

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

2-е издание



Химическая
технология

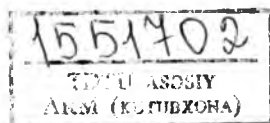
622.036 (045)
Т38

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Под редакцией профессора А. А. ЗАХАРОВОЙ

Учебное пособие
для студентов высших учебных заведений

2-е издание, исправленное



Москва
Издательский центр «Академия»
2008

TASNIYLANDI

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31:31.3я73

Т382

Рецензенты:

заведующий кафедрой теплотехники Московского государственного
агротехнического университета имени В.П.Горячкина,
профессор, доктор технических наук *С. И. Рудобаиш*;
заведующий кафедрой экологии и безопасности жизнедеятельности
Российского заочного института текстильной и легкой промышленности,
профессор, доктор технических наук *П. Н. Умняков*

Рекомендовано УМО

по образованию в области технологии, конструирования изделий
легкой промышленности в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению
«Технология и конструирование изделий легкой промышленности»

Техническая термодинамика и теплотехника : учеб. посо-
бие для вузов / [Л. Т. Бахшиева, Б. П. Кондауров, А. А. Заха-
рова, В. С. Салтыкова] ; под ред. А. А. Захаровой. — 2-е изд.,
испр. — М. : Издательский центр «Академия», 2008. — 272 с.
ISBN 978-5-7695-4999-1

Приведены основы технической термодинамики и теплотехники. Рассмотрены процессы преобразования различных форм энергии, возможности совершения работы за счет энергии рабочего тела или подведенной теплоты, изменения свойств рабочих тел и теплоносителей в процессах преобразования энергии с использованием термодинамического метода. Даны основы получения тепловой энергии на тепловых электростанциях и в котельных.

Для студентов высших учебных заведений.

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31:31.3я73

*Оригинал-макет данного издания является собственностью
Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом
без согласия правообладателя запрещается*

© Коллектив авторов, 2006

© Коллектив авторов, 2008, с изменениями

© Образовательно-издательский центр «Академия», 2008

© Оформление. Издательский центр «Академия», 2008

ISBN 978-5-7695-4999-1

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	— массовая доля
B	— расход топлива
c	— удельная теплоемкость
c_p	— изобарная теплоемкость
c_v	— изохорная теплоемкость
D	— расход пара
E	— внешняя энергия
e	— удельная кинетическая и потенциальная энергия тела: эксергия
g	— ускорение свободного падения
H	— энтальпия
h	— удельная энтальпия
h'	— удельная энтальпия кипящей жидкости
h''	— удельная энтальпия сухого насыщенного пара
k	— показатель адиабаты; постоянная Больцмана
L	— работа
l	— удельная работа
M	— молярная масса
Mc	— молярная теплоемкость
m	— масса, массовый расход
N	— мощность
n	— показатель политропы
p	— давление
Q	— теплота
Q_n^p	— низшая удельная теплота сгорания топлива
q	— удельная теплота
r	— удельная теплота парообразования (теплота испарения)
S	— энтропия
s	— удельная энтропия
s'	— энтропия кипящей жидкости
s''	— энтропия сухого насыщенного пара
T	— термодинамическая температура (абсолютная температура)
$t^{\circ}\text{C}$	— температура
U	— внутренняя энергия
V	— объем, объемный расход
v'	— удельный объем кипящей жидкости
v''	— удельный объем сухого насыщенного пара
u	— удельная внутренняя энергия

- x — молярная доля (молярная концентрация), степень сухости влажного пара, влагосодержание
- y — удельная выработка энергии
- β — коэффициент термического расширения
- β_t — коэффициент термического сжатия
- v — удельный объем
- γ — коэффициент термической упругости
- w — скорость
- ρ — плотность
- η — коэффициент полезного действия
- ϕ — относительная влажность
- ρ' — плотность кипящей жидкости
- ρ'' — плотность сухого насыщенного пара
- ε — холодильный коэффициент
- ξ — коэффициент теплоиспользования

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теплотехника для студентов неэнергетических вузов является общетехнической дисциплиной, поэтому она занимает важное место в теоретической подготовке специалистов высокой квалификации.

Значение теплотехники обусловлено тем, что процессы использования и переноса тепловой энергии имеют место практически во всех отраслях производства.

Освоение теории получения, преобразования и передачи теплоты поможет будущим специалистам правильно рассчитать тепловые процессы и аппараты, при необходимости спроектировать технологический аппарат, использующий тепловую энергию, определить оптимальный режим работы тепловых установок и т.д.

В учебном пособии рассмотрена структура энергетических ресурсов России, их экономия и экологические проблемы использования тепловой энергии.

В книге представлены основные понятия технической термодинамики и законы термодинамики, их применение при анализе термодинамических процессов и циклов, совершающихся в тепловых установках; рассмотрены вопросы, связанные с использованием топлива в топочных установках промышленных печей и котельных установок, а также их устройства и параметры работы.

ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ

**1.1. Энергетические ресурсы России.
Их структура**

Для обеспечения жизнедеятельности человека нужна энергия. Ее получают при сжигании органического топлива, использовании силы ветра, воды, энергии Солнца и атома. Это так называемые первичные источники энергии, причем энергия Солнца, воды и ветра представляет собой возобновляемые источники, а энергия органического топлива и атома — не возобновляемые источники энергии.

Первичная энергия может быть преобразована в другие формы энергии. Например, энергия Солнца преобразуется солнечными батареями в тепловую энергию, энергия ветра на ветровых установках — в механическую, а если это необходимо, и в электрическую энергию. Энергия рек и морских проливов на гидроэлектростанциях преобразуется сначала в механическую, а затем в электрическую энергию. Энергия органического топлива на тепловых электростанциях последовательно переходит в тепловую, механическую и электрическую энергию.

Первое место по выработке энергии в России занимают *тепловые электрические станции (ТЭС)*, работающие на органическом ископаемом топливе. Их доминирующее положение объясняется рядом объективных причин и, в первую очередь, большими запасами твердого, жидкого и газообразного топлива.

По прогнозам ученых органическое ископаемое топливо до 2030 г. останется основным мировым источником энергии.

В 1993 г. мировое потребление твердого топлива в условном исчислении* составило 3,21 млрд т у.т., жидкого — 1,29 млрд т у.т., газообразного — 2,66 млрд т у.т. В России соответственно 226 млн т у.т., 232 млн т у.т., 503 млн т у.т.

Как видно из приведенных данных за 1993 г., в структуре мирового потребления органического топлива преобладает жидкое топливо — 42,2 %, потребление твердого и газообразного топлива соответственно 31,5 и 26 %. В России структура потребления органического топлива несколько иная: газообразное топливо — 52,3; твердое и жидкое топливо — 23,5 и 24,1 % соответственно.

* Энергетики исчисляют запасы топлива в тоннах условного топлива — т у.т.

Производство энергоресурсов в России

Вид энергоресурса	Год				
	1999	2000	2002	2003	2004
Нефть с газоконденсатом, млн т	305	324	380	421	459
Газ, млрд м ³	592	584,2	595	620	632
Уголь, млн т	258	258	256	277	280
Электроэнергия, млрд кВт·ч	846,2	877,8	891	916	932
в том числе тепловыми станциями	578		585	608	609
гидроэлектростанциями	176		164	158	178
атомными станциями	137		137	150	145

Динамика развития производства в России основных первичных энергоресурсов, а также данные по производству в России электроэнергии приведены в табл. 1.1.

В XX в. произошли структурные изменения в видах потребляемого органического топлива. Если в первой половине XX в. основным источником энергии было твердое топливо, в первую очередь уголь (около 60 %), то в последующие годы стала нарастать добыча нефти и газа, и их потребление стало опережать использование угля.

Так, в бывшем СССР в период с 1960 по 1980 гг. в структуре потребления топлива тепловыми электростанциями доля угля снизилась с 70,9 до 42,5 %; потребление газа увеличилось с 12,3 до 25,1 %; потребление жидкого топлива увеличилось с 7,5 до 28 %.

Изменение в структуре потребления топлива объясняется неслложной подготовкой к сжиганию жидкого и газообразного топлива, большей теплотой сгорания, большей экологичностью его потребления.

Рост добычи и потребления нефти и природного газа заставляет критически оценивать баланс между возможностями сырьевых источников и потреблением органического топлива как в энергетике, так и в других отраслях производства.

Значительный рост потребления жидкого и газообразного топлива приведет к быстрому истощению разведанных запасов топлива. В настоящее время разведанные мировые запасы природного газа составляют 175 млрд т у.т., дополнительно извлекаемые запасы — 140 млрд т у.т.

Мировые разведанные запасы нефти составляют более 90 млрд т. Если учитывать глубоководные морские месторождения метана, битуминозные пески, нефтеносные сланцы и другие, то потенциальные запасы нефти окажутся значительно больше.

Суммарные ресурсы каменного и бурого угля составляют более 10 000 млрд т у.т., из них более 600 млрд т у.т. — извлекаемые ресурсы.

Несколько десятилетий назад все страны мира стремились использовать в качестве топлива только высокосортные марки угля. С внедрением в практику современных технологий по сжиганию угля в кипящем слое стало возможным в энергетике использовать низкокалорийные бурые угли.

На втором месте в России стоит выработка электроэнергии на *гидроэлектростанциях (ГЭС)*.

По экономическому потенциалу гидроэнергоресурсов (около 850 млрд кВт·ч) Россия находится на первом месте в мире. Для сравнения: экономический потенциал гидроэнергоресурсов США равен 685 млрд кВт·ч; Норвегии — 152 млрд кВт·ч; Франции и Италии — по 70 млрд кВт·ч.

Экономический потенциал представляет собой ресурсы, использование которых экономически выгодно при существующих на перспективу технико-экономических показателей.

Гидроэнергоресурсы распределены по территории России неравномерно. Основная их часть, около 720 млрд кВт·ч, расположена в Сибири и на Дальнем Востоке. Это объясняется тем, что теоретическая мощность гидроэлектростанции зависит от расхода (количества протекающей воды в единицу времени) и напора реки.

Наиболее значимыми в России являются Волжский и Камский каскады ГЭС, Красноярская и Саяно-Шушенская ГЭС.

Гидроэнергетика имеет преимущество перед теплоэнергетикой, так как использует возобновляемый источник энергии, не загрязняет атмосферу вредными выбросами. Однако при строительстве крупных плотин затопляются огромные территории, меняется микроклимат, нарушается движение рыбы к нерестилищам и т.д.

Поэтому развитие гидроэнергетики нужно проводить не только за счет строительства мощных электростанций, но и за счет новых технологий, используемых при сооружении малых гидростанций; бесплотинных и наплавных электростанций: волновых и приливных электростанций.

Третье место в выработке электроэнергии в России занимают *атомные электростанции (АЭС)*. Атомные электростанции работают без выбросов в атмосферу золы, сернистых газов и оксидов азота, однако теплая вода, сбрасываемая после охлаждения реакторов, также приводит к нарушению экосистемы.

Быстрое развитие атомной энергетики в 1960—80-е гг. было прервано аварией 26 апреля 1986 г. на Чернобыльской АЭС. Из-за этого многие страны снизили или прекратили разработку и строительство новых АЭС.

Мировое производство электроэнергии на атомных электростанциях составило:

Год	1980	1985	1990	1995	2000
Мощность, ГВт	135	250	328	340	349

В 1977 г. на X конгрессе Мировой энергетической конференции было рассмотрено развитие атомной энергетики мира. По прогнозу конгресса в 2000 г. доля атомной электроэнергии должна была составить 45 %, а в 2020 г. — 60...65 %. На самом деле, к 2000 г. доля атомной энергетики в мировом производстве составила только 16 % (в России — 11...13 %), в 2010 г. прогнозируется ее снижение до 13 %, а в 2015 г. — до 12 % и ниже.

Современная ядерная энергетика основана на использовании энергии, выделяющейся при делении природного изотопа урана-235 или получаемых искусственным путем изотопа урана-233 и плутония-239, которые принято называть делящимися материалами, или ядерным топливом.

Отличительной особенностью ядерного топлива является его высокая калорийность (теплота сгорания): из 1 кг урана можно получить столько же теплоты, сколько при сжигании почти 3 000 кг каменного угля.

Управляемая реакция деления ядер тяжелых элементов происходит в ядерном реакторе.

Ядерные реакторы в зависимости от энергии нейтронов, производящих деление ядер, различают на тепловых и на быстрых нейтронах. В настоящее время в атомной энергетике наибольшее распространение получили реакторы, работающие на тепловых нейтронах, в основном на уране-235, но его природные запасы невелики и не могут обеспечить атомную энергетику топливом на длительное время. Поэтому ставится вопрос о переходе к строительству реакторов на быстрых нейтронах, в которых «сгоревший» 1 кг плутония не только восстанавливается, но и дает дополнительно 0,4...0,7 кг плутония. Однако для широкого внедрения реакторов на быстрых нейтронах нужно решить сложные научно-технические проблемы.

В 1973 г. СССР первым в мире ввел в эксплуатацию АЭС на быстрых нейтронах в г. Шевченко (сейчас Казахстан). В настоящее время в России на Белоярской АЭС работает энергоблок на быстрых нейтронах мощностью 600 МВт.

Наиболее крупными АЭС России, имеющими энергоблоки мощностью 1 000 МВт, являются: Нововоронежская, Ленинградская и Курская АЭС.

Дальнейшее развитие атомной энергетики связано с разработкой безопасных атомных реакторов, систем защиты окружающей среды при утилизации радиоактивных отходов, разработкой мер по охране атомных электростанций, разрывом связи между атомной энергетикой и атомным оружием.

Использование *солнечной энергии* представляет интерес из-за ее количества: Солнце направляет на Землю тепловой поток, равный $1,05 \cdot 10^{18}$ кВт · ч в год. Непосредственно до Земли доходит примерно $1/5$ часть этой энергии. К положительным сторонам солнечной энергии можно отнести ее экологическую безопасность, обусловленную отсутствием при ее использовании вредных выбросов. Наряду с преимуществами солнечной энергии у нее есть существенный недостаток — малая плотность потока солнечной радиации, не превышающая 1 кВт/м² земной поверхности и зависящая от времени года и суток и от погодных условий.

