обеспечить необходимые условия воздушной среды, если работа производится на всей площади помещения или ее характер связан с перемещением.

При естественной вентиляции перемещение воздуха происходит под действием естественного давления, возникающего вследствие разности температур наружного воздуха и воздуха в помещении, а также в результате воздействия на здание ветра. Системы естественной вентиляции применяют в виде аэрации и канальных гравитационных систем. Системы естественной вентиляции просты, не требуют сложного дорогостоящего оборудования, расхода электрической энергии.

В механических системах используется сложное оборудование и агрегаты (вентиляторы, электродвигатели, возду-

хонагреватели, пылеуловители, автоматика и др.). Эти системы могут подавать и удалять воздух из любых объектов в требуемом количестве. При необходимости воздух подвергают различным видам обработки (очистке, нагреванию, увлажнению и т.д.), что практически невозможно в системах с естественным побуждением.

Системы вентиляции имеют разветвленную сеть воздуховодов для перемещения воздуха (канальные системы), либо каналы (воздуховоды) могут отсутствовать, например, при аэрации, при установке вентиляторов в стене, в перекрытии и т.д. (бесканальные системы).

Таким образом, любая система вентиляции может быть охарактеризована по указанным выше четырем признакам: по назначению, сфере действия, способу побуждения и конструктивным особенностям.

14.2. Вентиляторы и их характеристики

В механической системе вентиляции источником перемещения воздуха является вентилятор. *Вентилятор* – это гидравлическая машина с рабочим органом в виде лопаточного колеса, создающая избыточное давление воздуха или других газов до 15 кПа. Вентиляторы предназначены для перемещения воздуха при проветривании помещений, для транспортировки аэросмесей и т.д. По принципу действия вентиляторы делятся на осевые, радиальные и диаметрально-

Простейший осевой вентилятор изображен на рис. 14.2.

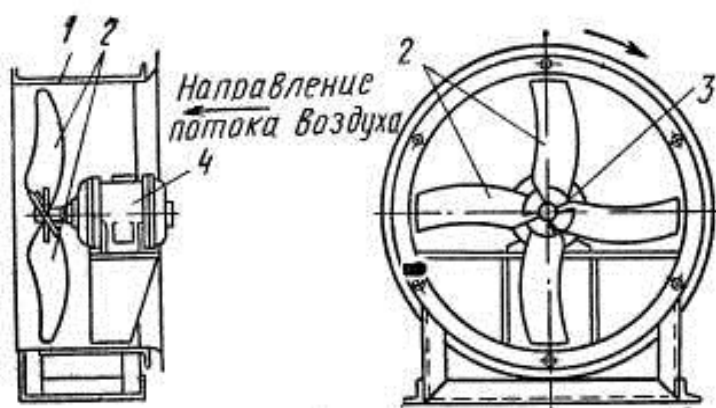


Рис. 14.2

Он состоит из рабочего колеса 2, закрепленного на втулке и насаженного на вал 3, электродвигателя 4; кожуха 1, назначение которого – создать направление потоку воздуха.

Осевые вентиляторы просты по устройству, компактны, способны перемещать большие объемы воздуха. К недостаткам осевых вентиляторов относят невысокое избыточное давление воздуха (ниже 200 Па) и значительная шумность работы.

На рис. 14.3 приведена схема радиального вентилятора со спиральным кожухом. Воздух через всасывающий коллектор 1 поступает к вращающемуся рабочему колесу 2. Лопатками 4 воздух захватывается, закручивается в направлении вращения колеса и отбрасывается в спиральный кожух 3.

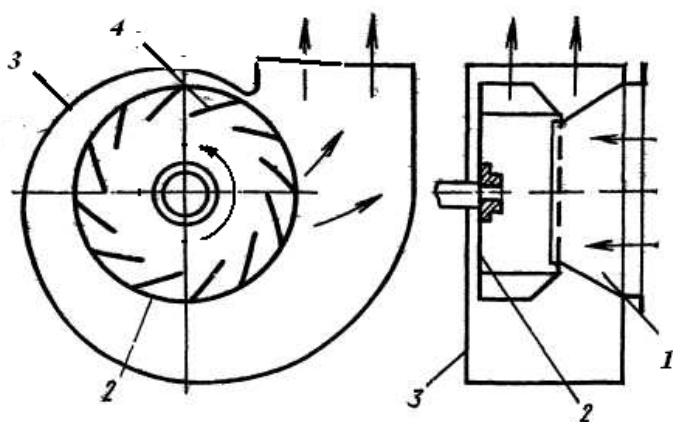


Рис.14.3

Кинетическая энергия потока воздуха из кожуха определяет напор вентилятора. Рабочее колесо насаживается либо на вал электродвигателя, либо на отдельный вал со шкивом, установленный в подшипниках, закрепленных на станине или на кожухе.

Радиальные (центробежные) вентиляторы различают по направлению вращения колеса. Если смотреть со стороны, противоположной входному отверстию, то вентилятор, в котором рабочее колесо вращается по часовой стрелке, называется вентилятором правого вращения, а против часовой стрелки – левого вращения.

Колесо вентилятора должно вращаться всегда по ходу разворота спирального (улиткообразного) кожуха, так как при обратном вращении колеса подача вентилятора резко (примерно на 70 – 80%) уменьшается.

Вентилятору присваивается номер, соответствующий наружному диаметру колеса в (дециметрах). Так, например, вентилятор № 5 имеет наружный диаметр рабочего колеса 5 дм (500 мм), № 3 – 3 дм (300 мм) и т.д.

В настоящее время центробежные вентиляторы выпускаются промышленностью сериями с колесами от 200 (№ 2) до 1000 мм (№ 10) через каждые 100 мм и от 1000 до 2000 мм (№ 20) через 200 мм.

По создаваемому давлению центробежные вентиляторы делятся на группы: низкого давления – до 1000 Па; среднего давления – до 3000 Па; высокого давления – до 12 000 Па. В системах вентиляции более широкое применение находят вентиляторы низкого давления. Радиальные вентиляторы высокого давления используют для пневматического транспорта и других целей.

Схема диаметрального вентилятора представлена на рис 14.4. Рабочее колесо 1 выполнено из двух дисков, соединенных криволинейными лопатками 2 с малой хордой. Вал рабочего колеса устанавливается в подшипниках, закрепленных в корпусе 3. В выходном патрубке 4 установлены направляющие плоскости 5, устраняющие закрутку воздуха. При вращении колеса воздух захватывается лопатками из входного патрубка 3 и движется в межлопаточных каналах в центростремительном направлении. Пройдя внутреннее пространство решетки, воздух вновь захватывается лопатками колеса, проходит их межлопаточные каналы в центробежном направлении и далее поступает в выходной канал 4. Воздух движется в плоскостях, перпендикулярных оси вращения колеса, вследствие чего вентиляторами создается плоскопараллельный поток. Поэтому данные вентиляторы можно изготовлять большой ширины при сравнительно небольшом диаметре. Лопатки диаметральных вентиляторов выполняют из листового материала, Число лопаток в колесе составляет от 12 до 64.

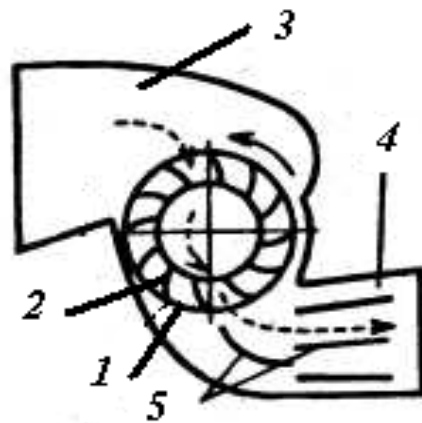


Рис. 14.4

Диаметральные вентиляторы нашли широкое применение в отопительно –вентиляционных системах транспорт-

ных средств, в малогабаритных установках кондиционирования воздуха, в зерноочистительных машинах.

Работа всех типов вентиляторов характеризуется следующими параметрами:

\dot{V} – подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{ч}$ ($\text{м}^3/\text{с}$);

p_v – давление воздуха, создаваемого вентилятором, Па;

c – скорость воздуха на выходе из вентилятора, м/с;

n – частота вращения рабочего колеса, 1/с;

N_v – потребляемая мощность, Вт;

η_v – коэффициент полезного действия, %.

Эти технические данные определяют в процессе испытаний каждой модели изготовленного вентилятора.

Результаты серийных испытаний по установлению зависимостей между параметрами вентилятора обрабатываются в виде таблиц или номограмм, называемых аэродинамическими характеристиками (см. Диаграмму 5 Приложения).

14.3. Расчет систем вентиляции

14.3.1. Определение подачи вентилятора

При расчете системы вентиляции, прежде всего, определяется необходимая объемная подача свежего воздуха в конкретный объект обитания, \dot{V} $\text{м}^3/\text{ч}$. Величина подачи зависит не только от объема помещения, но и от числа организмов, поглощающих кислород (людей, животных, птиц и др.). На нее влияет количество излишней теплоты, влаги и вредных газов.

Для оценки подачи по составу воздуха можно воспользоваться методикой с введением понятия *кратности воздухообмена*.

Под кратностью воздухообмена понимают отношение подачи свежего воздуха к объему помещения.

Обозначают кратность воздухообмена через K_p и измеряют в 1/ч, т.е.

$$K_p = \frac{\dot{V}}{V}. \quad (14.1)$$

По нормам воздухообмена в жилых помещениях подача свежего воздуха на одного человека должна соответствовать $K_p = 3 \dots 5$, но не менее $30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для других объектов обитания величина K_p приведена в табл.7 Приложения.