Солнечная энергетика вполне конкурентоспособна в ряде районов мира, расположенных в тропическом поясе и удаленных от традиционных источников энергоснабжения.

Энергию Солнца можно использовать для непосредственного преобразования ее с помощью фотоэлементов в электрическую или в термосолнечных установках для нагревания теплоносителей, например воды.

Энергия ветра — *ветроэнергетика* — имеет огромный потенциал. По прогнозам специалистов ветроэнергетика способна дать миру в 2020 г. 10 % всей энергии.

Мировое производство электроэнергии с помощью ветровых генераторов составило:

Год	1985	1990	1995	2000	2001	2002
Мощность, МВт	1 020	1 980	4 780	18 450	24 930	32 000

В России ветроэнергетика развита пока слабо, несмотря на то что в ряде районов страны скорость ветра превышает 6 м/с (например, на Кольском полуострове). Ветроустановки можно использовать как для производства электрической энергии, так и для получения механической энергии (ветромеханические двигатели), которая применяется в устройствах по подъему воды, при осушении болот и т.д.

В настоящее время развитие ветроэнергетики идет двумя путями: создание эффективных малых ветроустановок, занимающих небольшие площади; создание «ветренных ферм» мощностью до 5 МВт диаметром ротора до 50 м и выше, которые могут быть построены в районах морских побережий.

Геотермальная энергетика основана на использовании глубинного тепла Земли. Нагретая до высоких температур термальная вода может служить источником пара для турбин или являться горячим теплоносителем систем отопления, вентиляции и т.д.

В мировом масштабе этот источник энергии вряд ли будет иметь большое значение, но в ряде регионов мира, например на Камчатке, в Исландии, Японии, он может внести вклад в энергоснабжение городов и поселков.

Эксплуатационные запасы термальных вод России составляют: Западная Сибирь — 1 570 м³/год; Восточная Сибирь и Дальний Восток — 240 м³/год; Камчатка, Курильские острова, Сахалин — 252 м³/год. Температура термальных вод — 40... 200 °С, минерализация достигает 10 г/л.

Использование термальных вод в России затруднено из-за высокой их температуры и большой минерализации. Минеральные примеси образуют в трубопроводах и на внутренних поверхностях теплообменных аппаратов твердые отложения, сужающие проходы труб и ухудшающие процессы теплообмена.

В настоящее время в России термальные воды используются недостаточно, хотя имеется опыт работы Паужетской ГеоТЭС на Камчатке, опыт использования термальных вод для обогрева зданий, теплиц и т.д.

Перспективным направлением в производстве энергии является *использование отходов и биомассы*, например соломы, тростника, древесной массы и т.д. Сжигание дешевых органических отходов сельскохозяйственного производства и лесного хозяйства можно проводить в газотурбинных установках с получением тепловой и электрической энергии.

Водородная энергетика в настоящее время практически не используется. Проблема заключается в получении водорода в большом количестве.

Самый простой путь получения водорода — это электролиз воды. Однако КПД установок электролиза воды небольшой и стоимость водорода оказывается выше, чем стоимость электроэнергии, вырабатываемой другими способами. Получить водород можно с помощью термохимического метода, который заключается в нагреве паров воды до температуры 3000... 4000 °С, что приводит к достаточно эффективному разложению воды на водород и кислород. Но стоимость таких промышленных установок тоже достаточно высокая.

Водород представляет собой высококалорийное экологически чистое топливо, которое можно легко транспортировать по трубопроводам, хранить как в газообразном, так и в жидком состоянии. Поэтому, если будут найдены пути получения дешевого водорода в больших количествах, то водородная энергетика будет постепенно вытеснять энергетику, базирующуюся на углеводородном топливе.

Основными видами энергии, потребляемыми промышленностью, являются электрическая и тепловая энергия (рис. 1.1).

Потребителями электрической энергии в России являются промышленность, в первую очередь, топливная, металлургическая, химическая, пищевая, машиностроение, а также транспорт, коммунально-бытовое хозяйство городов, сельское хозяйство.

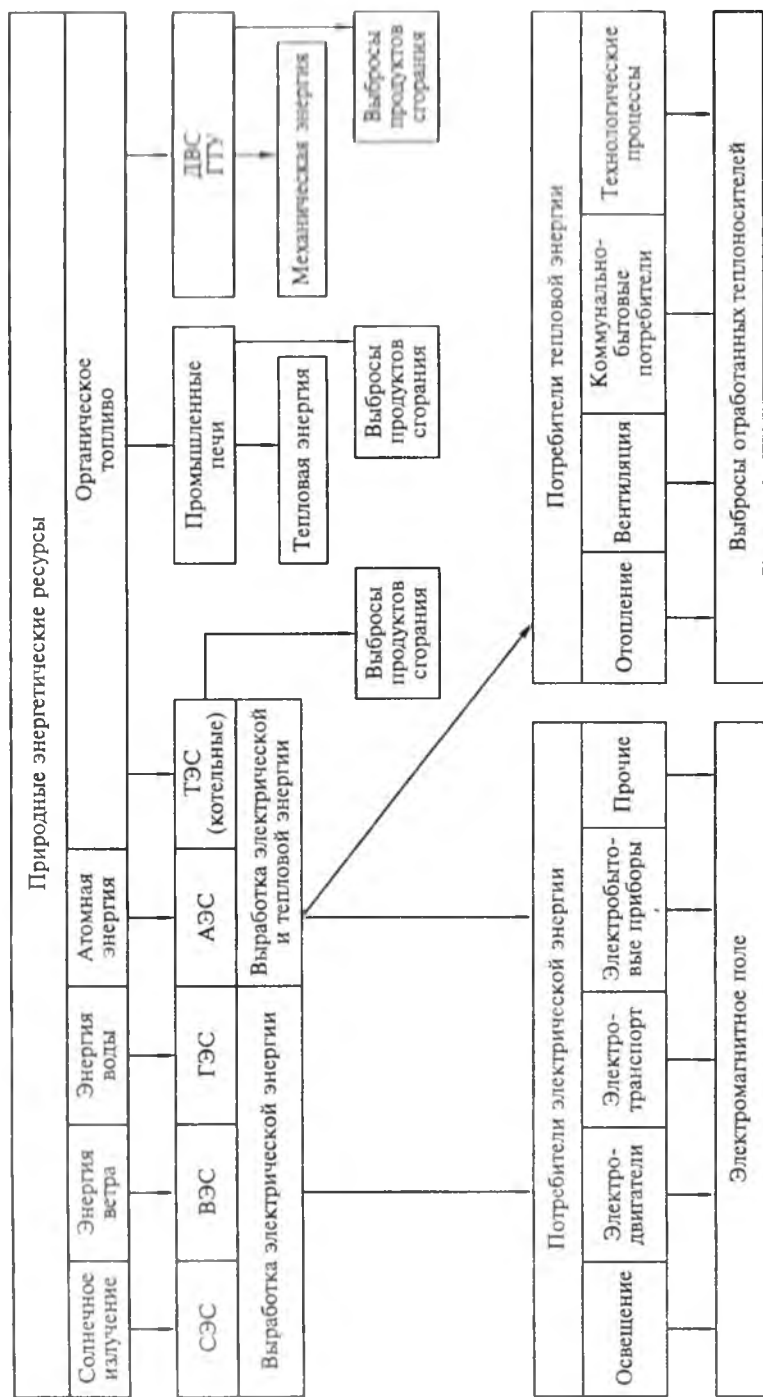


Рис. 1.1. Основные связи энергетики:

СЭС — солнечные электростанции; ВЭС — ветровые электростанции; ГЭС — гидроэлектростанции; АЭС — атомные электростанции; ТЭС — тепловые электростанции; ДВС — двигатели внутреннего сгорания; ГТУ — газотурбинные установки

требляющих горячую воду, например числом кранов с горячей водой, числом душевых сеток и т.д.

Значительная часть тепловой энергии используется для отопления и горячего водоснабжения городов и поселков России.

1.2. Экономия топливно-энергетических ресурсов

Проблемы, связанные с рациональным использованием различных видов источников энергии, являются весьма важными.

Решение этих проблем развивается в следующих направлениях: разработка способов энергосбережения, которые могли бы дать экономию до 40 % потребляемой энергии;

промышленное использование новых возобновляемых источников энергии, компенсирующих или заменяющих традиционные энергоресурсы;

разработка новых технологий и технических средств, обеспечивающих рост коэффициента использования существующих энергетических ресурсов;

использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР);

децентрализация производства энергии, которая сократит передачу энергии на большие расстояния, связанную с потерями произведенной энергии до 30 %.

Экономия энергоресурсов является важнейшей задачей сегодняшнего дня.

Рост внутреннего валового продукта (ВВП) не должен сопровождаться значительным увеличением энергопотребления.

По оценкам экспертов энергоемкость российского национального продукта в несколько раз превышает энергоемкость национального продукта большинства развитых стран.

Для снижения расхода потребления энергии необходимо проводить ее учет. Установка приборов учета расхода горячих теплоносителей или приборов учета расхода теплоты приведет к сокращению неоправданного перерасхода. Замена электролампочек на новые энергосберегающие конструкции даст также большую экономию электроэнергии.

Экономия тепловой энергии может быть достигнута за счет снижения максимальной температуры воды на несколько градусов в системах горячего водоснабжения и отопления, использования автоматических кранов, срабатывающих, когда отбор воды прекращен. Поскольку горячие теплоносители перемещаются на большие расстояния, то тепловая изоляция трубопроводов должна быть надежной в эксплуатации. В системах отопления промышленных зданий нужно переходить на регулирование температуры воздуха

внутри помещений в рабочее и нерабочее время. Например, снижение температуры воздуха в цехах только одной обувной фабрики в нерабочее время на 1°C позволяет экономить до 110 ГДж теплоты или 3,75 т у.т. в год.

Необходимо использовать технологические аппараты, в которых процессы протекают при наименьшем расходе энергии. Тепловая сушка различных материалов и изделий является широко распространенным технологическим процессом. В случае пересушки материала снижается его качество и увеличивается расход топлива на 10 %, а в некоторых отраслях промышленности и на 20 %.

Правильная организация работы технологического оборудования при оптимальном режиме приводит к экономии энергии.

Энергосбережение является эффективным экономическим способом получения дополнительной энергии. По расчетам специалистов потенциал экономии электроэнергии в России в настоящее время составляет 330...390 млрд кВт·ч.

Использование *возобновляемых источников энергии* — солнечной энергетики, ветроэнергетики, водородной энергетики — является перспективным направлением развития энергетики. В Европейском Союзе принята директива, согласно которой к 2010 г. все возобновляемые источники энергии должны вырабатывать не менее 12 % всей энергии. Подобные задачи должна поставить перед собой и энергетика России.

Повышение КПД энергетических установок возможно при внедрении новых технологий.

Дальнейшее развитие теплоэнергетики связывают со строительством парогазовых турбин, имеющих КПД более 60 %.

Первая ТЭС с парогазовой установкой была введена в строй в России в 1996 г. К 2020 г. в России планируется ввести в эксплуатацию более 200 парогазовых блоков общей мощностью до 80 млн кВт.

Преобразование химической энергии топлива в электрическую проходит через промежуточные стадии — преобразование энергии топлива в тепловую энергию и преобразование теплоты в работу.

На каждой стадии процесса преобразования энергии происходят ее потери, поэтому КПД лучших тепловых электростанций не превышает 41 %.

Установкой безмашинного преобразования теплоты в электрическую энергию является магнитогиродинамический генератор (МГД-генератор), который условно можно отнести к устройству прямого преобразования энергии, позволяющему сократить потери энергии.

Устройствами прямого преобразования теплоты в электрическую являются термоэлектрические установки и тепловые элементы.

Одним из эффективных способов снижения энергоемкости производства является *использование энергии тепловых выбросов оборудования*: нагретых газов, технологических паров, горячей воды, конденсата и т.д.

Тепловые выбросы делятся на высоко- и низкотемпературные. Высокотемпературные выбросы имеют температуру 350... 1 500 °С, например дымовые газы технологических печей имеют температуру до 1 000 °С, шлак плавильных печей — 1 200... 1 500 °С. У низкотемпературных выбросов температура не превышает 150 °С, например газовые выбросы сушильных установок в легкой промышленности.

Оценка качества теплоносителя с точки зрения его дальнейшего использования определяется энергетической эффективностью ψ , которая рассчитывается по формуле

$$\psi = (t - t_0)/(t + 273),$$

где t , t_0 — температуры соответственно источника теплоты и окружающей среды, °С.

Зависимость энергетической эффективности от температуры источника теплоты выглядит так:

t , °С ...	500	400	300	150	130	100	50	40	30	20
ψ	0,621	0,489	0,381	0,307	0,273	0,214	0,093	0,064	0,033	0

Тепловые выбросы могут являться вторичными энергоресурсами.

При эксплуатации технологического оборудования необходимо сокращать тепловые выбросы, это даст прямую экономию первичных энергоресурсов.

Если в оборудовании имеются тепловые выбросы, то необходимо провести технико-экономические расчеты с целью исследования возможности использования отходов как вторичных энергоресурсов.

Большие тепловые выбросы происходят на тепловых электростанциях. Потери теплоты с уходящими газами котельных составляют 10... 15 % от теплоты, выделяющейся при сжигании органического топлива. В турбинном цехе имеются большие выбросы теплоты с охлаждающей водой конденсаторов турбин. Однако их температура всего 15... 20 °С. В котлах тепловые выбросы, имеющие температуру выше 100 °С, могут являться вторичными энергоресурсами и использоваться для нагрева воздуха, воды и т.д.

Тепловые выбросы энергетических и промышленных газовых турбин достигают температуры более 1 000 °С. Сбросная тепловая энергия энергетических газовых турбин может быть использована в комбинированных парогазовых установках для выработки пара или для повышения температуры воздуха, подаваемого в камеру сгорания установки. Тепловые выбросы промышленных газовых турбин используются в процессах сушки, нагрева воды и воздуха.

В химической промышленности имеются установки (например, установки по производству метанола, этилена, аммиака), тепловые выбросы которых полезно используются.