Замена воздуха в помещении из условий необходимого количества кислорода еще не является решением проблемы по созданию комфортных условий. В объекте обитания могут выделяться избыточная теплота, сверхнормативное количество влаги, много вредных газов и пыли. При организации воздухообмена необходимо предусмотреть и эти факторы.

Для поддержания в объекте стабильной температуры должен выполняться баланс теплоты: количество подводимой теплоты $\dot{Q}_{\text{под}}$ должно быть равно количеству отведенной теплоты $\dot{Q}_{\text{отв}}$, т.е. $\dot{Q}_{\text{под}} = \dot{Q}_{\text{отв}}$. Если в помещении появились источники дополнительных тепловыделений, то избыточная теплота определится как $\dot{Q}_{\text{изб}} = \dot{Q}_{\text{под}} - \dot{Q}_{\text{отв}}$.

Необходимая подача воздуха для удаления избыточной теплоты определяется по выражению

$$\dot{V}_T = \frac{\dot{Q}_{\text{изб}}}{\rho [i_{\text{вн}} - i_{\text{нар}}]}, \quad (14.2)$$

где ρ – плотность воздуха;

$i_{\text{вн}}$ – энтальпия внутреннего воздуха;

$i_{\text{нар}}$ – энтальпия наружного воздуха.

Необходимая подача воздуха для удаления избыточной влаги вычисляется по формуле

$$\dot{V}_B = \frac{\dot{W}_{\text{изб}}}{\rho (d_{\text{вн}} - d_{\text{нар}})}, \quad (14.3)$$

где $\dot{W}_{\text{изб}}$ – секундное массовое поступление влаги;

$d_{\text{вн}}$ – влагосодержание воздуха внутри помещения;

$d_{\text{нар}}$ – влагосодержание наружного воздуха

Необходимая подача воздуха для удаления вредных газов находится по формуле

$$\dot{V}_{\text{вр}} = \sum \frac{\dot{m}_i}{[C_i] - C_i}, \quad (14.4)$$

где \dot{m}_i – секундное массовое поступление i -го газа;

$[C_i]$ – предельно допустимая концентрация в воздухе i -го вещества;

C_i – концентрация i -го вещества в поступающем воздухе.

Из определенных величин \dot{V}_T , \dot{V}_B , \dot{V}_{Br} большая подача обеспечит требуемый воздухообмен.

14.3.2. Определение потребного давления

Для канальной приточной системы вентиляции, например, показанной на рис. 14.1, воздух поступает к вентилятору по магистрали подвода и нагнетается вентилятором в воздуховоды. В общем случае энергия, подводимая к вентилятору, затрачивается на создание разряжения на входе в вентилятор и на создание избыточного давления на выходе из вентилятора. Отсюда вентилятор должен создавать давление равное сумме избыточного давления и давления разряжения, т. е.

$$p_v = p_{изб} + p_{раз}.$$

Значения $p_{изб}$ и $p_{раз}$ вычисляются исходя из особенностей магистралей отвода и подвода. В совокупности обе магистрали именуют вентиляционной сетью.

Расчету вентиляционной сети предшествует ее трассировка: выявление размеров отдельных участков, наличие конфигурации воздуховодов, размещение и тип местных сопротивлений. Это дает возможность по заданной подаче воздуха, по типу и геометрическим параметрам местных сопротивлений, по выбранным формам и сечениям каналов вычислить потери давления в вентиляционной сети.

К местным сопротивлениям относят элементы вентиляционной сети, в которых теряется энергия движущегося воздуха в связи с изменением его скорости или направления движения, это воздухозаборные, воздуховыпускные, запорно-регулирующие устройства, фасонные части воздуховодов, фильтры, теплообменники и т.п.

При выборе воздуховодов руководствуются конструктивно – эстетическими или экономическими соображениями. В капитальных зданиях обычно роль воздуховодов выполняют каналы, встроенные в конструкции сооружения. В ряде случаев воздуховоды выполняют подвесными в виде сталь-

ного короба или пластикового канала. Сечения каналов могут иметь различную форму, независимо от этого его площадь поперечного сечения F_k вычисляется по формуле

$$F_k = \frac{\dot{V}}{c},$$

где \dot{V} – подача воздуха через канал;
 c – скорость воздуха в канале.

Потери давления во входной и выходной магистралях определяются по одинаковой методике, поэтому при определении давления на выходе из вентилятора в расчет включаются все участки и местные сопротивления вентиляционной сети. Для расчета p_v в рекомендуется выражение

$$p_v = 1,1(\sum_1^n \Delta \bar{p} l + \sum_1^k \Delta p_m + \sum_1^m \Delta p_{\text{вых}}), \quad (14.5)$$

где 1,1 – коэффициент увеличения потерь давления в вентиляционной сети;

$\Delta \bar{p}$ – удельные (на метр длины) потери давления в канале от трения;

n – количество участков;

l – длина участка;

Δp_m – потери давления на местных сопротивлениях;

k – количество местных сопротивлений;

$\Delta p_{\text{вых}}$ – потери давления на выпускной решетке;

m – количество выпускных решеток.

Значения потребных подачи и давления позволяют по аэродинамической характеристике (см. Диаграмму 5 Приложения) подобрать для системы соответствующий вентилятор.

14.2. Системы кондиционирования

14.2.1. Состав системы кондиционирования

Кондиционирование воздуха относится к наиболее современным и технически совершенным способам создания и поддержания в помещениях условий комфорта для человека и оптимальных параметров воздушной среды для производственных процессов.

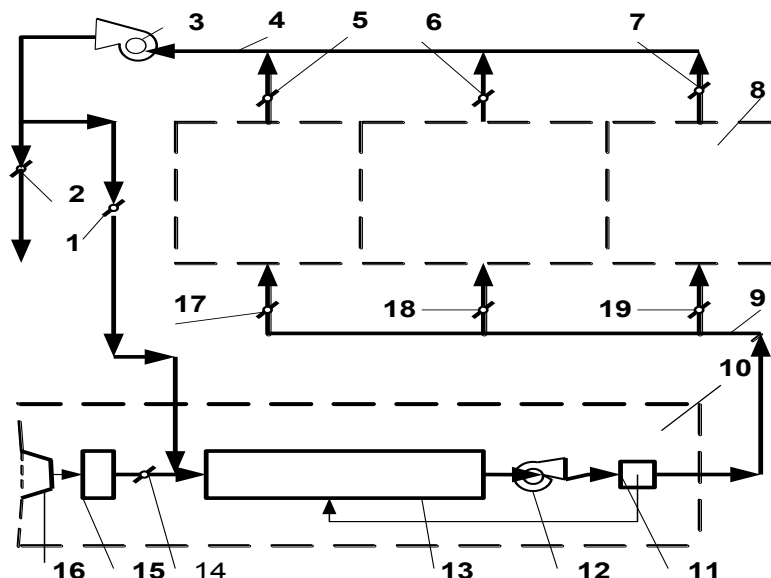
Система кондиционирования воздуха (СКВ) – это комплекс технических устройств и технологических процессов в них, предназначенных для обработки, перемещения и распре-

деления воздуха, автоматического регулирования его параметров, дистанционного контроля и управления.

Системы кондиционирования разделяют на центральные и местные, круглогодичные и сезонные (для теплого или холодного периода года).

В центральных СКВ кондиционер, где происходят все процессы обработки воздуха, устанавливают вне обслуживаемых помещений и распределение воздуха ведется по сети воздуховодов. Такие системы обслуживают как отдельные большие помещения, так и группы помещений. На рис.14.1 представлена схема центральной СКВ.

По данной схеме во всех помещениях объекта 9 создаются одинаковые комфортные условия в результате функционирования СКВ, кондиционер которой размещен в отдельном сооружении 10. Под действием разряжения на входе вентилятора 12 атмосферный воздух поступает через заборное устройство 16 в камеру предварительной обработки 15, где при помощи крупноячеистого сетчатого фильтра и сепаратора очищается от крупнодисперсных твердых и жидких частиц.



.Рис. 14.1. Принципиальная схема центральной СКВ:

1, 2, 5, 6, 7, 14, 17, 18, 19 – воздушные заслонки; 3 – вытяжной вентилятор; 4 – воздуховод вытяжной; 8 – объект кондиционирования; 9 – воздуховод приточный; 10 – сооружение для установки кондиционера; 11 – блок контроля и регулирования процессов обработки воздуха; 12 – приточный вентилятор; 13 – кондиционер; 15 – камера предварительной обработки воздуха; 16 – заборное устройство

Далее, проходя открытую воздушную заслонку 14, воздух поступает в кондиционер 13, где осуществляется его очистка, тепловлажностная обработка, ионизация, удаление запахов и микроорганизмов. Контроль качества обработки и регулирование процессами в кондиционере осуществляется электронным блоком 11. По приточным воздуховодам 9 обработанный воздух поступает к заслонкам 17, 18 и 19, которые регулируют его подачу по помещениям объекта 8. Из помещений воздух удаляется вытяжным вентилятором 3.

Если в кондиционере обрабатывается только атмосферный воздух (заслонки 2 и 14 открыты, а заслонка 1 закрыта), то такую СКВ называют *прямоточной*. При полностью закрытых заслонках 2 и 14 и открытой заслонке 1 схема СКВ – *замкнутая*. В зависимости от степени открытия заслонок 1, 2 и 14 возможен возврат (рециркуляция) той или другой части воздуха из объекта обитания на вход в кондиционер. Такие СКВ называют *рециркуляционными*.

В местных системах кондиционирования воздуха кондиционер размещают обычно в кондиционируемом помещении в виде подоконных, шкафных или подвесных агрегатов с подачей воздуха до 15000 м³/ч. Такие системы применяют в небольших помещениях, а именно: лабораториях, служебных помещениях, квартирах, салонах транспортных средств и т.п.

14.2.2. Обработка воздуха в кондиционерах

Очистка воздуха

В атмосферном воздухе и в воздухе внутри объектов могут содержаться различные нежелательные примеси как естественного, так и искусственного происхождения. Это обуславливает необходимость осуществлять в системе кондиционирования очистку воздуха от пыли, неприятных запахов, болезнетворных микробов, от токсичных газов и паров, в том числе и от отравляющих веществ.

Санитарные нормы России ограничивают среднесуточную предельно допустимую концентрацию нетоксичной пыли в атмосферном воздухе объектов обитания величиной 0,15 мг/м³, следовательно, очистке воздуха в системе кондиционирования немаловажное значение.

В зависимости от количества и размеров частиц, отделяемых от воздуха, различают три степени очистки: грубую, среднюю и тонкую.

Грубая очистка применяется при высокой (более 500 мг/м³) начальной запыленности воздуха, при этом конечная концентрация пыли не заедается. Грубая очистка является предварительной или первой ступенью перед средней очисткой. При грубой очистке из воздуха в основном удаляются частицы крупнее 1 мк.

Средняя очистка позволяет задержать частицы крупнее 100 н, остаточная концентрация обычно допускается в пределах 30 ... 50 мг/м³.

Тонкая очистка применяется для улавливания самых мелких фракций пыли. Остаточная концентрация пыли – 1 ... 2 мг/м³.

Существует большое количество аппаратов, позволяющих отделить твердые и жидкие частицы от воздуха. Различаются они, прежде всего природой сил, используемых при удалении частиц, а именно: сил тяжести, инерции и электрического поля, кроме того, молекулярной и турбулентной диффузии. При удалении крупнодисперсных аэрозолей предпочтение в применении отдают циклонам, сепараторам, лабиринтным пылеосадочным или магнитным камерам и т.п.; при средней и тонкой очистках используются *фильтры*.

Фильтр (от гр. filtrum – войлок) – устройство для разделения разнородных систем, содержащих газообразную, жидкую и твердую фазы.

В практике кондиционирования воздуха наиболее распространенными являются пористые фильтры. К пористым фильтрам относят:

- фильтры насыпные и набивные, в них фильтрующий слой образуется из различных материалов (гравий, кокс, металлическая стружка, резиновая крошка, фарфоровые или металлические кольца, синтетические волокна, тонкая проволока и др.), засыпаемых или набиваемых в кассеты;

- сетчатые фильтры, в кассеты которых укладываются металлические перфорированные листы, стальные проволочные

сетки и сетки из синтетических материалов, нередко смачиваемые водой или специальными сортами масел;

- волокнистые фильтры, к которым относит большую группу фильтрующих элементов, снаряженных различными тканями, бумажными или волокнистыми материалами природного либо синтетического происхождения. Волокна в фильтрующих слоях пропитаны связующими веществами или связаны в прочный слой в процессе изготовления. Волокнистые слои могут иметь различную структуру – от очень плотной, типа бумаги или картона до едва связанной структуры типа ваты или ватина. Эффективность волокнистых слоев также колеблется в очень широких пределах.

Пылезадерживающая способность большинства пористых фильтров основана на осаждении и удержании находящихся в воздухе твердых частиц при соприкосновении с поверхностями элементов, составляющих фильтрующий слой. Процесс задержания твердых частиц в пористых фильтрах объясняется проявлением следующих основных эффектов:

- лабиринтного эффекта, который обнаруживается при поворотах запыленного воздушного потока в извилистых каналах фильтрующего слоя;
- ударного эффекта, проявляющегося при ударе твердых частиц о стенки каналов;
- ситового эффекта, проявляющегося в том, что частицы, имеющие размеры больше входных отверстий канала, застревают;
- электростатического эффекта взаимодействия зарядов, образующихся на волокнах пористого фильтра, с аэрозолями. Заряженное волокно создает вокруг себя неоднородное электрическое поле. Частицы поляризуются этим полем и притягиваются к поверхности волокна. Электрические заряды на волокнах в большинстве случаев нестабильны и быстро исчезают вследствие проводимости волокна и под влиянием влажности.

Температура воздуха при обработке изменяется как за счет теплопередачи в теплообменном аппарате, так и за счет теплоты фазового перехода при испарении или конденсации водяных паров.

В кондиционерах роль теплообменных аппаратов для нагрева воздуха выполняют калориферы. Для охлаждения воздуха используются теплообменники с низкотемпературным теплоносителем, в основном это испарители паровых компрессорных холодильных машин. Кроме ПКХМ в кондиционерах возможно использование и других способов снижения температуры воздуха.

При обработке воздуха при кондиционировании наиболее сложными в технологическом плане являются процессы осушки и увлажнения.

Осушка воздуха

Очистка воздуха от паров воды называется осушкой. При осушке уменьшается влагосодержание влажного воздуха. В самом общем случае для объектов приемлемы два способа осушки: первый – охлаждением воздуха до температуры ниже температуры точки росы, и второй – использованием веществ, поглощающих водяные пары.

Первый способ реализуется в аппаратах контактного типа или с использованием поверхностных воздухоохладителей. В кондиционерах к аппаратам контактного типа относят так называемые камеры орошения. Их функционирование определяется задачами обработки воздуха. Например, в одной из них навстречу движущемуся воздуху впрыскиваются капли воды с температурой ниже температуры точки росы воздуха. При контакте с такими каплями воздух будет осушаться. Но в данном случае ограничена глубина осушки. Так, чтобы снизить влагосодержание воздуха с 10...12 г/кг до 5...6 г/кг, температура воды должна быть около 0°С.

Если воздух омывает поверхность теплообменника с температурой как правило ниже 0° С, то пары воды из воздуха конденсируются на поверхности и кристаллизуются, образуя иней (осуществляется процесс вымораживания).

Достоинством рассмотренного способа является универсальность его оборудования, обеспечивающего не только осушку, но и другие процессы обработки воздуха. К недостаткам относят необходимость последующего нагрева воздуха при подаче в объект.

Второй способ осушки воздуха может быть осуществлен *сорбентами*.

Сорбентами называются вещества, способные при соприкосновении с воздухом поглощать из него в значительных количествах водяные пары.

Для осушки воздуха в сорбционных установках применяют четыре вида поглотителей:

1) жидкие поглотители (абсорбенты) – вещества, изменяющиеся физически или химически при осушке воздуха (растворы хлористого кальция, хлористого лития, бромистого лития, также диэтиленгликоль);

2) твердые поглотители (адсорбенты) – вещества, не изменяющиеся физически в процессе осушки воздуха. К твердым сорбентам относятся различные гели (силикагель, алюмогель, феррогель и т.д.), активированный уголь и др.;

3) твердожидкие поглотители – вещества, которые в процессе осушки воздуха и поглощения воды из него переходят из твердого состояния в жидкое (хлористый кальций и хлористый литий). Процесс поглощения влаги у таких сорбентов протекает сначала, как у твердых, а затем, после изменения их агрегатного состояния, как у жидких сорбентов. В практике кондиционирования и технологической осушки воздуха твердожидкие сорбенты применяются очень редко;

4) гигроскопические волокнистые материалы.

Процесс поглощения влаги твердыми сорбентами называют адсорбцией, жидкими сорбентами – абсорбцией.

Особыми требованиями, определяющими пригодность сорбентов для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, являются:

- химическая нейтральность к углекислому и другим газам, которые могут находиться в осушаемом воздухе;
- неагрессивность по отношению к металлам, исключающая возможность их коррозии;
- нетоксичность, а также отсутствие резких и неприятных запахов сорбента и его паров;
- легкость регенерации для восстановления начальных свойств после насыщения влагой.

Кроме того, применение сорбентов экономически может быть оправдано лишь при их невысокой стоимости и незначительных эксплуатационных расходах, сравнительно с другими способами осушения.

Исходя из этих требований, в системах вентиляции и кондиционирования при осушке воздуха широко используется твердый сорбент – *силикагель*.

Силикагель, высушенный гель поликремневой кислоты. По химическому составу силикагель – двуокись кремния SiO_2 (кремнезем), по структуре – высокопористое тело, образованное мельчайшими сросшимися сферическими частицами. Получают силикагель следующим образом: действуют на раствор силиката натрия или калия (жидкое стекло) соляной или серной кислотой, а затем затвердевший продукт дробят на куски, промывают водой, сушат, измельчают, фракционируют и прокалывают для удаления влаги. Объемная масса силикагеля колеблется в пределах $640 \dots 750 \text{ кг/м}^3$. Для осушения воздуха применяется силикагель с размером зерен $1 \dots 3 \text{ мм}$.

Важным свойством, определяющим адсорбционную способность силикагеля, является его сильно развитая капиллярная структура. Объем капилляров в зерне составляет 40 – 50 % от его общего объема, а поверхность капилляров в 100 раз больше наружной поверхности зерна. Степень осушки силикагелем высокая – может понизить влагосодержание воздуха до температуры точки росы – 5°C , а 1 кг силикагеля может адсорбировать до 450 г водяных паров. Применять силикагель рекомендуется при температуре воздуха не выше 35°C (при более высоких температурах поглотительная способность силикагеля снижается). Температура регенерации силикагеля $100 \dots 120^\circ \text{C}$, срок эксплуатации – около 10 лет.