На крупном этиленовом заводе производительностью 1 000 т этилена в сутки количество высокопотенциальной теплоты, выде-

ляющейся во время пиролиза, составляет примерно 120 МВт. Уходящие газы печи крекинга, имеющие температуру порядка 100...1200 °С, используются для нагрева сырья, для получения технологического пара и других целей.

Тепловые сбросы технологических установок легкой промышленности являются низкотемпературными, поэтому их использование как вторичных энергоресурсов ограничено. Наиболее крупными источниками вторичной энергии в легкой промышленности являются вентиляционные выбросы с температурой 30...60 °С. Их можно использовать для нагрева воздуха приточной вентиляции в различных теплообменных устройствах.

Отработанный воздух сушилок мехового и кожевенного производства имеет температуру 30...40 °С, отработанный воздух сушилок производств полимерных пленочных материалов более чем в 2 раза выше и составляет 70...80 °С. Тепловые выбросы сушилок можно использовать для нагрева приточного воздуха систем вентиляции или для предварительного нагрева сушильного агента сушилок.

1.3. Взаимодействие тепловых электрических станций с окружающей средой

При работе тепловых установок происходит их взаимодействие с окружающей средой.

Рассмотрим как влияет на окружающую среду (рис. 1.2) работа тепловой электростанции и котельной на различных стадиях производства тепловой энергии.

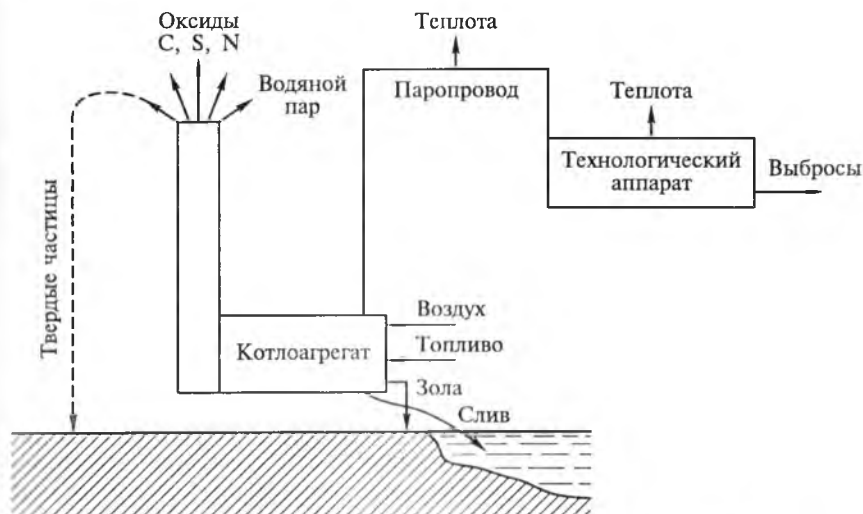


Рис. 1.2. Схема взаимодействия котельной с окружающей средой

При добыче органического топлива возможно изменение ландшафта местности, образование отвалов, загрязнение атмосферы, водоемов и пр.

При транспортировании добытого топлива к месту потребления возможны потери топлива и, как следствие, засорение атмосферы и почвы.

Подготовка топлива и воды перед подачей их в котлоагрегат связана с приготовлением угольной пыли, которая рассеивается в пространстве. Также имеют место сбросы в водоемы продуктов водоподготовки.

При сжигании органического топлива образуются оксиды углерода, серы, азота, другие вещества. Образование оксида углерода существенно зависит от организации процесса горения, в частности от коэффициента избытка воздуха. Образование оксидов серы — от вида топлива и организации процесса горения, оксидов азота — от типа горелок и подачи воздуха в зону горения.

Кроме газовых выбросов в атмосферу при сжигании твердого топлива образуется зола, микрочастицы которой уносятся дымовыми газами в атмосферу. Эти микрочастицы содержат различные токсичные вещества, например мышьяк, свободный оксид кальция, а также канцерогенные вещества и соединения.

Для улавливания твердых частиц из дымовых газов применяют золоуловители различных конструкций: циклоны, рукавные фильтры, электрофильтры и др. Эффективность золоулавливания в них достигает 85 ... 99 %. Для снижения коррозии элементов котлоагрегатов, сжигающего сернистые мазуты, в топливо вводятся соединения магния, что приводит к выбросу в окружающую среду новых вредных соединений.

В табл. 1.2 приведены данные о расходе топлива в течение года тепловой электрической станцией мощностью 1 000 МВт при использовании мазута, или угля, или природного газа и составе выбросов при этом в окружающую среду.

Получаемая при сгорании топлива теплота оказывает воздействие на окружающую среду в виде тепловых потерь от стенок технологических аппаратов, потребляющих эту энергию, стенок паропроводов и пр.

Тепловые электростанции и котельные, сжигающие значительное количество органического топлива, являются крупными источниками загрязнения окружающей среды. Мероприятия по снижению выбросов твердых и газообразных веществ, очистке сточных вод, удалению золы и другие, осуществляемые для предотвращения нежелательного воздействия на атмосферу, литосферу и гидросферу, неизбежно приводят к удорожанию себестоимости производства энергии. При существующих технологиях производства энергии основными процессами влияния человека на окружающую среду остаются: потребление в больших количествах невозобнов-

Потребление топлива и выбросы в атмосферу тепловой электрической станции мощностью 1 000 МВт

Показатель	Мазут*	Уголь**	Природный газ
Расход топлива в год	$1,57 \cdot 10^6$ т	$2,3 \cdot 10^6$ т	$1,9 \cdot 10^9$ м ³
Выбросы, млн кг/год:			
оксидов серы	52,66	139	0,012
оксидов азота	21,7	20,88	12,08
твердых частиц	0,73	4,49	0,46
гидрокарбонатов	0,67	0,52	Мало
оксида углерода (IV)	0,08	0,21	Мало

* Содержание серы в топливе 1,6 %.

** Содержание серы в топливе 3,5 %.

ляемых источников энергии, потребление кислорода воздуха, загрязнение атмосферы продуктами сгорания топлива, загрязнение водоемов сточными водами.

Контрольные вопросы

1. Назовите источники первичной энергии. 2. Перечислите энергетические установки, вырабатывающие электрическую энергию. 3. Какие возобновляемые источники энергии могут использоваться для выработки электроэнергии? 4. Как используется электрическая энергия? 5. Как используется тепловая энергия? 6. В каких направлениях необходимо решать проблемы экономии энергоресурсов? 7. Как взаимодействуют тепловые установки с окружающей средой?

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1. Что изучает теплотехника

Теплотехника — это наука, изучающая теорию, практику и технические средства получения, преобразования, передачи и потребления тепловой энергии.

Задачами курса технической термодинамики и теплотехники являются:

- изучение процессов преобразования энергии на основе первого и второго законов термодинамики;

- определение свойств рабочих тел и теплоносителей, их изменения в процессах преобразования энергии;

- анализ процессов, протекающих в термодинамических системах;

- изучение основ получения электрической и тепловой энергии на тепловых электростанциях и в котельных;

- изучение процессов получения холода в холодильных установках; оценка эффективности преобразования энергии с помощью метода КПД, эксергетического и энтропийного методов;

- изучение основ термодинамики неравновесных процессов;

- изучение процессов горения топлива и топочных устройств;

- изучение работы промышленных печей и котельных;

- изучение работы тепловых и атомных электростанций.

2.2. Техническая термодинамика

Термодинамика — это наука о закономерностях превращения тепловой энергии тела в механическую или электрическую.

Основой этой науки являются два закона природы, которые подтверждены экспериментально. На основе опытов были выведены первый и второй законы термодинамики.

Первый закон термодинамики представляет собой количественное выражение закона сохранения и превращения энергии. Второй закон термодинамики устанавливает качественную сторону процессов преобразования энергии: условия и границы взаимопреобразования различных форм энергии в естественных условиях и в технических процессах.

Термодинамика является теоретической базой при изучении явлений, процессов и устройств, в которых происходит преобразование энергии. Суть этих превращений термодинамика рассматривает с помощью термодинамического метода, основой которого являются:

- законы термодинамики;
- преобразования энергии, осуществляемые с помощью макротела или системы макротел, строение и структуру которых термодинамика не рассматривает;
- преобразование энергии происходит в результате взаимодействия системы и внешней среды (строение и структура последней не рассматриваются);
- закономерности изучаемых процессов основываются на экспериментальных данных.

Техническая термодинамика является прикладной наукой, в которой термодинамический метод сочетается с теоретическими и экспериментальными достижениями молекулярной физики, статической физики и других наук. Техническая термодинамика вместе с теорией тепло- и массообмена служит базой курса «Теплотехника» и определяет его содержание.

Контрольные вопросы

1. Что изучает теплотехника? 2. Что изучает техническая термодинамика? 3. В чем сущность термодинамического метода?

2.3. Термодинамическая система

Под *термодинамической системой* понимается макротело или совокупность макротел, участвующих в процессах преобразования энергии.

Любое макротело, находящееся за границей термодинамической системы, называется внешней средой.

Объектом изучения в технической термодинамике является вещество, выполняющее главную функцию в тепловой машине: продукты сгорания топлива, пар, газ и т. д. Это вещество, являющееся термодинамической системой, называется рабочим телом.

Если термодинамическая система не взаимодействует с внешней средой, то она называется *изолированной*. При отсутствии внешнего воздействия на систему в ней устанавливается термодинамическое равновесие, при котором давление, температура и другие свойства системы во всех точках ее объема одинаковы. Внешние воздействия нарушают равновесие системы, и ее состояние становится *неравновесным*. В этом случае свойства системы в разных точках объема разные.

Методы классической термодинамики применимы для исследования систем, находящихся в равновесном состоянии. В противном случае зависимость между свойствами системы становится сложной и применение законов термодинамики затруднено.

Стационарное состояние системы отличается от равновесного тем, что при стационарном состоянии ее свойства могут отличаться по объему, но во времени они не меняются.

При *нестационарном* состоянии системы ее свойства меняются как во времени, так и в пространстве.

Взаимодействие термодинамической системы и внешней среды происходит в виде обмена вещества и энергии.

Если термодинамическая система не обменивается с внешней средой веществом, то она называется *закрытой*, например двигателя внутреннего сгорания, технологические аппараты периодического действия. В них в процессе преобразования энергии рабочее тело не пересекает границу системы (корпуса машины или аппарата), т.е. между рабочим телом и внешней средой происходит энергообмен в виде теплоты и работы.

Большое распространение в технике получили процессы, в которых преобразование энергии происходит при прохождении рабочего тела через теплотехническое устройство. К этим процессам можно отнести процессы в паровых и газовых турбинах, в компрессорах, в теплообменниках и технологических аппаратах непрерывного действия и пр. Если рабочее тело, непрерывно пересекая границу установки, совершает техническую работу, то система называется *открытой* (например, турбина); если техническая работа не совершается, то система будет *проточной* (например, теплообменник непрерывного действия). В открытой и проточной системах преобразование энергии идет в потоке. Обычно рассматриваются лишь одномерные установившиеся потоки, в которых свойства системы изменяются только по одной координате (x), совпадающей с направлением движения, а расход вещества (количество вещества в единицу времени) в каждом сечении потока одинаков: $t = f(x)$, °С; $p = f(x)$, МПа; $V = \text{const}$, м³/с.

Если термодинамическая система не отдает во внешнюю среду теплоту и не получает ее извне, то она является адиабатной.

Система, имеющая во всех своих частях одинаковый состав и физические свойства, называется *однородной*.

Однородная термодинамическая система, внутри которой отсутствуют поверхности раздела, называется *гомогенной*, например вода, кислород и т.д.

Если система состоит из нескольких гомогенных частей, имеющих различные физические свойства, и эти части отделены одна от другой поверхностями раздела, то она является *гетерогенной*, например влажный насыщенный пар, состоящий из кипящей жидкости и сухого пара. Гомогенная часть гетерогенной системы

называется фазой. В зависимости от числа фаз гетерогенные системы могут быть двух- и трехфазными.

Контрольные вопросы

1. Что такое термодинамическая система? Назовите виды термодинамических систем. 2. Как определяется состояние термодинамической системы? 3. Равновесное и неравновесное состояние термодинамической системы. Как можно вывести термодинамическую систему из состояния равновесия? 4. Стационарное и нестационарное состояние термодинамической системы. Перечислите их отличия. 5. Какие виды взаимодействия имеют место между термодинамической системой и внешней средой? 6. Что такое адиабатная термодинамическая система? 7. Какие термодинамические системы называют гомогенными, а какие гетерогенными?

2.4. Свойства термодинамической системы

При разных условиях вещество может находиться в различных состояниях: в виде пара, жидкости или твердого тела.

Каждое такое состояние характеризуется совокупностью определенных свойств, т.е. каждому состоянию соответствует только одно значение его свойства, например при атмосферном давлении около 101 кПа вода при температуре от 0 до 100 °С будет жидкостью.

Свойства вещества бывают интенсивными и экстенсивными.

Интенсивными называют свойства вещества, не зависящие от количества вещества, например температура и давление. Удельные величины, т.е. отнесенные к единице количества вещества, например плотность, теплоемкость, имеют интенсивные свойства.

Экстенсивными называют свойства вещества, зависящие от количества вещества, например объем.

Для целей термодинамики достаточно знать только некоторые свойства вещества, которые однозначно определяют состояние системы.

Наиболее удобными для характеристики термодинамической системы являются свойства, которые имеют конкретный физический смысл и могут быть измерены техническими средствами (абсолютная температура, абсолютное давление и удельный объем). Эти свойства называют термодинамическими параметрами состояния системы.

Температура — физическая величина, являющаяся мерой отклонения теплового равновесия одного тела от теплового равновесия другого тела, состояние которого принято за нулевое.

Температура является одним из важнейших свойств системы, характеризующим ее тепловое состояние. Известно, что самопроизвольно теплота переходит от тела с более высокой температурой

к телу с меньшей температурой. Разность температур двух тел при их теплообмене является движущей силой процесса.

Измерение температуры производится с помощью приборов, имеющих различный принцип действия: жидкостные термометры, термоэлектрические, термометры сопротивления, пирометры.