Ионизация и озонирование воздуха

Для улучшения микроклимата в обитаемых объектах желательно использовать ионизацию и озонирование воздушной среды. Воздух, обогащенный легкими отрицательными ионами, благоприятно сказывается на жизнедеятельности человека, продуктивность животных и птицы.

Сухой атмосферный воздух имеет весьма стабильный химический состав. Отрицательные *аэроионы* образуются в

результате захвата электрона при взаимном столкновении нейтральных атомов или молекул газов, находящихся в воздухе. Из всех газов, присутствующих в воздухе, в значительной концентрации имеется кислород, который способствует в образовании аэроионов.

При перемещении воздуха по тракту кондиционера через фильтры, теплообменники, камеры орошения концентрация ионов изменяется и в общем случае может отличаться от требуемой нормы. Для обеспечения необходимой ионизации воздуха в СКВ используют различного типа промышленные ионизаторы. Их устанавливают непосредственно в кондиционеры либо в воздухопроводы конкретных объектов.

В СКВ возможны процессы озонирования воздуха. Озон обладает большой окислительной способностью, в результате чего способен окислить газы органического происхождения и уничтожать микроорганизмы. Озон получают в озонаторах, где при разности потенциалов 6...30 кВ между электродами происходят тихие или коронные разряды. Проходящий по узкому каналу между электродами воздух озонируется. Концентрация озона на выходе из СКВ не должна превышать порога запаха – 18...20 мг/м³.

Неприятные запахи создаются различными газами, а также частицами пыли или пара мельчайших размеров (менее 0,01 мк). Радикальным средством уничтожения запахов является озон. Под влиянием озона происходит разложение или окисление неприятно пахнущих веществ, в результате чего запах исчезает. Химическая активность озона объясняется, прежде всего, активностью атомарного кислорода, являющегося продуктом разложения озона. Кроме уничтожения запахов, озон оказывает бактерицидное действие.

Для уничтожения запахов также применяются различные фильтры, поглощающие неприятно пахнущие вещества. К их числу относятся фильтры из активированного угля. Активированный уголь обладает способностью поглощать некоторые отравляющие вещества.

Микроорганизмы, в том числе болезнетворные, могут заноситься в помещения людьми (вместе с различными предметами, пищей), животными и насекомыми, например,

грызунами, а также попадать вместе с наружным воздухом, подаваемым системами вентиляции или проникающим через неплотности ограждений. Микроорганизмы способны быстро размножаться, поэтому, проникнув в помещение даже в небольшом количестве, они могут воздушную среду скоро превратить в опасную. Для очистки воздуха от микроорганизмов очень важен их размер. Известно, что некоторые из микроорганизмов (вирусы) настолько малы, что не задерживаются фильтрами и даже могут проникать внутрь человека через его кожные покровы. Однако в воздушной среде в основной своей массе микроорганизмы существуют вместе с пылью или каплями жидкости (тумана). Некоторые микроорганизмы сами по себе имеют размер, соответствующий размеру частиц дыма, тумана и даже пыли. В связи с этим обычные средства по очистке воздуха от пыли в той или иной мере способны очищать его от микроорганизмов;

Хорошими бактерицидными свойствами обладает ультрафиолетовая радиация, в результате действия которой микробы погибают или приостанавливают свою жизнедеятельность. Обеззараживание воздуха при помощи ультрафиолетовых лучей возможно в СКВ.

В СКВ кондиционер выполняет основную функцию – осуществляет подготовку воздуха для объектов обитания: фильтрацию воздуха, его подогрев или охлаждение, осушку или увлажнение, ионизацию воздуха, его очистку от запахов и микроорганизмов. Промышленностью выпускаются кондиционеры разнообразной конструкции и различного назначения. На рис. 14.2 изображена одна из схем блочного центрального приточного кондиционера.

Включение в конструкцию кондиционера того или иного блока определяется требованиями к качеству воздуха в объекте обитания. Для первичного нагрева воздуха в большинстве случаев используются электрокалориферы. При необходимости охлаждения воздуха можно использовать несколько принципов получения низких температур. В кондиционерах с рециркуляцией воздуха после блока 3 устанавливают камеру смешения подаваемого и рециркулируемого

воздуха. Для влажностной обработки в рассматриваемой схеме использована камера орошения. Здесь для увлажнения воздуха предназначена форсуночная головка 5.

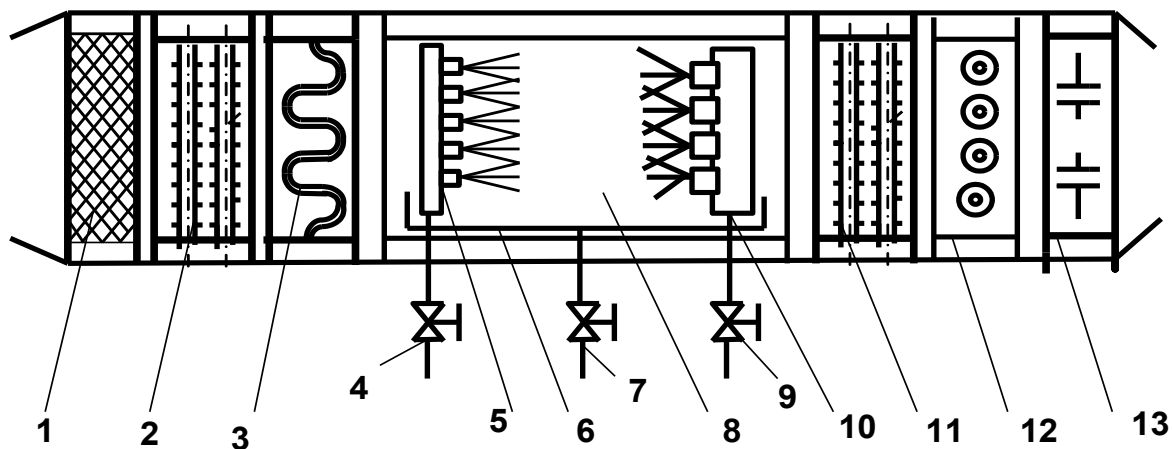


Рис. 14.2. Схема кондиционера:

1 – фильтр; 2 – калорифер первичного подогрева; 3 – теплообменник для охлаждения воздуха; 4, 7, 9 – вентили; 5 – форсуночная головка мелкодисперсного распыла; 6 – поддон; 8 – камера орошения; 10 – форсуночная головка крупнодисперсного распыла; 11 – калорифер вторичного подогрева; 12 – озонатор; 13 – ионизатор.

Форсунки впрыскивают мельчайшие капельки воды по направлению движения воздуха. Капли испаряются и влагосодержание воздуха увеличивается. По сигналу блока управления СКВ подача воды к форсуночной головке регулируется вентилем 4. Осушка воздуха при использовании камеры орошения проводится также водой. К форсуночной головке крупнодисперсного распыла 10 через автоматически управляемый вентиль 9 подается вода с температурой ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Крупные капли воды выбрасываются навстречу потоку воздуха. На поверхностях капель конденсируются водяные пары из воздуха, влагосодержание которого при этом уменьшается. Масса капель увеличивается и они падают в поддон 6. Блоки 12 и 13 применяются в кондиционерах СКВ для объектов с повышенными требованиями к качеству воздуха.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение систем вентиляции?
2. Как рассчитывается необходимая подача вентилятора?
3. Как определяется необходимое давление на выходе вентилятора?
4. Как осуществляется подбор вентилятора?
5. Поясните способы очистки воздуха в кондиционерах.
6. Как осуществляется увлажнение и осушка воздуха в кондиционерах?

Заключение

В учебном пособии удалось компактно изложить теоретические основы и сущность хладо-и теплоснабжению объектов хранения и переработки сельскохозяйственного сырья.

Ограниченный объем пособия не позволил рассмотреть нестационарные процессы, имеющие место в тепло- и хладотехнике, и возможное использование нетрадиционных источников энергии.

Для углубленной проработки отдельных глав пособия желательно воспользоваться рекомендованной литературой.

Перспективы развития тепло- и хладотехники просматриваются в следующем:

- внедрение новых азононеразрушающих хладагентов с высокоэффективными теплофизическими свойствами;
- применение в холодильных машинах спиральных компрессоров;
- в системах холодоснабжения использование более эффективных теплообменных аппаратов, например, пластинчатых теплообменников;
- в автономных объектах хранения и переработки сырья для продуктов питания желательно использовать тригенерационные энергетические установки, позволяющие в одном комплексе вырабатывать электрическую энергию, получать теплоту для отопления и создавать поток воздуха с низкой температурой (см. Патент на изобретение № 2369808 «Тригенерационная газотурбинная установка").

Литература

Основная:

1. Бутова С.В. Тепло- и хладотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие / С.В. Бутова [и др.].— Электрон. текстовые данные.—Воронеж: Воронежский Государственный Аграрный Университет им. Императора Петра Первого, 2016.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/72842.html>.— ЭБС «IPRbooks»ситет ИТМО;
2. Круглов Г.А. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие / Г.А. Круглов, Р.И. Булгакова, Е.С. Круглова. – 2-е изд., стер. – Санкт-Петербург: Лань, 2012. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Режим доступа: <http://e.lanbook.com>
3. Манташов А.Т. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие: в 2 частях. Часть 1. Термодинамика и теплопередача / А.Т. Манташов – Пермь: Пермская ГСХА, 2009. – Режим доступа: <http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/>
4. Манташов А.Т. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие: в 2 частях. Часть 2. Теплотехническое обеспечение обитаемости объектов сельскохозяйственного назначения / А.Т. Манташов. – Пермь: Пермская ГСХА, 2011. – Режим доступа: <http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/>
5. Скотников Д.А. Холодильная техника. Краткий курс лекций // ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2015.