Каждый прибор, используемый для измерения температуры, градуирован в соответствии с установленной температурной шкалой. В технике принята международная стоградусная температурная шкала, $t^{\circ}\text{C}$, в которой отсчет ведется от состояния тающего льда при нормальном давлении. В термодинамических расчетах используют шкалу Кельвина T, K , в которой отсчет ведется от состояния полного покоя молекул.

Величина градуса в обеих шкалах одинаковая $\Delta t = \Delta T$, поэтому пересчет с одной шкалы на другую проводят по формуле:

$$T = t + 273,15. \quad (2.1)$$

Кроме стоградусной шкалы и шкалы Кельвина имеются и другие шкалы — Фаренгейта, Реомюра, Ренкина. В настоящее время эти шкалы практически не используют.

Давление — это сила, действующая по нормали к поверхности тела и отнесенная к единице площади его поверхности. Давление земной атмосферы зависит от высоты над уровнем моря и метеорологических условий данной местности. В среднем на уровне моря оно равно 101 кПа. Эта величина называется нормальным давлением. Термодинамическим параметром является *абсолютное давление* p_a , Па, рассчитываемое по формулам:

при давлении в аппарате больше атмосферного

$$p_a = p_b + p_m, \quad (2.2)$$

при давлении в аппарате меньше атмосферного

$$p_a = p_b - p_v, \quad (2.3)$$

где p_b — барометрическое (атмосферное) давление; p_m — манометрическое (избыточное) давление; p_v — вакуумметрическое давление (разрежение).

Для замера атмосферного давления используется барометр, для замера избыточного давления — манометр, для замера разрежения — вакуумметр.

Единицей измерения давления в системе СИ является паскаль (Па): $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

В практических расчетах применяются кратные единицы измерения давления: $1 \text{ кН/м}^2 = 10^3 \text{ Па}$; $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$; $1 \text{ МН/м}^2 = 10^6 \text{ Па}$ и др.

Между единицами измерения давления существуют следующие соотношения:

$$1 \text{ бар} = 1,02 \text{ кгс/см}^2 = 750 \text{ мм рт. ст.} = 10,2 \text{ м вод. ст.};$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133 \text{ Па} = 13,6 \text{ мм вод. ст.};$$

1 мм вод. ст. = 9,8 Па = $7,35 \cdot 10^{-2}$ мм рт. ст.

Удельным объемом вещества v , м³/кг, называется объем, занимаемый 1 кг данного вещества

$$v = V/m, \quad (2.4)$$

где V — объем вещества, м³; m — масса вещества, кг.

Величина, обратная удельному объему, называется плотностью ρ , кг/м³, — массой единицы объема вещества:

$$\begin{aligned} \rho &= m/V, \\ \rho v &= 1. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Если система однородна и внешние воздействия на нее отсутствуют, то такое состояние может быть определено двумя независимыми параметрами состояния, например p и T , p и v , T и v . Любой параметр будет являться функцией двух известных параметров состояния; например, если заданы давление и температура, то удельный объем будет иметь строго определенное значение, зависящее от p и T .

Таким образом, любые параметры состояния однородного вещества функционально связаны между собой $f(p, v, T) = 0$.

Связь между параметрами состояния может быть представлена с помощью диаграммы состояния, координатами которой служат параметры состояния. Равновесное состояние вещества на такой диаграмме характеризуется точкой A с заданными параметрами, например p и v (рис. 2.1).

Широкое распространение в термодинамике получили диаграммы состояния p v , p T , v T . Состояние закрытой термодинамической системы обычно задается параметрами T и v , состояние открытой и проточной систем — p и T .

Другие термодинамические параметры являются термодинамическими функциями основных параметров состояния p , v , T .

Примеры и задачи

Пример 2.1. В конденсаторе паровой турбины поддерживается абсолютное (остаточное) давление $p_a = p_o = 0,004$ МПа. Что показывает вакуумметр, если показания барометра $p_b = 735$ мм рт. ст.?

Решение

Давление барометра

$$p_b = 735 \text{ мм рт. ст.} = 0,98 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,098 \text{ МПа.}$$

Показания вакуумметра

$$p_v = p_b - p_a = 0,098 - 0,004 = 0,094 \text{ МПа.}$$

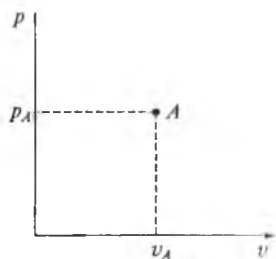


Рис. 2.1. Равновесное состояние вещества в p, v -диаграмме

Пример 2.2. Определите абсолютное давление в паровом котле, если манометр показывает 1,0 МПа, а барометр 750 мм рт. ст.?

Решение

Давление барометра

$$p_b = 750 \text{ мм рт. ст.} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа.}$$

Абсолютное давление

$$p_a = p_b + p_m = 0,1 + 1,0 = 1,1 \text{ МПа.}$$

Задача 2.1. Давление 0,5 МПа выразите в барах и мм рт. ст.

Ответ: $p = 5 \text{ бар} = 3759,4 \text{ мм рт. ст.}$

Задача 2.2. Давление в котле по манометру составляет 0,4 бар при показании барометра 780 мм рт. ст. Определите абсолютное давление.

Ответ: 143 740 Па = 1,44 МПа.

Задача 2.3. Разрежение в конденсаторе паровой турбины составляет 700 мм рт. ст. Определите абсолютное давление в конденсаторе, если показания барометра 740 мм рт. ст.

Ответ: 5 320 Па.

Задача 2.4. Давление по манометру в паровом котле составляет 6 МПа. Каково абсолютное давление в котле, если показания барометра 750 мм рт. ст.?

Ответ: 6 099 750 Па = 6,1 МПа.

Контрольные вопросы

1. Назовите свойства термодинамической системы. Какие свойства называют экстенсивными и интенсивными? 2. Какие величины называются параметрами состояния? 3. В каких температурных шкалах измеряется температура? Соотношение между ними. 4. Какие приборы используют для замера атмосферного, избыточного и вакуумметрического давления? В каких единицах измеряется давление? 5. Как рассчитывается абсолютное давление? 6. Что называется удельным объемом? Что такое плотность? Соотношение между удельным объемом и плотностью вещества. 7. Как изображается состояние термодинамической системы в диаграммах состояния?

2.5. Уравнения состояния

Уравнением состояния вещества называется функциональная зависимость между его параметрами состояния. Если уравнение связывает между собой три основных параметра равновесного состояния — давление, температуру и удельный объем $f(p, T, v) = 0$, то оно называется *термическим уравнением состояния*.

Для каждого вещества характер этой функциональной зависимости индивидуален, поэтому термические уравнения состояния имеют различный вид.

Преобразование энергии осуществляется с помощью рабочего тела, которое должно обладать способностью легко и быстро менять свой объем. Этому требованию удовлетворяют газы и пары.

Несмотря на то что они находятся в одинаковом агрегатном состоянии (газообразном), их свойства существенно различаются: газы далеки от начала конденсации, а пары легко можно превратить в жидкость.

В термодинамике введено понятие *идеального газа*, в котором отсутствует взаимодействие между молекулами; объем молекул бесконечно мал по сравнению с объемом газа.

Введение понятия идеального газа имеет значение как с методической, так и с практической точки зрения. Оно позволяет упростить математические зависимости между параметрами состояния и на основе законов для идеального газа создать стройную теорию термодинамических процессов. Используя уравнения состояния идеального газа, можно с достаточной точностью проводить технические расчеты циклов двигателей внутреннего сгорания, циклов газотурбинных установок, расчеты компрессоров и др.

В природе существуют только реальные газы, однако для каждого газа есть область состояния, где реальный газ ведет себя как идеальный, например при высокой температуре и низком давлении.

Состояние идеального газа описывается уравнением Клапейрона

$$pv = 8314T/M \text{ для } 1 \text{ кг вещества}; \quad (2.6)$$

$$pV = m \cdot 8314T/M \text{ для } m \text{ кг вещества}, \quad (2.7)$$

где p — абсолютное давление газа, Па; v — удельный объем, м³/кг; 8314 — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль · К); M — молярная масса газа, кг/кмоль; T — абсолютная температура, К; V — объем газа, м³; m — масса газа, кг.

В уравнении Клапейрона индивидуальные свойства газа определяются его молярной массой.

Уравнение состояния для 1 кмоль идеального газа выведено Д. И. Менделеевым:

$$pv_m = 8314T, \quad (2.8)$$

где v_m — объем 1 кмоль газа при давлении p и температуре T .

Из закона Авогадро следует: объем 1 кмоль всех идеальных газов при одинаковых давлениях и температурах равны между собой. При нормальных условиях ($p = 10133 \text{ Па}$ и $t = 0^\circ\text{C}$) объем 1 кмоль любого идеального газа равен 22,4 м³.

Удельный объем $v_{н.у}$ и плотность $\rho_{н.у}$ любого идеального газа при нормальных условиях вычисляют по формулам:

$$\begin{aligned} v_{н.у} &= 22,4/M, \\ \rho_{н.у} &= M/22,4. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Решая совместно уравнения (2.6) и (2.9) можно получить выражение плотности газа

$$\rho = \rho_{н.у}(p/p_0)(T_0/T).$$

Плотность идеального газа ρ , кг/м³, рассчитывается из уравнения Клапейрона

$$\rho = (pM)/(8314T).$$

Из уравнения (2.6) состояния идеального газа можно получить следующие зависимости между термодинамическими параметрами состояния:

$$p dv + v dp = (8314/M) dT.$$

$$\begin{aligned} \text{При } p = \text{const } (\partial v / \partial T)_p &= (8314/M)/p; \\ \text{при } v = \text{const } (\partial p / \partial T)_v &= (8314/M)/v; \\ \text{при } T = \text{const } (\partial v / \partial p)_T &= -(8314/M)T/p^2 \text{ и } (\partial p / \partial v)_T = -(8314/M)T/v^2. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Произведение частных производных для идеального газа:

$$(\partial v / \partial T)_p \cdot (\partial p / \partial v)_T (\partial T / \partial p)_v = -1. \quad (2.11)$$

Это дифференциальное уравнение состояния характеризует связь между частными производными, которые имеют определенный физический смысл.

Запишем уравнение (2.11) в виде $(\partial v / \partial T)_p = -(\partial v / \partial p)_T (\partial p / \partial T)_v$.

Обозначим частные производные через следующие величины:
 $\beta = (1/v)(\partial v / \partial T)_p$ — коэффициент термического расширения;
 $\beta_T = (-1/v)(\partial v / \partial p)_T$ — коэффициент изотермического сжатия;
 $\gamma = (1/p)(\partial p / \partial T)_v$ — коэффициент термической упругости.

Эти величины, измеряемые достаточно точно опытным путем, имеют важное значение для характеристики свойств системы.

Коэффициент термического расширения β показывает скорость изменения объема при нагревании в процессе, протекающем при постоянном давлении.

Коэффициент изотермического сжатия β_T показывает скорость изменения объема с увеличением давления в процессе, протекающем при постоянной температуре.

Коэффициент термической упругости γ характеризует интенсивность изменения давления при росте температуры, если объем тела остается постоянным.

С учетом введенных понятий получаем уравнение $\beta = \beta_T \gamma p$.

В устойчивом состоянии системы частная производная $(\partial v / \partial p)_T < 0$, коэффициент изотермического сжатия либо положительный, либо равен нулю. Частная производная $(\partial p / \partial v)_T \leq 0$. Для идеального газа $\beta = \beta_T = 1/T$.

Для реальных газов предложено около 150 уравнений состояния, которые можно условно разделить на две группы. Первая группа уравнений состояния определена экспериментально для технически важных веществ и имеет индивидуальный характер, а вторая группа уравнений получена на основе молекулярной теории и подтверждена экспериментально. Уравнения второй группы носят обоб-

щенный характер, как, например, уравнение состояния Ван-дер-Ваальса:

$$(p + a/v^2)(v - b) = (8\,314/M)T, \quad (2.12)$$

где a/v^2 — внутреннее давление, учитывающее взаимодействие молекул; b — наименьший объем, до которого можно сжать газ.

Уравнение состояния реального газа, предложенное теплофизиками М. П. Вукаловичем и И. И. Новиковым, учитывает силовую ассоциацию и диссоциацию молекул под влиянием межмолекулярных сил взаимодействия. Ассоциация молекул рассматривается как простое механическое объединение молекул в сложную частицу, которая ведет себя независимо. Совокупность таких ассоциированных частиц рассматривается как обычный газ.

В наиболее простой форме, учитывающей только двойные комплексы молекул, уравнение Вукаловича — Новикова имеет вид: $(p + a/v^2)(v - b) = (8\,314/M)T\{1 - C/(vT((3 + 2m)/2))\}$, где C и m — эмпирические показатели.

На основании кинетической теории газов было выведено уравнение состояния Майера — Боголюбова: $pv = (8\,314/M)T(1 - B_1/v + B_2/v^2 + \dots + B_n/v^n)$, где $B_1, B_2, \dots, B_n$ — вириальные коэффициенты, зависящие от температуры, и выражающиеся через потенциальную энергию взаимодействия молекул.

Было выявлено, что число членов вириального ряда зависит от плотности реального газа: чем меньше плотность газа, тем меньше членов вириального ряда.

Если состояние системы неравновесное, то в термическое уравнение состояния должны быть введены координаты точки, в которой измерены величины p, v, T и время τ в момент замера, т. е. формула будет содержать мгновенные значения параметров состояния в данной точке пространства в данный момент времени $f(p, v, T, x, y, z, \tau) = 0$.

При теплотехнических расчетах широко используются таблицы состояния вещества, созданные на основе уравнений состояния, как, например, таблицы воды и водяного пара, в основу которых положено уравнение Вукаловича — Новикова.

Примеры и задачи

Пример 2.3. Определить массу воздуха в помещении с размерами $10 \times 6 \times 3$ м при давлении 740 мм рт. ст. и температуре 20°C . Плотность воздуха, близкого к идеальному газу, определяется по уравнению Клапейрона.