Дополнительная:

1. Кошман В.С. Словарь терминов и определений по гидравлике, теплотехнике и газовой динамике [Электронный ресурс]: учебное пособие/ В.С. Кошман, А.Т. Манташов. – Пермь: Пермская ГСХА, 2011. – Режим доступа: <http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/>
2. Манташов А. Т. Практикум по теплотехнике [Электронный ресурс] : учебное пособие / А. Т. Манташов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Пермь : Прокрость, 2015. – Режим доступа: <http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/>
3. Манташов А.Т. Теплотехника [Электронный ресурс] : Сборник задач/А.Т. Манташов. – Пермь : Прокрость, 2018. – Режим доступа: <http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/>
4. Нестеров А.К. Теплообмен при конденсации и кипении [Электронный ресурс] // Образовательная энциклопедия ODiplom.ru - Режим доступа: <http://odiplom.ru/lab/teploobmen-pri-kondensacii-i-kipenii.html> - (Дата обращения: 01.02.2019)
5. Филиппов В.И. Технологические основы холодильной технологии пищевых продуктов: учебник / В.И. Филиппов, М.И. Кремневская, В.Е. Куцакова. Москва: ГИОРД, 2014.
6. Цветков О.Б. Теоретические основы тепло- и хладотехники. [Электронный ресурс]: учебное пособие / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев. – Санкт-Петербург: Лань, 2015.
7. Периодическое издание: Теплоэнергетика: ежемесячный теоретический и научно-практический журнал. ООО МАИК "Наука/Интерпериодика" – Режим доступа: <http://www.tepen.ru>

Обозначения и единицы измерения физических величин Таблица 1

Наименование величины	Обозначение величины	Наименование единицы	Обозначение единицы
Основные единицы			
Длина	ℓ	Метр	м
Масса	m	Килограмм	кг
Время	τ	Секунда	с
Термодинамическая температура	T	Кельвин	К
Температура Цельсия	t	Градус Цельсия	$^{\circ}\text{C}$
Количество вещества	M	Моль	моль
Производные единицы			
Площадь	F	Квадратный метр	м^2
Объем	V	Кубический метр	м^3
Удельный объем	ν	Кубический метр на килограмм	$\text{м}^3/\text{кг}$
Плотность	ρ	Килограмм на метр в кубе	$\text{кг}/\text{м}^3$
Давление	p	Паскаль	$\text{Па} = \text{н}/\text{м}^2$
Газовая постоянная	R	Джоуль на килограмм кельвин	$\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
Скорость	c	Метр в секунду	м/с
Кинематическая вязкость	ν	Квадратный метр на секунду	$\text{м}^2/\text{с}$
Массовый расход, массовая подача	\dot{m}	Килограмм в секунду	кг/с
Объемный расход, объемная подача	\dot{V}	Кубический метр в секунду	$\text{м}^3/\text{с}$
Энергия	E	Джоуль	Дж
Сила	P	Ньютон	Н
Мощность	N	Ватт	Дж/с
Работа	L	Джоуль	Дж
Приведенная работа	l	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Количество теплоты	Q	Джоуль	Дж
Приведенная теплота	q	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Внутренняя энергия	U	Джоуль	Дж
Приведенная внутренняя энергия	u	Джоуль на килограмм	Дж/кг

Энтальпия	I	Джоуль	Дж
Удельная энтальпия	i	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Энтропия	S	Джоуль на кельвин	Дж/К
Удельная энтропия	s	Джоуль на килограмм кельвин	Дж/(кг·К)
Теплота фазового перехода	r	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Теплоемкость удельная массовая	c	Джоуль на килограмм кельвин	Дж/(кг·К)
Теплоемкость удельная молярная	\bar{c}	Джоуль на моль кельвин	Дж/(моль·К)
Тепловой поток	\dot{Q}	Ватт	Вт

Продолжение таблицы 1			
Плотность теплового потока	\bullet q	Ватт на квадратный метр	Вт/м ²
Температурный градиент	$grad$ T	Кельвин на метр	К/м
Коэффициент теплопроводности	λ	Ватт на метр кельвин	Вт/(м·К)
Коэффициент теплоотдачи	α	Ватт на квадратный метр кельвин	Вт/(м ² ·К)
Коэффициент теплопередачи	κ	Ватт на квадратный метр кельвин	Вт/(м ² ·К)
Коэффициент теплопроводности	a	Квадратный метр на секунду	м ² /с
Лучистый тепловой поток	Φ	Ватт	Вт
Излучательная способность	E	Ватт на квадратный метр	Вт/м ²
Интенсивность излучения	I_λ	Ватт на кубический метр	Вт/м ³
Часовая тепловая нагрузка	$\dot{Q}_\text{ч}$	Килоджоуль в час	кДж/ч
Удельная отопительная характеристика объекта	$\bar{q}_{\text{от.х}}$	Килоджоуль на кубический метр - час-кельвин	кДж/(м ³ ·ч·К)
Тепловая мощность	N_τ	Киловатт	кВт
Частота вращения	n, ω	Секунда в минус первой степени	с ⁻¹

Таблица 2

Обозначения и отдельные физические величины некоторых газов

Газ	Химическая формула	Молярная масса μ , кг/кмоль	Газовая постоянная R , Дж/(кг·К)	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость при 0 °С c_p , кДж/(кг·К)	$\kappa = c_p / c_v$ при 0 °С
Азот	N_2	28,02	296,7	1,250	1,039	1,401
Аммиак	NH_3	17,03	488,3	0,771	2,060	1,336
Аргон	Ar	39,94	208,2	1,782	0,523	1,667
Ацетилен	$C_2 H_2$	26,02	319,6	1,171	1,612	1,260
Бутан	$C_4 H_{10}$	58,12	143,0	2,703	2,146	1,144
Воздух (сухой)		28,96	287,1	1,293	1,005	1,401
Водород	H_2	2,016	4124	0,090	14,195	1,407
Водяной пар (100°С)	H_2O	18,02	462,3	0,804	1,859	1,330
Гелий	He	4,003	2078	0,178	5,233	1,630
Двуокись углерода	CO_2	44,01	188,9	1,977	0,815	1,300
Кислород	O_2	32,00	259,8	1,429	0,915	1,400
Метан	CH_4	16,03	318,7	0,717	2,541	1,309
Оксид углерода	CO	28,01	296,8	1,250	1,040	1,297
Пропан	$C_3 H_8$	44,09	188,6	2,020	2,116	1,164
Сернистый газ	SO_2	64,06	129,8	2,926	0,817	1,260
Фреон R-22 ($t_{\text{кип}}$)	CHF_2Cl	86,47	96,15	4,706	0,659	1,180
Фтор	F_2	38,00	218,8	1,696	0,823	1,362
Хлор	Cl_2	70,91	117,2	3,214	0,519	1,360
Этан	$C_2 H_6$	30,07	276,5	1,356	1,796	1,198

Таблица 3

Нормируемые оптимальные параметры воздуха в рабочей зоне

Помещения и здания	Категория работы	Холодный и переходный периоды года, $t < 10\text{ }^{\circ}\text{C}$			Теплый период года, $t \geq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$		
		Температура, $^{\circ}\text{C}$	Относительная влажность, %	Скорость, м/с	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Относительная влажность, %	Скорость, м/с
Производственные	Легкая	18...21	—	0,2	22...25	—	—
	Средней тяжести	16...18	60...40	0,3	20...23	60...40	0,3
	Тяжелая	14...16	—	0,3	17...20	—	—
Жилые и общественные	—	19...21	60...40	0,3	22...25	60...40	0,3

Таблица 4

Предельно допустимые для человека концентрации веществ в воздухе

Вещество	Формула	ПДК мг/м ³	Класс опасности	Вещество	Формула	ПДК мг/м ³	Класс опасности
Фреон R 22	CHF_2Cl	3000	4	Серная кислота	H_2SO_4	1	2
Керосин	-	300	4	Хлор	Cl	1	2
Бензин	-	100	4	Фтор	F	0,5	1
Аммиак	NH_3	20	4	Фосген	CO Cl_2	0,5	1
Перекись водорода	H_2O_2	10	2	Озон	O_3	0,1	1
Азотная кислота	HNO_3	5	2	Тетраэтилсвинец	$(\text{C}_2\text{H}_5)_4\text{Pb}$	0,005	
Спирт метиловый	CH_3OH	5	3	Бензопирен	$\text{C}_{20}\text{H}_{12}$	0,00015	1

Таблица 5

«Природные» хладагенты

Хладагент	Обозначение	Химич. формула	μ , Кг/моль	$T_{\text{кип}}$, К	$T_{\text{кр}}$, К	$P_{\text{кр}}$, МПа
Воздух	R729		28,96	78,57	132,52	3,79
Вода	R718	H_2O	18	373	647	22,57
Аммиак	R717	NH_3	17,03	239,56	405,40	11,39
Диоксид углерода	R744	CO_2	44,01	194,75	304,13	7,38
Метан	R50	CH_4	16	111,42	190,51	4,86
Этан	R170	C_2H_6	30,07	184,31	305,33	4,87
Пропан	R290	C_3H_8	44,1	230,77	369,85	4,25
Н-бутан	R600	C_4H_{10}	58,12	272,21	425,16	3,79