Решение

Давление воздуха выразим в паскалях:

$$p = (740/750) \cdot 10^5 = 0,987 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Температура воздуха по Кельвину:

$$T = 273 + 20 = 293 \text{ К.}$$

Плотность воздуха

$$\rho = (pM)/(8314T) = (0,987 \cdot 10^5 \cdot 29)/(8314 \cdot 293) = 1,17 \text{ кг/м}^3.$$

Масса воздуха

$$m = V\rho = 180 \cdot 1,17 = 210,6 \text{ кг}.$$

Пример 2.4. В сушильную камеру подается воздух в количестве $L = 2$ кг/с. Какую объемную производительность будет иметь вентилятор, если воздух находится при температуре 80°C и давлении $0,1$ МПа?

Решение

Температура воздуха по Кельвину

$$T = 273 + 80 = 353 \text{ К}.$$

Плотность воздуха

$$\rho = (pM)/(8314T) = (10^5 \cdot 29)/(8314 \cdot 353) = 0,99 \text{ кг/м}^3.$$

Объемная производительность вентилятора

$$V = (L \cdot 3600)/\rho = (2 \cdot 3600)/0,99 = 7\,272,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Задача 2.5. Как изменится плотность газа в сосуде, если при постоянной температуре показание манометра уменьшится с $0,7$ МПа до $0,1$ МПа?

Ответ: уменьшится в 4 раза.

Задача 2.6. Газ при показании манометра $0,25$ МПа и температуре 27°C занимает объем $4,5 \text{ м}^3$. Привести объем газа к нормальным условиям.

Ответ: $v = 14,2 \text{ м}^3$.

Задача 2.7. Найти плотность и удельный объем O_2 при показании манометра $0,2$ МПа и температуре 127°C .

Ответ: $\rho = 1,96 \text{ кг/м}^3$, $v = 0,508 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Контрольные вопросы

1. Какие вещества используют в качестве рабочих тел в тепловых двигателях? 2. Что такое идеальный и реальный газы? Для чего введено понятие идеальный газ? 3. Что называется уравнением состояния? 4. Запишите уравнение состояния идеального газа. 5. Запишите уравнение состояния реальных газов. 6. Как определяется плотность газа при нормальных условиях? 7. Как определить плотность газа при заданных давлении и температуре?

2.6. Смеси идеальных газов

В технике часто приходится использовать газовые смеси. Воздух, например, состоит из кислорода, азота, аргона, водяных паров и газовых примесей. К газовым смесям также относятся дымовые газы котельных, технологических печей, отработанные газы двигателей внутреннего сгорания и др. Под *газовой смесью* понимается смесь отдельных газов, не вступающих между собой в химическую реакцию. Смесью может быть бинарной и многокомпонентной. Отдельный газ смеси называется компонентом.

Рассмотрим смесь идеальных газов. Считаем, что каждый газ, входящий в смесь, подчиняется уравнению состояния Клапейрона

$$p_i V = m_i (8\,314/M_i) T, \quad (2.13)$$

где p_i — парциальное давление компонента; m_i — масса компонента; M_i — молярная масса компонента.

Под *парциальным давлением* компонента понимается давление, какое он имел бы, если бы один занимал весь объем газовой смеси при температуре смеси.

Из уравнения состояния компонента (2.13) следует, что компонент входит в газовую смесь со своим парциальным давлением p_i , имеет свою массу m_i , но занимает объем, равный объему смеси V , и находится при температуре смеси T .

Плотность компонента газовой смеси при заданном давлении p и температуре T может быть определена из уравнения Клапейрона

$$\rho_i = (p_i M_i) / (8\,314 T). \quad (2.14)$$

Состояние газовой смеси можно описать уравнением состояния Клапейрона

$$pV = m(8\,314/M)T, \quad (2.15)$$

где p — абсолютное давление смеси; m — масса смеси; M — средняя молярная масса смеси.

Плотность газовой смеси при известных значениях давления и температуры находится по формуле

$$\rho = (pM) / (8\,314 T). \quad (2.16)$$

Масса смеси складывается из масс отдельных компонентов:

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_i, \quad m = \sum_1^i m_i.$$

Согласно закону Дальтона общее давление смеси равно сумме парциальных давлений компонентов

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_i, \quad p = \sum_1^i p_i. \quad (2.17)$$

Используя уравнение (2.13), получим выражение для давления смеси $p = ((8\,314 T) / V) \sum_1^i (m_i / M_i)$.

Средняя молярная масса смеси определяется в зависимости от состава смеси.

Состав смеси может быть задан массовыми или молярными долями.

Массовая доля — отношение массы компонента к массе всей смеси; сумма долей равна единице:

$$a_i = m_i / m, \quad \sum_1^i a_i = 1. \quad (2.18)$$

Молярная доля — отношение числа киломолей компонента N_i к числу киломолей смеси N ; сумма долей равна единице:

$$x_i = N_i/N, \sum_1^i x_i = 1. \quad (2.19)$$

Пересчет массовой доли на молярную и наоборот проводится по формулам:

$$a_i = m_i/m = M_i N_i / MN = M_i x_i / M; \\ x_i = (a_i / M_i) / \sum (a_i / M_i). \quad (2.20)$$

Средняя молярная масса смеси вычисляется по правилу аддитивности:

$$M = M_1 x_1 + M_2 x_2 + \dots + M_n x_n = \sum M_i x_i. \quad (2.21)$$

На основе закона Бойля — Мариотта было установлено, что парциальное давление компонентов газовой смеси равно произведению общего давления смеси на его молярную долю

$$p_i = p x_i. \quad (2.22)$$

Используя уравнение состояния, формулы перехода между составами смеси, закон Дальтона, можно получить основные уравнения для расчета смеси идеальных газов (табл. 2.1).

Примеры и задачи

Пример 2.5. Определить молярную массу и парциальное давление компонентов влажного воздуха при давлении 750 мм рт. ст. Принять молярный состав воздуха: $x(N_2) = 79\%$; $x(O_2) = 20,8\%$; $x(H_2O) = 0,2\%$.

Таблица 2.1

Основные уравнения для расчета смеси идеальных газов

Способ задания смеси	Молярная доля	Массовая доля
Доля	$x_i = N_i/N$	$a_i = m_i/m$
Формула перехода	$a_i = M_i x_i / \sum M_i x_i$	$x_i = (a_i / M_i) / \sum (a_i / M_i)$
Средняя молярная масса	$M = \sum M_i x_i$	$M = 1 / \sum (a_i / M_i)$
Плотность смеси	$\rho = \sum \rho_i x_i$	$\rho = 1 / \sum (a_i / p_i)$
Удельный объем смеси	$v = 1 / (\sum x_i / v_i)$	$v = \sum a_i v_i$
Парциальное давление компонента	$p_i = p x_i$	$p_i = \sum p a_i (M / M_i)$

Решение

Молярная масса воздуха

$$M = x(\text{N}_2) \cdot M(\text{N}_2) + x(\text{O}_2) \cdot M(\text{O}_2) + x(\text{H}_2\text{O}) \cdot M(\text{H}_2\text{O}) = (0,79 \cdot 28) + (0,208 \cdot 32) + (0,002 \cdot 18) = 28,81 \text{ кг/кмоль.}$$

Парциальное давление азота

$$p(\text{N}_2) = 750 \cdot 0,79 = 592,5 \text{ мм рт. ст.}$$

Парциальное давление кислорода

$$p(\text{O}_2) = 750 \cdot 0,208 = 156 \text{ мм рт. ст.}$$

Парциальное давление водяных паров

$$p(\text{H}_2\text{O}) = 750 \cdot 0,002 = 1,5 \text{ мм рт. ст.}$$

Пример 2.6. Молярный состав горючего газа имеет следующие значения: $x(\text{CO}) = 10\%$; $x(\text{H}_2) = 45\%$; $x(\text{CO}_2) = 4\%$; $x(\text{N}_2) = 2\%$; $x(\text{CH}_4) = 35\%$; $x(\text{C}_2\text{H}_4) = 4\%$. Определить массовый состав смеси, молярную массу и парциальные давления компонентов, если давление смеси равно 0,2 МПа.

Решение

Молярная масса смеси:

$$\begin{aligned} M &= x(\text{CO}) \cdot M(\text{CO}) + x(\text{H}_2) \cdot M(\text{H}_2) + x(\text{CO}_2) \cdot M(\text{CO}_2) + \\ &+ x(\text{N}_2) \cdot M(\text{N}_2) + x(\text{CH}_4) \cdot M(\text{CH}_4) + x(\text{C}_2\text{H}_4) \cdot M(\text{C}_2\text{H}_4) = \\ &= (0,1 \cdot 28) + (0,45 \cdot 2) + (0,04 \cdot 44) + (0,02 \cdot 28) + (0,35 \cdot 16) + (0,04 \cdot 28) = \\ &= 12,74 \text{ кг/кмоль.} \end{aligned}$$

Массовый состав смеси:

$$\begin{aligned} a(\text{CO}) &= x(\text{CO})(M(\text{CO})/M) = 0,1(28/12,74) = 0,22; \\ a(\text{H}_2) &= x(\text{H}_2)(M(\text{H}_2)/M) = 0,45(2/12,74) = 0,07; \\ a(\text{CO}_2) &= x(\text{CO}_2)(M(\text{CO}_2)/M) = 0,04(44/12,74) = 0,14; \\ a(\text{N}_2) &= x(\text{N}_2)(M(\text{N}_2)/M) = 0,02(28/12,74) = 0,04; \\ a(\text{CH}_4) &= x(\text{CH}_4)(M(\text{CH}_4)/M) = 0,35(16/12,74) = 0,44; \\ a(\text{C}_2\text{H}_4) &= x(\text{C}_2\text{H}_4)(M(\text{C}_2\text{H}_4)/M) = 0,04(28/12,74) = 0,08. \end{aligned}$$

Парциальные давления компонентов:

$$\begin{aligned} p(\text{CO}) &= p \cdot x(\text{CO}) = 0,2 \cdot 0,1 = 0,02 \text{ МПа;} \\ p(\text{H}_2) &= 0,2 \cdot 0,07 = 0,014 \text{ МПа;} \\ p(\text{CO}_2) &= 0,2 \cdot 0,14 = 0,028 \text{ МПа;} \\ p(\text{N}_2) &= 0,2 \cdot 0,04 = 0,008 \text{ МПа;} \\ p(\text{CH}_4) &= 0,2 \cdot 0,44 = 0,088 \text{ МПа;} \\ p(\text{C}_2\text{H}_4) &= 0,2 \cdot 0,08 = 0,016 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Задача 2.8. Смесь состоит из 5 кг O_2 и 3 кг CO_2 . Определить молярный и массовый состав смеси, среднюю молярную массу смеси.

Ответ: $a(\text{O}_2) = 0,625$, $a(\text{CO}_2) = 0,375$, $x(\text{O}_2) = 0,696$, $x(\text{CO}_2) = 0,304$, $M = 38,6 \text{ кг/кмоль.}$

Задача 2.9. Массовый состав сухих дымовых газов следующий: $a(\text{CO}) = 0,12$, $a(\text{O}_2) = 0,08$, $a(\text{N}_2) = 0,8$. Найти среднюю молярную массу смеси и парциальные давления компонентов, если общее давление смеси 750 мм рт. ст. Ответ дать в килопаскалях.

Ответ: $M = 29,6$ кг/кмоль, $p(\text{O}_2) = 79$ кПа, $p(\text{CO}_2) = 73$ кПа, $p(\text{N}_2) = 848$ кПа.

Задача 2.10. Найти массу 6 м^3 газа, массовый состав которого $a(\text{O}_2) = 0,4$, $a(\text{CO}_2) = 0,6$ при избыточном давлении $0,4$ МПа и температуре 300°C .

Ответ: $m = 2,4$ кг.

Задача 2.11. Атмосферный воздух по массовому составу имеет $a(\text{N}_2) = 0,75$, $a(\text{O}_2) = 0,23$, $a(\text{H}_2\text{O}) = 0,02$. Определить среднюю молярную массу воздуха, плотность и удельный объем при нормальных условиях.

Ответ: $M = 29,5$ кг/кмоль, $\rho = 1,32$ кг/м³, $v = 0,76$ м³/кг.

Контрольные вопросы

1. Что такое газовая смесь? 2. Запишите закон Дальтона. 3. Запишите уравнения массовой и молярной доли газовой смеси. 4. Запишите уравнение состояния компонента газовой смеси. 5. Запишите уравнение состояния газовой смеси. 6. Как определить парциальное давление компонента газовой смеси? 7. Как рассчитать среднюю молярную массу газовой смеси? 8. Приведите формулы, характеризующие состояние бинарной смеси. 9. Как рассчитать массу газовой смеси?

2.7. Термодинамический процесс

Если на термодинамическую систему оказать воздействие, то ее состояние будет меняться. Непрерывное изменение состояния термодинамической системы называется термодинамическим процессом. Процессы, протекающие в системе, можно разделить на прямые и обратные, равновесные и неравновесные.

Процессы расширения принято называть *прямыми* процессами, процессы сжатия — *обратными*.

Равновесными называются процессы, представляющие собой непрерывную последовательность равновесных состояний системы.

При протекании равновесного процесса изменение состояния происходит настолько медленно, что в каждый момент времени успевает установиться равновесие между системой и внешней средой.

Неравновесными называются процессы, при протекании которых система не находится в состоянии равновесия, т.е. в различных точках температура, плотность, концентрация и другие параметры имеют разные значения. Любой реальный процесс является в той или иной мере неравновесным. Неравновесность реального процесса объясняется тем, что он совершается с конечной скоростью и в рабочем теле не успевает установиться равновесное состояние.

Равновесные процессы можно изобразить графически в диаграммах состояния. Кривая процесса складывается из точек равновесного состояния рабочего тела. Кривая процесса подчиняется

функциональной зависимости между параметрами состояния, являющимися координатами диаграммы. Например, в p, T -диаграмме процесс, протекающий при постоянной температуре, будет изображаться вертикальной прямой (рис. 2.2).

Линия 1—2 отражает процесс повышения давления при постоянной температуре. Линия 2—1 — процесс снижения давления при $T = \text{const}$.

Равновесный процесс, в котором температура тела не меняется, называется *изотермическим*.