Таблица 6

Фреоны

Обозначение	Химическая формула	μ , кг/моль	$t_{\text{кип}}$, °C (p = 1 бар)	ρ , кг/м ³ жидк./пар	$p_{\text{кр}}$, МПа	$t_{\text{кр}}$, °C
R12	CF ₂ Cl ₂	120,9	- 29,8	1427/6,29	4,12	111,8
R22	CF ₂ Cl	86,47	- 40,8	1409/4,75	4,99	96,2
R32	CH ₂ F ₂	52,02	- 51,7	1212/2,98	5,80	78,2
R124	CHClF-CHF ₃	137	- 13,2		3,57	122,2
R125	CHF ₂ -CF ₃	120	- 48,1	1514/6,72	3,63	66,3
R134a	CH ₂ F-CF ₃	102	- 26,1	1377/5,26	4,06	101,1
R143a	CF ₃ -CH ₃	84,04	- 47,2	1166/4,77	3,76	72,71
R152a	CH ₂ F-CH ₂ F	66,51	- 24	1011/3,38	4,51	113,2
R401a	R22/R152a /R124 (53/13/34)	94,44	- 33,1		4,60	108,0
R401b	R22/R152a/R124 (61/11/28)	92,84	- 34,7		4,68	106,1
R402a	R125/R290/R22 (60/2/38)	101,55	- 49,2		4,13	75,5
R404a	R125/R143a/R134a (44/52/4)	97,60	- 46,5	1306/5,48	3,73	72,1
R407c	R32/R125/R134a (23/25/52)	86,2	- 43,6	1381/4,63	4,82	87,3
R410a	R32/R125 (50/50)	72,59	- 51,4	1349/4,89	4,95	71,8
R507a	R125/R143a (50/50)	98,86	- 46,7	1316/5,58	3,79	70,9
R600a	CH(CH ₃) ₂ -CH ₃	58,12	- 11,8		3,65	135,0

Таблица 7

Зависимость температуры кипения фреонов от давления

t, °C	Давление абсолютное, бар								
	R12	R22	R134	R404a	R410a	R502	R507a	R600	R717
- 70	0,12	0,205	0,08	0,26	0,35	0,28	0,28		0,11
- 65	0,17	0,279	0,12	0,37	0,49	0,38	0,39		0,16
- 60	0,23	0,374	0,16	0,48	0,64	0,49	0,50		0,22
- 55	0,31	0,494	0,23	0,65	0,78	0,65	0,68		0,31
- 50	0,39	0,643	0,30	0,82	1,08	0,81	0,86		0,41
- 45	0,51	0,827	0,41	0,09	1,25	0,86	0,98		0,56
- 40	0,64	1,049	0,52	1,32	1,73	1,30	1,39	0,29	0,72
- 35	0,82	1,317	0,68	1,68	2,22	1,64	1,77	0,38	0,76
- 30	1,00	1,635	0,85	2,04	2,71	1,98	2,15	0,47	1,19
- 25	1,26	2,010	0,94	2,43	3,35	2,45	2,67	0,62	1,55
- 20	1,51	2,448	1,33	3,02	3,98	2,91	3,18	0,73	1,90
- 15	1,85	2,957	1,57	3,57	4,85	3,53	3,86	0,82	2,41
- 10	2,19	3,543	2,01	4,32	5,72	4,14	4,54	1,09	2,91
- 5	2,64	4,213	2,47	5,18	6,85	4,94	5,42	1,33	3,60
0	3,08	4,976	2,93	6,03	7,98	5,73	6,29	1,57	4,29
5	3,66	5,838	3,54	7,11	9,37	7,73	7,40	1,89	5,22
10	4,23	6,807	4,14	8,18	10,76	7,73	8,51	2,21	6,15
15	4,95	7,891	4,93	9,52	12,56	8,97	9,88	2,62	7,36
20	5,67	9,099	5,72	10,86	14,35	10,20	11,25	3,02	8,57
25	6,39	10,44	6,71	12,50	16,00	11,70	12,94	3,54	10,12
30	7,45	11,92	7,70	14,14	17,65	13,19	14,63	4,05	11,67
35	8,53	13,55	8,93	16,13	20,78	14,98	16,69	4,69	13,61
40	9,60	15,34	10,16	18,11	23,90	16,77	18,74	5,32	15,55
45	11,25	17,29	11,57	20,51	27,70	18,89	21,25	6,09	17,94

Таблица 8

Характеристики масел для компрессоров ХМ

Показатели		ХМ-35	ХА-30	ХФ12-16	ХФ22-24	ХФ22С-16	ХС-40
$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	20°C		150	17			
	50°C	32-37	28-32	≥ 16	25-28	≥ 16	37-42
$t_{\text{всп}}$, °C		180	185	160	125	225	240
$t_{\text{застыв}}$, °C		-37	-38	-40	-55	-58	-48
Кислотное число, мг КОН/г		0,03	0,05	0,02	0,04	0,035	0,02

Таблица 9

Свойства хладоносителей

Название	t , °C	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	c_p , кДж/кг·К	λ , Вт/м·К	ρ , кг/м³
Водный раствор NaCl (21% по массе)	-21,2	5,861	3,308	0,520	1175
Водный раствор CaCl ₂ (21% по массе)	-55	22,996	2,659	0,488	1286
Вода	0	1,324	4,193	0,586	999,7
Этиленгликоль	-15,6	9,741	2,474	0,256	1100,8
Этанол (4% воды)	-114,5	1,834	2,332	0,183	824,4
Метанол	-98	0,833	2,420	0,210	810,0
Глицерин	-18	336,39	2,450	0,281	1250
Дихлорметан, CH ₂ Cl ₂	-96,7	0,773	1,110	0,165	1374
Водный раствор эти- ленгликоля (38,8%)	-26	11,302	3,460	0,454	1050
Тосол А-65	-53	4,108	3,101	0,390	1077

Таблица 10

Теплофизические свойства хладоносителя R-30

t , °C	ρ , кг/м³	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
30	1281	1,193	0,1541	1,008	0,3094	12,09	3,06
25	1289	1,185	0,1549	1,014	0,3230	12,02	3,17
20	1297	1,176	0,1559	1,019	0,3375	11,95	3,31
15	1394	1,168	0,1566	1,025	0,3530	11,87	3,44
10	1312	1,164	0,1576	1,030	0,3694	11,81	3,58
5	1320	1,159	0,1584	1,036	0,3871	11,74	3,74
0	1328	1,156	0,1593	1,042	0,4065	11,67	3,90
-5	1338	1,143	0,1601	1,047	0,4272	11,60	4,07
-10	1343	1,135	0,1611	1,053	0,4480	11,53	4,25
-15	1351	1,130	0,1620	1,061	0,4713	11,47	4,44
-20	1359	1,122	0,1628	1,067	0,4965	11,40	4,55
-25	1366	1,118	0,1638	1,072	0,5235	11,33	4,78
-30	1374	1,110	0,1646	1,078	0,5528	11,27	5,13
-35	1382	1,105	0,1655	1,083	0,5845	11,21	5,40
-40	1390	1,097	0,1663	1,089	0,6188	11,15	5,68
-45	1397	1,093	0,1672	1,094	0,6559	11,09	6,00
-50	1405	1,084	0,1680	1,099	0,6964	11,02	6,33
-55	1413	1,080	0,1690	1,106	0,7405	10,96	6,72
-60	1421	1,076	0,1700	1,111	0,7885	10,91	7,08
-65	1428	1,068	0,1707	1,183	0,8471	10,84	7,12
-70	1435	1,063	0,1715	1,236	0,8995	10,79	7,28
-75	1444	1,056	0,1725	1,297	0,9845	10,73	7,60
-80	1452	1,051	0,1733	1,350	1,0320	10,67	7,75

**Комфортные условия и кратность воздухообмена
в объектах обитания человека**

Объект обитания	Температура, °С	Относительная влажность, %	Кратность воздухообмена на 1 чел.
Жилые комнаты	20...22	60 ... 70	3...5
Офисы	19...21	50 ... 60	4...6
Учебные аудитории	18...21	50 ... 60	3...6
Клубные помещения	19...21	50 ... 60	8...10
Спальные помещения	20...22	50 ... 60	2...4
Столовые, магазины	18...20	65 ... 75	8...12
Душевые, бани	25...28	75 ... 85	5...10
Туалеты (бытовые)	21...23	65 ... 75	10...15
Курительные комнаты	17...19	55 ... 65	8...12
Мастерские	19... 21	65 ... 70	6 ... 8
Гаражи	18...20	65 ... 75	6...10
Пассажирские вагоны	19...21	50 ... 60	3...6
Салоны автобусов	18...20	50 ... 60	4...8
Салоны легковых автомобилей	19 ... 21	50 ... 60	5 ... 10
Салоны воздушных судов	19...21	50 ... 60	5...10
Кабины автомобилей, комбайнов	18...20	60 ... 70	3...5