Если процесс протекает при постоянном давлении, то его называют *изобарным*. Изобарный процесс в p, T -диаграмме изображается горизонтальной линией (рис. 2.3).

Линия 1—2 отражает изобарный процесс, протекающий с ростом температуры, а линия 2—1 — с понижением. В последующих главах будут рассмотрены и другие термодинамические процессы.

Термодинамические процессы бывают обратимыми и необратимыми.

Обратимыми термодинамическими процессами называются процессы, которые в прямом (расширение) и обратном (сжатие) направлениях проходят через одни и те же точки равновесного состояния системы. В противном случае процессы являются термодинамически *необратимыми*.

Необратимость процессов, происходящих в реальных тепловых машинах, вызывается прежде всего конечной скоростью протекания процесса, наличием трения, тепловыми потерями в окружающее пространство.

Чтобы процесс был обратимым, необходимо выполнение двух условий: процесс должен быть равновесным; разность температур при любом теплообмене между рабочим телом и внешней средой должна быть в каждой точке процесса бесконечно малой.

Если не соблюдается первое условие, то процесс будет внутренне необратимым, если не соблюдается второе условие, то он явля-

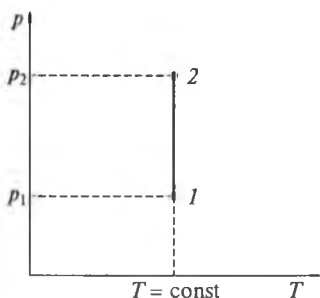


Рис. 2.2. Изотермический процесс в p, T -диаграмме

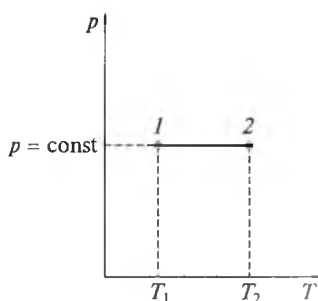


Рис. 2.3. Изобарный процесс в p, T -диаграмме

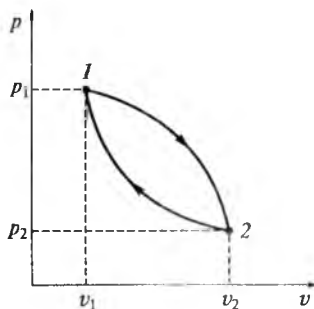


Рис. 2.4. Цикл рабочего тела в p, v -диаграмме

ется внешне необратимым. Обратимые процессы не вызывают в окружающей среде никаких изменений.

Чтобы процесс был обратимым, он должен протекать с бесконечно малой скоростью. Понятие об обратимом процессе (процессе без трения) является научной абстракцией. Все реальные процессы необратимы.

При исследовании необратимых процессов параметром состояния является время, в течение которого происходит изменение состояния системы.

Если рабочее тело, совершая термодинамический процесс, возвращается в начальное состояние, то оно совершает *круговой процесс*, или *цикл* (рис. 2.4).

Изменение параметров состояния в любом термодинамическом процессе не зависит от вида процесса, а зависит только от их начального и конечного значения. Например, изменение давления в процессе рассчитывается как $\Delta p = p_2 - p_1$, где p_1, p_2 — начальное и конечное давление рабочего тела. В термодинамическом цикле изменение параметров состояния системы равно нулю

$$\Delta p = \int dp = 0; \Delta T = \int_1^2 dT = 0 \text{ и т.д.}$$

Задачи

Задача 2.12. Построить в p, v -диаграмме изобарный процесс расширения газа. Начальные параметры газа $p = 0,2$ МПа, $v_1 = 0,1$ м³/кг. В результате расширения удельный объем газа увеличился в 5 раз.

Задача 2.13. Построить в p, T -диаграмме изотермический процесс ($T = 300$ К) с подводом теплоты, в результате чего давление газа увеличилось в 2 раза.

Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется термодинамическим? 2. Какие процессы называются прямыми, какие обратными? 3. В чем различие равновесных и неравновесных процессов? 4. Обратимые и необратимые процессы. С чем связана необратимость процесса? 5. Для чего изучаются термодинамические процессы? 6. Как определяется изменение параметров состояния в термодинамическом процессе? 7. Что называется термодинамическим циклом? 8. Чему равно изменение параметров состояния в цикле? 9. Какие процессы можно изображать в диаграммах состояния?

ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

3.1. Энергия термодинамической системы

Любое материальное тело в зависимости от его физической структуры обладает способностью к различным формам движения. Так, например, смесь газов может расширяться и сжиматься, гореть, поляризоваться в поле действия магнитных сил и т. д.

Современная философия определяет *энергию* как меру различных форм движения в процессах взаимного превращения одних форм движения в другие. Поэтому можно говорить о том, что различные виды энергии соответствуют различным формам движения.

Рабочее тело обладает запасом внутренней и внешней энергии. Под *внутренней энергией* понимают сумму кинетической энергии движения молекул и атомов, потенциальной энергии взаимодействия между молекулами, внутриядерной энергии, энергии электромагнитного излучения.

Внутренняя энергия не связана с положением системы в поле внешних сил и с движением самой системы относительно окружающей среды.

В технической термодинамике рассматриваются такие процессы, в которых происходит изменение только кинетической и потенциальной составляющих внутренней энергии. Поэтому в последующих главах под внутренней энергией будет пониматься сумма внутренней кинетической энергии движения молекул и атомов (энергия поступательного, вращательного движения, энергия внутримолекулярного колебания) и внутренней потенциальной энергии взаимодействия молекул

$$U = U_{\text{кин}} + U_{\text{пот}}. \quad (3.1)$$

Удельная величина внутренней энергии u , Дж/кг, является параметром состояния рабочего тела:

$$u = U/m, \quad (3.2)$$

где U — внутренняя энергия, Дж; m — масса тела, кг.

Каждому состоянию рабочего тела соответствует только одно значение внутренней энергии. Это означает, что внутренняя энергия представляет собой однозначную функцию состояния и запи-

сит от любых двух независимых параметров состояния $u = f_1(p, T)$; $u = f_2(p, v)$; $u = f_3(T, v)$.

Поэтому изменение внутренней энергии в термодинамическом процессе не зависит от характера процесса, а определяется начальным и конечным состоянием рабочего тела $\Delta u = u_2 - u_1$.

Математически это означает, что дифференциал du является полным дифференциалом заданных функций и может быть представлен равенствами:

$$\begin{aligned} du &= (\partial u / \partial T)_p dT + (\partial u / \partial p)_T dp; \\ du &= (\partial u / \partial p)_v dp + (\partial u / \partial v)_p dv; \\ du &= (\partial u / \partial T)_v dT + (\partial u / \partial v)_T dv. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Поскольку в идеальном газе отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, то его внутренняя энергия не зависит от объема $(\partial u / \partial v)_T = 0$ и от давления $(\partial u / \partial p)_T = 0$, а зависит только от температуры $(\partial u / \partial T)_p = (\partial u / \partial T)_v = du/dT$, т.е. в любом термодинамическом процессе изменения состояния идеального газа производная от изменения внутренней энергии по температуре является полной производной.

Изменение внутренней энергии в круговом процессе (цикле) равно:

$$\Delta u = \oint du = 0.$$

Поскольку задачей термодинамики является изучение процессов преобразования энергии, то чаще всего в расчетах определяется не абсолютное значение внутренней энергии, а ее изменение в термодинамических процессах. За начало отсчета можно принять произвольное нулевое состояние, например при $T = 273,15$ К. При этой температуре внутренняя энергия принимается равной нулю.

Внешняя энергия $E_{\text{вн}}$ рабочего тела обусловлена движением и наличием силового поля земного притяжения и равна сумме внешней кинетической энергии ($mw^2/2$) и внешней потенциальной энергии рабочего тела (внешней потенциальной энергии давления (mpv) (работа проталкивания) и внешней потенциальной энергии положения (mgz)):

$$E_{\text{вн}} = mw^2/2 + mpv + mgz, \quad (3.4)$$

где m — массовый расход рабочего тела, кг/с; w — скорость движения тела, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; z — геометрическая высота подъема рабочего тела над принятой поверхностью отсчета, м.

В удельных величинах (для единицы массы потока) внешняя энергия выражается как

$$e_{\text{вн}} = w^2/2 + pv + gz. \quad (3.5)$$

Закрытая термодинамическая система рассматривается как неподвижная в пространстве, поэтому она обладает запасом только внутренней энергии.

В открытой и проточной системах рабочее тело перемещается в пространстве, поэтому запас энергии складывается из внутренней и внешней энергии:

$$e = u + w^2/2 + pv + gz. \quad (3.6)$$

Сумма внутренней энергии и внешней потенциальной энергии давления называется *энтальпией*:

$$h = u + pv = u + p/\rho, \quad (3.7)$$

тогда $e = h + w^2/2 + gz$.

Энтальпия является функцией состояния и может быть представлена в виде зависимости от двух любых параметров состояния $h = f_1(p, T)$; $h = f_2(p, v)$; $h = f_3(T, v)$.

Изменение энтальпии в процессе не зависит от характера процесса, а определяется только начальным и конечным состояниями рабочего тела: $\Delta h = h_2 - h_1$.

Следовательно, изменение энтальпии dh является полным дифференциалом заданных функций

$$\begin{aligned} dh &= (\partial h/\partial T)_p dT + (\partial h/\partial p)_T dp; \\ dh &= (\partial h/\partial p)_v dp + (\partial h/\partial v)_p dv; \\ dh &= (\partial h/\partial T)_v dT + (\partial h/\partial v)_T dv. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Из уравнения (3.7) следует, что энтальпия идеального газа, так же как и внутренняя энергия, является функцией только температуры и не зависит от других параметров: $h = u + pv = u + (8314/M)T$.

Тогда $(\partial h/\partial p)_T dp = 0$, $(\partial h/\partial v)_T = 0$. Откуда $(\partial h/\partial T)_p = (\partial h/\partial T)_v = dh/dT$, т. е. в любом термодинамическом процессе изменения состояния идеального газа производная от изменения энтальпии по температуре будет полной производной.

Изменение энтальпии в цикле равно нулю: $\Delta h = \oint dh = 0$.

В термодинамике чаще определяется не абсолютное значение энтальпии, а ее изменение в термодинамическом процессе. За начало отсчета процесса можно принять состояние вещества при $T = 273,15 \text{ К}$ и $u = 0$. Тогда $h = u + pv = pv$.

Энтальпия как параметр состояния используется для теплотехнических расчетов. Значения энтальпии для газов, паров, жидкостей приводятся в справочной литературе. Энтальпия позволяет использовать графические методы при расчетах термодинамических процессов и циклов тепловых и холодильных установок.

Пример

Пример 3.1. Определить удельную внешнюю энергию потока воздуха при температуре 50°C и давлении $0,1\text{ МПа}$. Скорость воздуха $w = 10\text{ м/с}$. Воздух движется в воздуховоде, расположенном на высоте 4 м .

Решение

Плотность воздуха при $t = 50^\circ\text{C}$

$$\rho = \rho_0 (T_0/T) = 1,29 (273/323) = 1,09\text{ кг/м}^3.$$

Удельный объем воздуха

$$v = 1/\rho = 1/1,09 = 0,92\text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельная внешняя энергия

$$\begin{aligned} e &= w^2/2 + pv + gz = (10^2/2) + (10^5 \cdot 0,92) + (9,8 \cdot 4) = \\ &= 92\,089,2\text{ Дж/кг} = 92\text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Контрольные вопросы

1. Что понимается под внутренней энергией идеального и реального газа? 2. Какими параметрами состояния определяется внутренняя энергия идеального и реального газа? 3. Внутренняя энергия является функцией состояния или функцией процесса? 4. Чему равна внешняя энергия потока? 5. Как определяется удельная внешняя кинетическая энергия? 6. Как определяется удельная внешняя потенциальная энергия? 7. Что такое энтальпия? 8. Является ли энтальпия функцией состояния или функцией процесса? 9. Чему равна энергия закрытой системы? 10. Чему равна энергия открытой и проточной систем?

3.2. Теплота и работа

Техническая термодинамика рассматривает передачу энергии между телами двумя способами.

Первый способ обусловлен силовым воздействием одного тела на другое и выражается через механическую энергию (работу) L , Дж.

Работа — это энергия, связанная с изменением объема рабочего тела, с перемещением его во внешнем пространстве или с изменением его положения. Работа является макрофизической формой передачи энергии от одного тела к другому, она характеризуется направленным, упорядоченным движением молекул.

Второй способ передачи энергии осуществляется через тепловую энергию (теплоту) Q , Дж.

Теплота — часть внутренней энергии тела, которая передается другому телу, имеющему меньшую температуру. Теплота является микрофизической формой передачи энергии от одного тела к другому, характеризуется хаотическим тепловым движением молекул.

Процесс передачи теплоты от тела к телу называется теплообменом.

Обмен энергией между телами может происходить двумя способами одновременно, т.е. между ними может идти теплообмен и совершаться работа. Следует отметить, что теплота и работа в отличие от энергии рабочего тела не являются функциями его состояния, а зависят от вида процесса.

Теплота и работа выражают различные свойства энергии, проявляющиеся при обмене движением в различных формах. Поскольку движение молекул при передаче теплоты и совершении работы различно, то между теплотой и работой имеется принципиальное различие: все виды работы можно полностью перевести либо в теплоту, либо в другую форму работы. Преобразование теплоты в работу имеет теоретический предел, обусловленный вторым законом термодинамики. Часть теплоты всегда рассеивается в пространстве в виде теплопотерь.

В процессах преобразования энергии теплота в работу непосредственно не переходит, так как она представляет собой энергию микрочастиц, а работа есть энергия макротела. Подводимая теплота увеличивает энергию тела, которая затем преобразуется в работу. Например, в двигателях внутреннего сгорания теплота, выделяемая при сгорании топлива, повышает внутреннюю энергию газа, которая переходит в работу по изменению его объема. В газотурбинных установках топливо предварительно поступает в камеру сгорания, в которой образуются продукты сгорания. Обладая большим запасом энергии, продукты сгорания подаются на лопасти газовой турбины, где и происходит преобразование энергии газа в механическую работу вращения вала. В паротурбинной установке в котлоагрегате за счет теплоты сгорания топлива вода превращается в пар, который подается на лопасти паровой турбины, где энергия пара преобразовывается в механическую работу вращения вала.