Диаграмма 1 – i d – диаграмма влажного воздуха

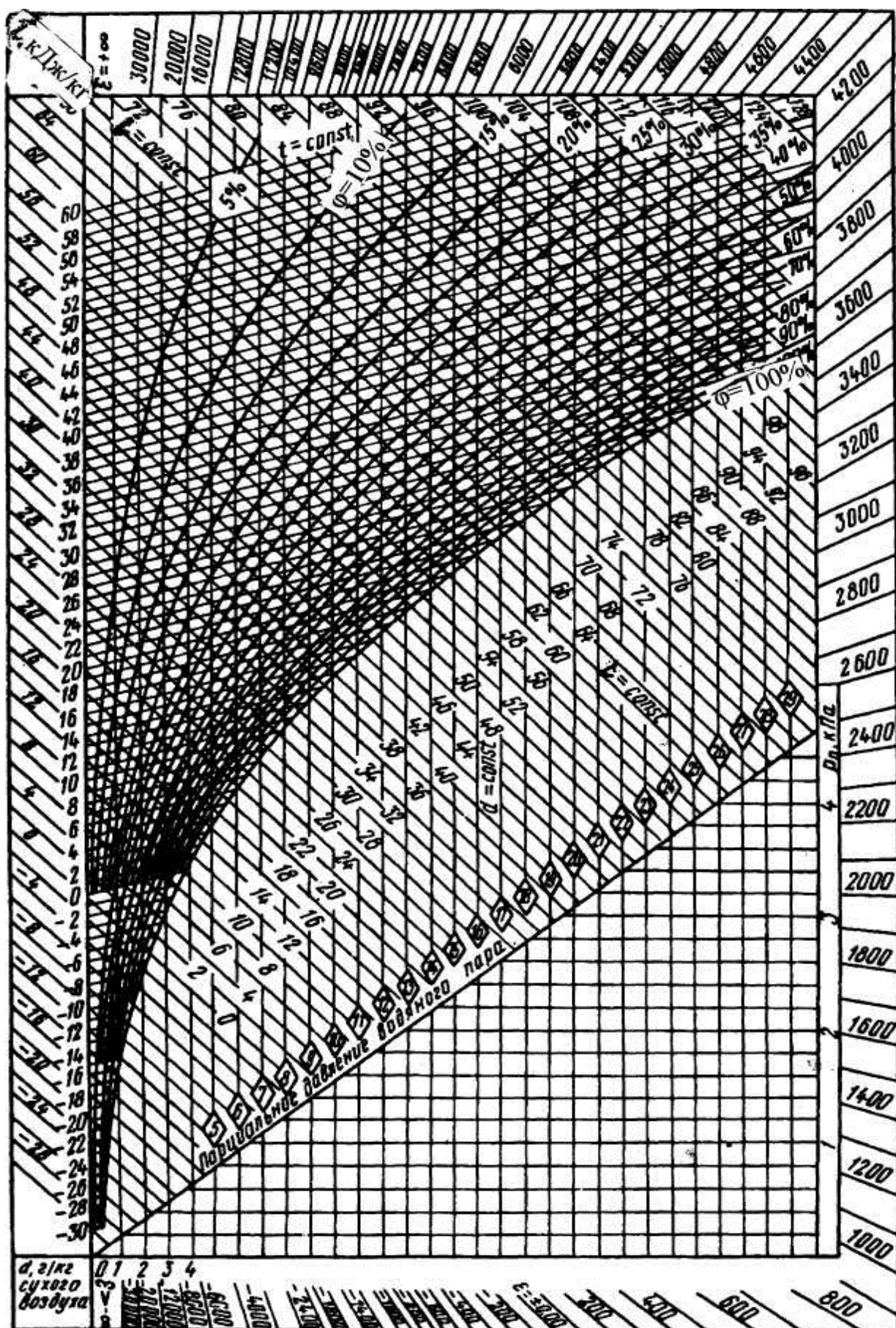


Диаграмма 2 – i -S диаграмма водяного пара

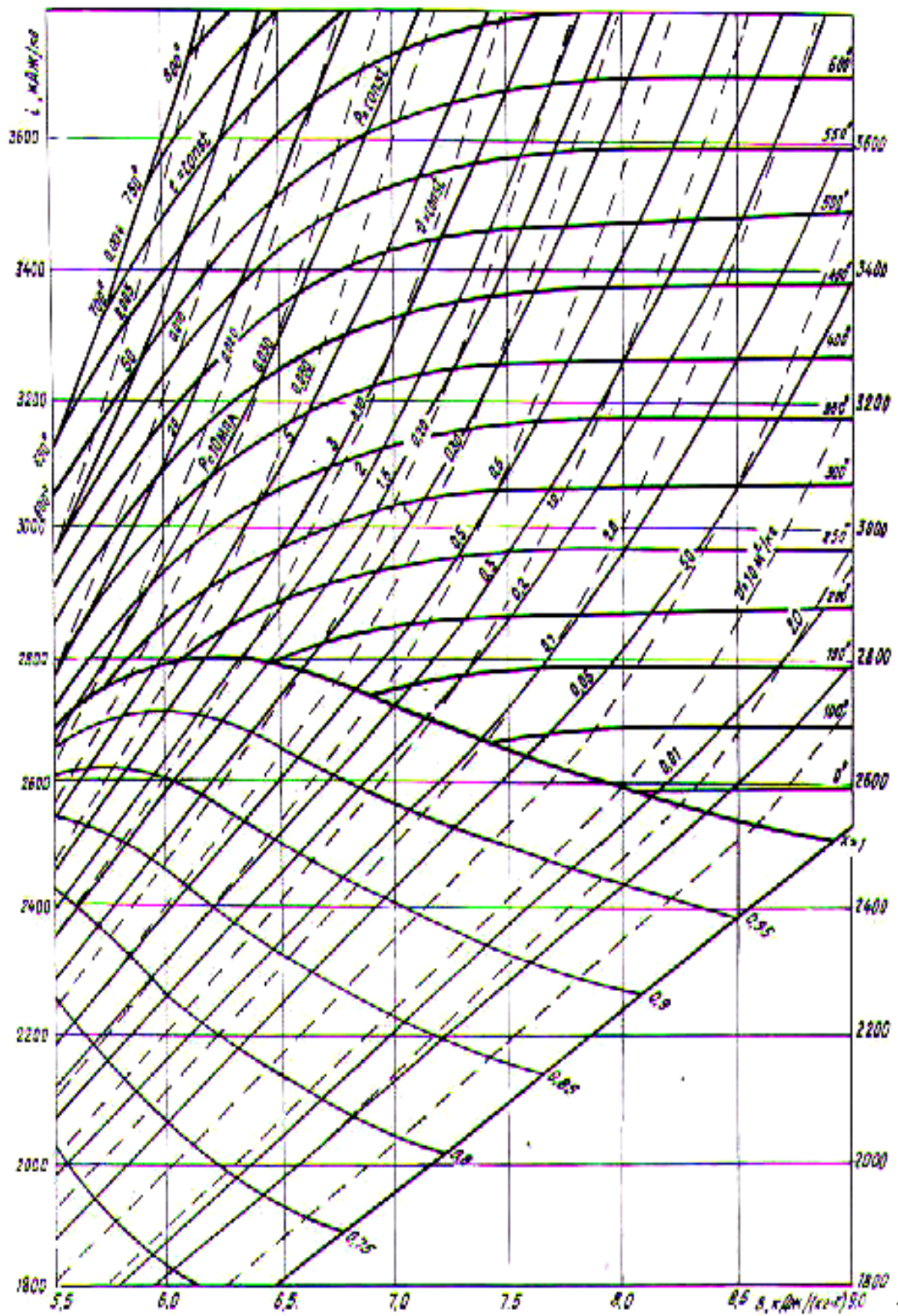


Диаграмма 3 – lg p-i диаграмма аммиака

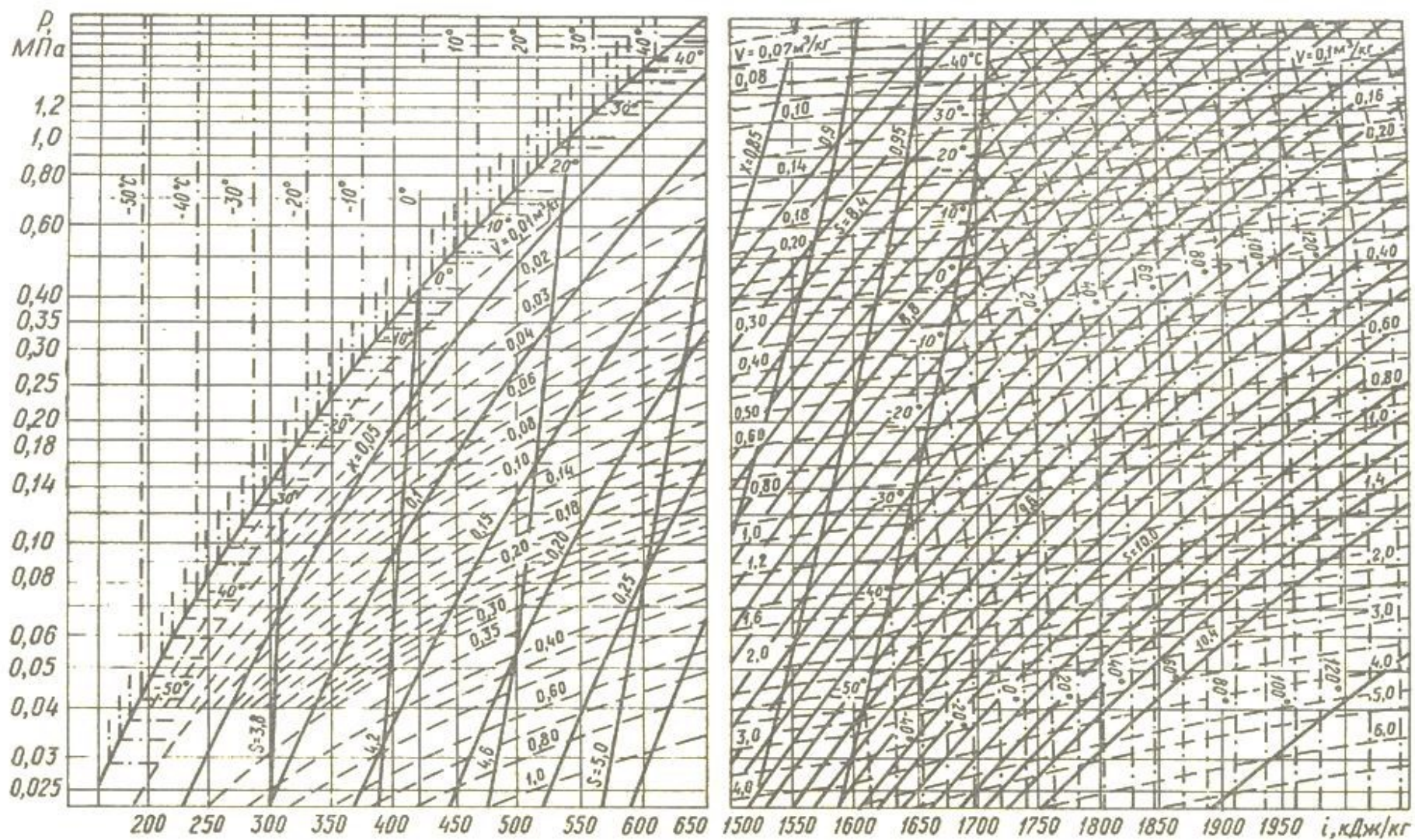


Диаграмма 4 – $\ln p i$ диаграмма хладагента R 22

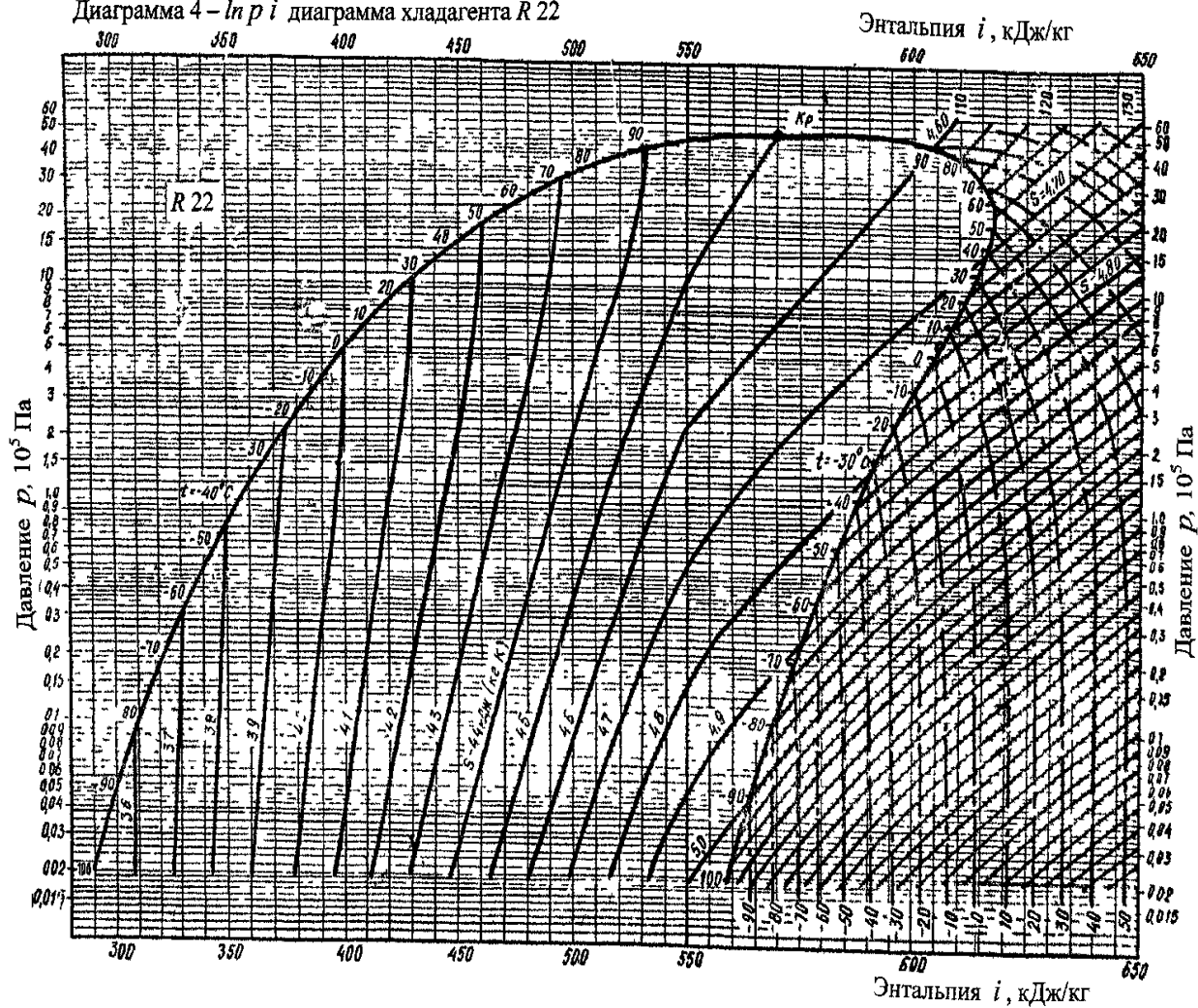
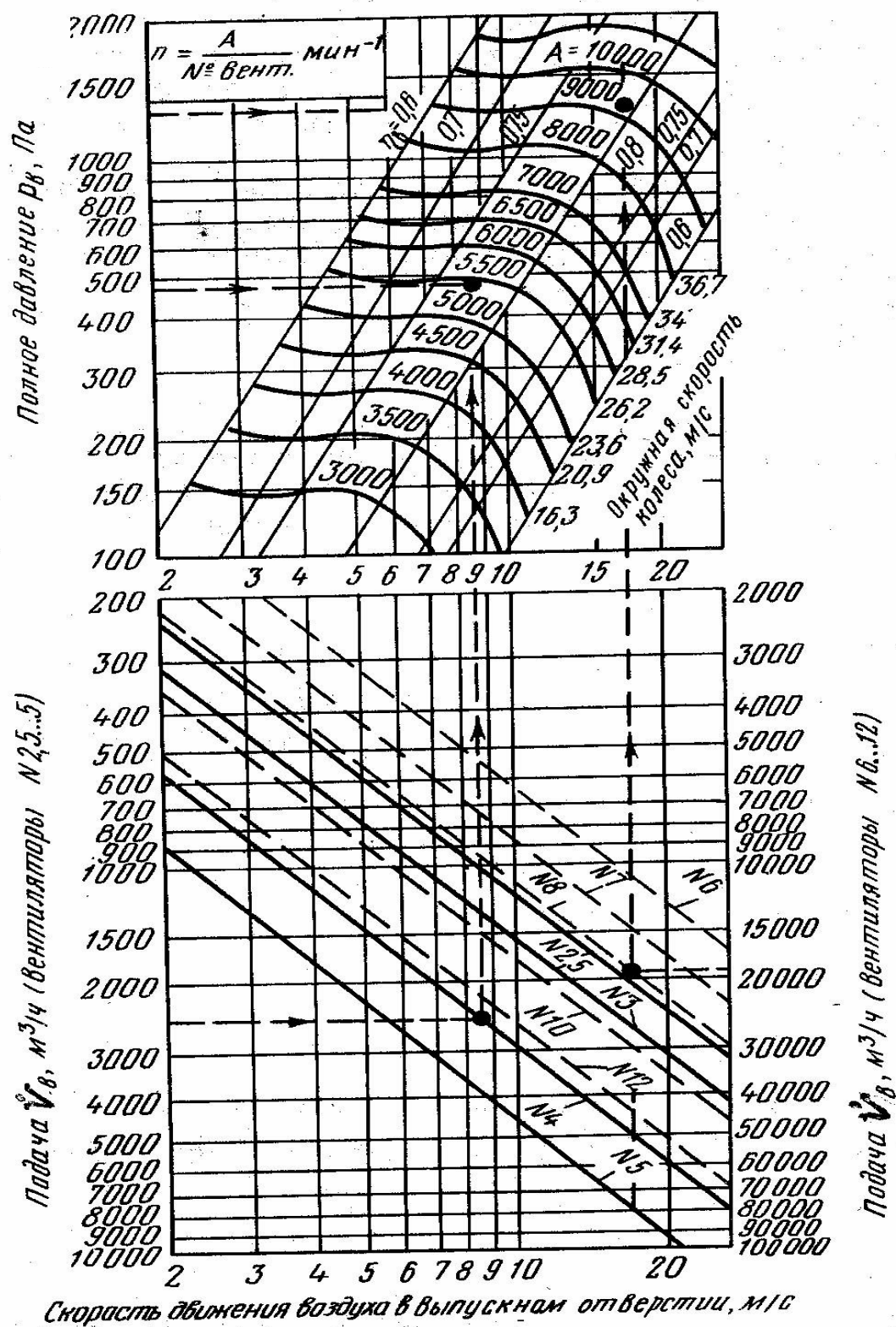


Диаграмма 5 – Аэродинамическая характеристика



Учебное издание

Манташов Александр Тимофеевич

ТЕПЛО - И ХЛАДОТЕХНИКА

Учебное пособие

Подписано в печать 15. 09.19. Формат 60х84 1/16
Усл. печ. л. 11,69 .Тираж 50 экз. Заказ № 170

ИПЧ «ПрокростЪ»

Пермского государственного аграрно-технологического университета
имени академика Д.Н. Прянишникова,

614990, Россия, Пермь, ул. Петропавловская, 23
тел. (342) 217-95-42