Для того чтобы возник обмен энергией между телами, необходимо наличие разности потенциалов — движущей силы процесса. *Потенциалом* называется физическая величина, разные значения которой во взаимодействующих телах приводят к возникновению процесса. В процессах теплообмена движущей силой является разность температур тел, при совершении работы — разность давлений или плотностей. Процессы передачи энергии в естественных условиях протекают в направлении выравнивания потенциалов, т.е. теплота передается от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой, работа совершается телом с большим давлением. Если разность потенциалов станет равной нулю, то процесс передачи энергии прекратится.

Общее выражение для элементарного количества энергии взаимодействия (теплоты или работы) тел имеет вид:

$$dy = Pdx, \quad (3.9)$$

где P — потенциал процесса; dx — термодинамическая координата, показывающая направление взаимодействия.

Удельная энергия взаимодействия находится по формуле

$$y = \int_1^2 Pdx.$$

Расчет удельной работы и теплоты можно провести аналитически или графически.

Для вывода уравнения удельной работы газа при его расширении рассмотрим частный случай — получение работы в равновесном процессе.

В этом случае потенциал должен быть бесконечно мал, чтобы обеспечить предельно малую скорость процесса.

Предположим, что в цилиндре находится 1 кг газа при давлении p_1 и удельном объеме v_1 . При повышении внутренней энергии газ будет расширяться и перемещать поршень от положения 1 в положение 2 (рис. 3.1). Сила, действующая на поршень, равна pF , где F — площадь поршня.

Элементарная работа газа на участке dx : $dI = pFdx$, где dx — длина перемещения поршня.

Так как $Fdx = dv$, то

$$dI = p dv. \quad (3.10)$$

Удельная работа газа в изобарном процессе расширения находится из выражения

$$I = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1).$$

Удельная работа расширения газа в любом термодинамическом процессе рассчитывается по формуле:

$$I = \int_1^2 p dv. \quad (3.11)$$

Потенциалом (движущей силой) процесса является давление газа p , термодинамической координатой — изменение удельного объема dv .

Термодинамическая координата характеризует направление протекания процесса: если $dv > 0$, то протекает процесс расширения, в котором газ совершает работу по изменению объема, $dI > 0$; если $dv < 0$, то идет процесс сжатия, работа совершается над

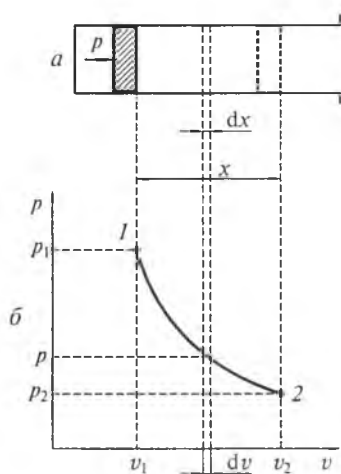


Рис. 3.1. Перемещение поршня при повышении внутренней энергии газа (а) и процесс расширения газа в p, v -диаграмме (б)

газом, $dl < 0$; если $dv = 0$, то процесс является изохорным ($v = \text{const}$) и работа не совершается, $dl = 0$.

Графически удельную работу газа по изменению объема можно определить с помощью p, v -диаграммы.

Поскольку работа по изменению объема является функцией процесса, то ее величина определяется функциональной зависимостью между p и v .

Изобразим в p, v -диаграмме термодинамический процесс расширения 1—2 (рис. 3.2).

Удельная работа расширения будет равна площади 1—2— v_2 — v_1 —1 под кривой процесса с учетом масштаба координат диаграммы. Как видно из рис. 3.2, величина удельной работы зависит от вида процесса. При одинаковых начальных и конечных состояниях газа можно получить различные значения l . Следовательно, работа l не является функцией состояния, а ее дифференциал не является полным дифференциалом.

Работа по изменению объема совершается закрытой термодинамической системой, например процессы расширения и сжатия в двигателях внутреннего сгорания.

В закрытой термодинамической системе кроме работы, связанной с изменением объема, могут совершаться и другие виды работы, например в аппаратах с мешалками, где происходит изменение внешней кинетической энергии рабочего тела.

Рассмотрим работу теплового двигателя (рис. 3.3), в который поступает газ с параметрами p_1, v_1, T_1 и скоростью w_1 . Ось входного канала расположена на высоте z_1 от уровня отсчета. После преобразования энергии газ с параметрами p_2, v_2, T_2 и скоростью w_2 уходит через выходной канал. Геометрическая высота оси выходного канала равна z_2 .

В открытой системе работа по изменению объема расходуется на работу проталкивания (на преодоление действия внешних сил); на техническую работу, например, на работу по вращению вала; на изменение внешней кинетической энергии и внешней потенциальной энергии положения.

В дифференциальной форме работа открытой системы записывается следующим образом

$$pdv = d(pv) + dl_{\text{тех}} + wdw + gdz = pdv + vdp + dl_{\text{тех}} + wdw + gdz,$$

тогда

$$-vdp = dl_{\text{тех}} + wdw + gdz.$$

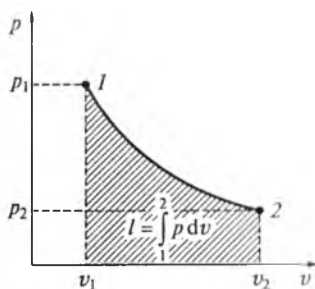


Рис. 3.2. Термодинамический процесс расширения газа

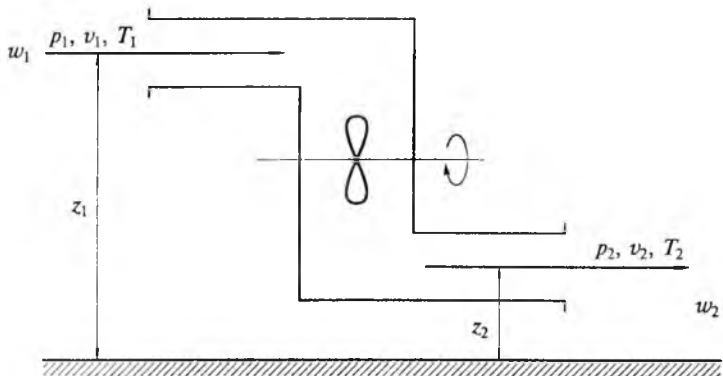


Рис. 3.3. Схема работы теплового двигателя

где $p dv$ — работа по изменению объема системы; $d(pv)$ — работа по преодолению внешних сил; $dl_{\text{тех}}$ — техническая работа потока; $w dw$ — изменение внешней кинетической энергии потока; $g dz$ — изменение внешней потенциальной энергии положения.

Работа открытой системы (располагаемая работа)

$$dl_p = -v dp = dl_{\text{тех}} + w dw + g dz. \quad (3.13)$$

В проточной системе, в которой техническая работа не совершается,

$$dl_p = -v dp = w dw + g dz. \quad (3.14)$$

Если поток идет по горизонтальному каналу, то

$$dl_p = -v dp = w dw. \quad (3.15)$$

Из данного выражения следует, что с ростом скорости потока его давление падает, и наоборот.

В необратимых неравновесных процессах часть работы по изменению объема расходуется на преодоление трения на стенках канала и тогда

$$dl_p = dl_{\text{тех}} + w dw + g dz + dl_{\text{тр}},$$

где $dl_{\text{тр}}$ — работа трения.

В выражении (3.13) удельный объем v рассматривается как потенциал процесса, а изменение давления dp — как термодинамическая координата, характеризующая направление процесса.

Если $dp > 0$, то давление растет (совершается работа над газом), располагаемая работа отрицательна, $dl_p < 0$.

Если $dp < 0$, то давление падает, газ совершает располагаемую работу, $dl_p > 0$.

Если $dp = 0$, то в изобарном процессе ($p = \text{const}$) $dl_p = 0$.

Располагаемая работа совершается открытой системой.

Графически удельную располагаемую работу можно определить с помощью p, v -диаграммы (рис. 3.4).

Изобразим в p, v -диаграмме термодинамический процесс 1—2, в котором газ совершает располагаемую работу.

Удельная располагаемая работа l_p будет равна площади 1—2— p_2 — p_1 —1 под кривой процесса с учетом масштаба координат диаграммы.

Как видно из p, v -диаграммы состояния, величина удельной располагаемой работы зависит от вида процесса, в котором она происходит.

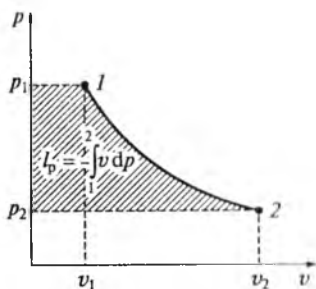


Рис. 3.4. Графическое определение располагаемой работы газа

Примеры и задачи

Пример 3.2 В изобарном процессе расширения, протекающим при $p = 0,3$ МПа, определить аналитически и графически удельную работу газа по изменению объема, если удельный объем газа меняется от 0,1 до $0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Решение

Удельная работа расширения

$$l = p(v_2 - v_1) = 0,3 \cdot 10^6 (0,8 - 0,1) = 0,21 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг} = \\ = 210 \text{ кДж/кг} = 0,21 \text{ МДж/кг}.$$

Удельная работа расширения, определяемая с помощью p, v -диаграммы,

$$l_{\text{граф}} = S m_p m_v,$$

где S — площадь под линией процесса, мм^2 ; m_p — масштаб по оси давления, кПа/мм ; m_v — масштаб по оси удельного объема, $(\text{м}^3/\text{кг})/\text{мм}$;

$$l \approx l_{\text{граф}}.$$

Пример 3.3. Определить удельную располагаемую работу сжатия в изохорном процессе с $v = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$, если давление воздуха повышается от 0,09 до 1,0 МПа.

Решение

$$l_p = v(p_2 - p_1) = 0,5 (1,0 - 0,09) = 0,455 \text{ МДж/кг}.$$

Задача 3.1. Воздух объемом 5 м^3 нагревают при постоянном давлении. Начальные параметры воздуха $p_1 = 0,5$ МПа, $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Нагревание производится до $t_2 = 120^\circ\text{C}$. Найти количество подведенной теплоты, считая теплоемкость величиной постоянной.

Ответ: $Q = 3600 \text{ кДж}$.

Задача 3.2. Азот объемом 20 м^3 охлаждают от 400 до 100°C . Найти отданную теплоту, если охлаждение происходит при постоянном давлении.

Ответ: $Q = -3936 \text{ кДж}$.

1. Теплота и работа — формы передачи энергии между термодинамической системой и внешней средой. Какая разница между этими формами энергии? 2. Являются ли теплота и работа функциями состояния или функциями процесса? 3. Какая работа совершается закрытой системой? Как она определяется аналитически? 4. Какая работа совершается открытой системой? Как она определяется аналитически? 5. Как с помощью p, v -диаграммы состояния графическим методом определить удельную работу по изменению объема и удельную располагаемую работу.

3.3. Энтропия

Энтропия является одним из важнейших параметров состояния тела, который играет большую роль в расчетах термодинамических процессов. Непосредственно измерить энтропию невозможно. Она определяется только расчетом с помощью дифференциальных уравнений термодинамики по известным значениям других термодинамических свойств. Как правило, при расчете определяется изменение энтропии в процессе $\Delta s = s_2 - s_1$.

Удельная энтропия s , Дж/(кг · К), так же как и удельная внутренняя энергия и удельная энтальпия, является функцией состояния: $s = f_1(p, T)$; $s = f_2(p, v)$; $s = f_3(T, v)$.

Полные дифференциалы энтропии имеют вид:

$$\begin{aligned} ds &= (\partial s / \partial p)_T dp + (\partial s / \partial T)_p dT; \\ ds &= (\partial s / \partial p)_v dp + (\partial s / \partial v)_p dv; \\ ds &= (\partial s / \partial T)_v dT + (\partial s / \partial v)_T dv. \end{aligned} \tag{3.16}$$

В технической термодинамике роль энтропии определяется тем, что ее изменение в любом обратимом термодинамическом процессе, протекающем без трения, является свидетельством наличия теплообмена между рабочим телом и внешней средой, т.е. ds является термодинамической координатой процесса теплообмена.

Если $ds > 0$, то теплота подводится к рабочему телу, $dq > 0$.

Если $ds < 0$, то теплота отводится от рабочего тела во внешнюю среду, $dq < 0$.

Если $ds = 0$, то теплообмен отсутствует (адиабатная система), $dq = 0$.

В необратимом адиабатном процессе работа трения $l_{тр}$ переходит в теплоту трения $q_{тр}$ и энтропия вырастает, т.е. $\Delta s'' > 0$. Чем больше необратимость процесса, тем больше изменение энтропии, а в обратимом адиабатном процессе $\Delta s^o = 0$.

Достижение максимального значения энтропии в данном процессе свидетельствует об установлении в системе тел состояния

равновесия и невозможности проведения процессов преобразования энергии.

Элементарное количество теплоты можно выразить уравнением

$$dq = Tds, \quad (3.17)$$

где T — потенциал процесса; ds — термодинамическая координата.

Удельная теплота находится по формуле

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (3.18)$$

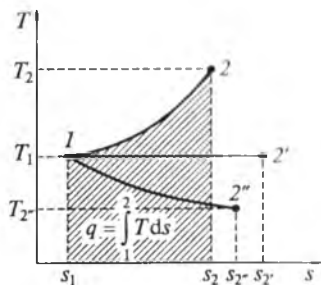


Рис. 3.5. Графическое определение удельной теплоты газа

Графически удельную теплоту можно определить по T,s -диаграмме (рис. 3.5). Ее величина равна площади $1-2-s_2-s_1-1$ под кривой процесса $1-2$ с учетом масштаба координат.

Следует отметить, что процессы подвода теплоты идут с ростом энтропии при увеличении температуры тела (процесс $1-2$), при постоянной температуре $T = \text{const}$ (процесс $1-2'$), при уменьшении температуры (процесс $1-2''$). В последнем случае количества теплоты недостаточно, чтобы повысить температуру тела.

Энтропия — фундаментальное физическое понятие. Ее связь с количеством теплоты, температурой и другими термодинамическими величинами достаточно изучена.

Однако техническая термодинамика никак не связывает энтропию со строением вещества. Статистическая физика раскрывает сущность энтропии глубже: энтропия понимается как «мера беспорядка» в системах атомов, электронов, фотонов и других частиц тела.

В твердом теле молекулы только колеблются около средних равновесных положений. При подводе теплоты твердое тело переходит в жидкость, при этом происходит медленное перемещение молекул и их колебание внутри малых объемов (энтропия тела возрастает). При дальнейшем нагреве тела жидкость преобразуется в пар. Молекулы пара движутся беспорядочно, хаотично и энтропия растет.

Пример

Пример 3.4. Определить аналитически и графически удельную теплоту, подводимую к газу в изотермическом процессе ($t = 70^\circ\text{C}$), если его энтропия меняется от 3 до 6 кДж/(кг · К).

Решение

Удельная теплота

$$q_a = q_{1p};$$

$$q_a = T(s_2 - s_1) = (70 + 273)(6 - 3) = 1\,029 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{1p} = S m_T m_s,$$

где S — площадь под кривой процесса, мм^2 ; m_T — масштаб по оси температуры, К/мм ; m_s — масштаб по оси энтропии, $(\text{кДж/кг} \cdot \text{К})/\text{мм}$.

Контрольные вопросы

1. Что называется энтропией? 2. От каких параметров состояния зависит величина энтропии? 3. Как находится приращение энтропии в термодинамическом процессе? 4. Что характеризует приращение энтропии в термодинамическом процессе? 5. Как с помощью T,s -диаграммы определить удельную теплоту, участвующую в процессе?

3.4. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем закона сохранения и превращения энергии применительно к термодинамическим процессам, протекающим в тепловых установках.

Для произвольной термодинамической системы первый закон термодинамики может быть сформулирован следующим образом: изменение энергии термодинамической системы равно алгебраической сумме внешних воздействий. Под внешними воздействиями в технической термодинамике понимаются теплота и работа. Следует напомнить, что подводимая к системе теплота считается положительной, а работа внешних сил — отрицательной.

Поскольку в разных системах выполняется разная работа и запас энергии тела различный, то выражение первого закона термодинамики различно для закрытой, открытой и проточной систем.

Закрытая термодинамическая система. Первый закон термодинамики для закрытой термодинамической системы формулируется так: внутренняя энергия рабочего тела в закрытой системе может быть изменена за счет подвода теплоты и работы сжатия:

$$u_2 - u_1 = q + (-l) \quad (3.19)$$

или

$$q = (u_2 - u_1) + l, \quad (3.20)$$

т.е. теплота, подводимая к рабочему телу в закрытой системе, расходуется на изменение его внутренней энергии и совершение работы расширения.

В адиабатных системах ($q = 0$)

$$u_2 - u_1 = (-l). \quad (3.21)$$

Открытая термодинамическая система. Первый закон термодинамики для открытой системы можно сформулировать так: энер-

гия открытой системы, равная сумме внутренней и внешней энергии, может быть изменена за счет подводимой к рабочему телу теплоты и работы сжатия

$$(u_2 - u_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + g(z_2 - z_1) = q + (-l). \quad (3.22)$$

Для потока, совершающего техническую работу (работу на валу) $l_{\text{тех}}$, первый закон термодинамики имеет вид

$$q = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{\text{тех}}. \quad (3.23)$$

В этом случае первый закон формулируется так: теплота, подводимая к открытой системе, расходуется на изменение энергии рабочего тела и на совершение им технической работы.

Так как удельная энтальпия $h = u + p v$, то уравнение (3.23) будет иметь вид

$$q = (h_2 - h_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{\text{тех}}. \quad (3.24)$$

Для открытой системы $l_p = -\int_1^2 v dp$ или

$$l_p = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{\text{тех}}, \quad (3.25)$$

т. е. располагаемая работа является суммой внешней кинетической энергии, внешней потенциальной энергии положения и технической работы.

Тогда

$$l_p = -\int_1^2 v dp = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{\text{тех}}. \quad (3.26)$$

Для адиабатной системы ($q = 0$)

$$h_1 - h_2 = l_p. \quad (3.27)$$

Проточная термодинамическая система. Первый закон термодинамики для тела, не совершающего техническую работу: энергия проточной системы, равная сумме внутренней и внешней энергии, может быть изменена за счет подводимой теплоты:

$$(u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) = q, \quad (3.28)$$

или

$$(h_2 - h_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) = q. \quad (3.29)$$

Для проточной системы располагаемая работа равна

$$l_p = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) = -\int_1^2 v dp. \quad (3.30)$$

Тогда

$$q = (h_2 - h_1) + l_p. \quad (3.31)$$

Для адиабатной системы ($q = 0$):

$$(h_1 - h_2) = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) = - \int_1^2 v dp. \quad (3.32)$$

В табл. 3.1 приведены выражения первого закона термодинамики в дифференциальной форме.

Уравнения (3.19), (3.22), (3.28) справедливы для процессов, протекающих без трения. Если процесс идет с трением, то теплота, подводимая к системе, равна сумме теплоты q , получаемой извне, и теплоты трения $q_{тр}$. В этом случае выражения первого закона термодинамики имеют вид соответственно для закрытой, открытой и проточной систем:

$$q + q_{тр} = (u_2 - u_1) + l, \quad (3.33)$$

$$q + q_{тр} = (h_2 - h_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{тех} + l_{тр}, \quad (3.34)$$

$$q + q_{тр} = (h_2 - h_1) + (w_2^2 - w_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + l_{тр}. \quad (3.35)$$

Поскольку $l_{тр}$ является частью работы расширения l , то в (3.33) величина $q_{тр}$ сохраняется. В уравнениях (3.34) и (3.35) $l_{тр} = q_{тр}$, поэтому выражения первого закона термодинамики для открытой и проточной систем одинаковы как для процессов, идущих с трением, так и для процессов, осуществляемых без трения.

Применить первый закон термодинамики для анализа работы тепловых установок можно следующим образом.

Рассмотрим машину, совершающую техническую работу. Для идеализации процесса примем, что изменение внешней кинетической энергии на входе и выходе из машины мало, также мало по сравнению с другими членами уравнения изменение внешней потенциальной энергии положения.

Тогда, первый закон термодинамики для тепловой машины запишем в виде $q = h_2 - h_1 + l_{тех}$.

Таблица 3.1

Первый закон термодинамики

Термодинамическая система	Первый закон термодинамики
Закрытая	$dq = du + dl = du + p dv$
Открытая	$dq = dh + dl_p = dh + w dw + g dz + dl_{тех} = dh - v dp$
Проточная	$dq = dh + dl_p = dh + w dw + g dz = dh - v dp$

Теплота в балансе энергий играет незначительную роль, поскольку она не подводится к рабочему телу извне. Если пренебречь теплопотерями во внешнюю среду, то получим $l_{\text{тех}} = h_1 - h_2$.

Следовательно, техническая работа может быть получена за счет уменьшения энергии рабочего тела. Чем больше энтальпия перед началом процесса преобразования энергии, тем больше будет величина технической работы.

Примеры

Пример 3.5. Определить удельную техническую работу в адиабатном процессе расширения газа. При расширении температура газа снижается от 300 до 100 °С, а скорость газа уменьшается от 30 до 10 м/с. Внешняя потенциальная энергия положения не меняется. Средняя теплоемкость газа $c_p = 1,3$ кДж/(кг · К).

Решение

Удельная техническая работа

$$\begin{aligned} l_{\text{тех}} &= (h_1 - h_2) + 0,5(w_1^2 - w_2^2) = c_p(t_1 - t_2) + 0,5(w_1^2 - w_2^2) = \\ &= 1,3 (300 - 100) + 0,5 (30^2 - 10^2) = 660 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Пример 3.6. Сколько теплоты нужно подвести к 5 000 м³/ч воздуха, чтобы его температура повысилась от 20 до 120 °С. Внешняя кинетическая и потенциальная энергия положения потока постоянна.

Решение

Тепловой поток

$$\begin{aligned} Q &= m(h_2 - h_1) = mc_p(t_2 - t_1) = V\rho c_p(t_2 - t_1) = \\ &= (5\,000/3\,600)1,02 \cdot 1,0(120 - 20) = 141,6 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Контрольные вопросы

1. Какие формы энергии являются функциями состояния термодинамической системы, а какие — формами передачи энергии? 2. Сформулируйте и запишите аналитическое выражение первого закона термодинамики для закрытой термодинамической системы. 3. Сформулируйте и запишите аналитическое выражение первого закона термодинамики для открытой термодинамической системы. 4. Сформулируйте и запишите аналитическое выражение первого закона термодинамики для потока. 5. Что такое энтальпия? От каких параметров состояния зависит ее величина? Какой физический смысл имеет энтальпия? 6. Как учитывается необратимость процессов преобразования энергии в выражении первого закона термодинамики для закрытых систем? 7. Как учитывается необратимость процессов преобразования энергии в выражении первого закона термодинамики для открытых систем? 8. За счет чего можно повысить внутреннюю энергию системы? 9. Какие виды работы совершаются в открытой системе? 10. Практическое использование первого закона термодинамики.

3.5. Второй закон термодинамики

Если первый закон термодинамики устанавливает количественное соотношение между теплотой и работой, то второй закон говорит об условии возникновения термодинамического процесса, границ его совершения, направлении процесса.

Для возникновения процесса нужна движущая сила — разность потенциалов.

Процесс идет в направлении выравнивания потенциалов. Если потенциалы тел становятся равными, то процесс прекращается.

Второй закон термодинамики, так же как и первый, получен на основе опытов. Его формулировки даны в виде постулатов, выведенных одновременно Р. Клаузиусом и У. Томсоном.

Объединяя постулаты Клаузиуса и Томсона, можно сформулировать следующее положение, составляющее по своей сути содержание *второго закона термодинамики* в общей форме: если в заданной системе какие-либо процессы могут протекать самопроизвольно, то обратные по отношению к ним процессы возможны лишь при условии определенных компенсирующих изменений состояния системы, протекать самопроизвольно они не могут. Другими словами, все самопроизвольные процессы необратимы.

На статистический, относительный характер второго закона термодинамики указал С. Больцман. Он сформулировал второй закон термодинамики следующим образом: всякое изменение состояния системы происходит самопроизвольно только в том направлении, при котором может иметь место переход частей системы от менее вероятного к более вероятному распределению.

Являясь статистическим законом, второй закон термодинамики справедлив для системы, в состав которой входит большое число частиц.

Если система состоит из небольшого количества частиц, то в ней могут быть некоторые отклонения от второго закона термодинамики.

Рассмотрим изолированную систему, находящуюся в неравновесном состоянии. За счет разных температур и давлений в ее частях начинаются самопроизвольные необратимые процессы выравнивания потенциалов. Давление в системе выравнивается быстрее, чем температура, поэтому будем считать, что неравновесность системы определяется разностью температур в ее частях.

Примем, что в системе имеются две части с температурами T_1 и T_2 , причем $T_1 > T_2$. При разности температур частей системы между ними будет идти теплообмен. Энтропия первой части системы с температурой T_1 будет уменьшаться на величину $\Delta S_1 = -Q/T_1$, а энтропия второй части системы будет увеличиваться на величину $\Delta S_2 = Q/T_2$.

Суммарное изменение энтропии системы

$$\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = Q(1/T_2 - 1/T_1).$$

Поскольку температура T_1 больше температуры T_2 , суммарное изменение энтропии будет положительным.

Когда изолированная неравновесная система перейдет в состояние равновесия, то в ней прекратятся самопроизвольные необратимые процессы, а энтропия системы достигнет максимума. Изолированная система в состоянии равновесия не способна к самопроизвольному изменению своего состояния.

Таким образом, условие внутреннего равновесия системы может быть выражено аналитически $ds = 0$.

Данное выражение свидетельствует о том, что энтропия является таким параметром состояния, который отражает не только качественно, но и количественно ограничения, накладываемые на тепловые процессы вторым законом термодинамики.

В общем виде эти ограничения можно записать как

$$ds \geq dq/T. \quad (3.36)$$

Для неизолированных систем знак равенства в (3.36) соответствует протекающим обратимым процессам, а знак неравенства относится к протекающим необратимым процессам. Если система изолирована, то внешний подвод теплоты через границу системы отсутствует ($dq = 0$) и выражение (3.36) будет иметь вид $ds \geq 0$, где знак равенства относится к обратимым, а знак неравенства к необратимым процессам.

Аналитическому выражению второго закона термодинамики можно придать вид $Tds \geq dq$.

Выражая элементарное количество теплоты из первого закона термодинамики, приходим к уравнению

$$Tds \geq du + dl. \quad (3.37)$$

Данное уравнение является объединенным аналитическим выражением первого и второго законов термодинамики для любого термодинамического процесса.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается сущность второго закона термодинамики для термодинамических процессов? 2. Назовите условие, при котором возникает термодинамический процесс. 3. В каком направлении протекают термодинамические процессы? 4. Когда термодинамические процессы прекращаются? 5. Чему равно изменение энтропии в обратимых и необратимых процессах?

3.6. Теплоемкость

Теплоемкостью тела называется количество теплоты, необходимое для нагрева тела на один градус. В теплотехнических расчетах в основном используется удельная массовая теплоемкость c , Дж/(кг·К), равная количеству теплоты, необходимому для нагрева 1 кг тела на 1 К:

$$c = Q/(m\Delta T), \quad (3.38)$$

где Q — теплота, Дж; m — масса, кг; ΔT — изменение температуры, К.

Величина теплоемкости зависит от природы вещества, температуры, давления, характера процесса.

Зависимость теплоемкости реального газа от температуры выражается полиномом степени

$$c_t = \alpha_0 + \alpha_1 t + \alpha_2 t^2 + \alpha_3 t^3, \quad (3.39)$$

где α_0 — теплоемкость газа при $t = 0^\circ\text{C}$; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — коэффициенты полинома.

Графически температурная зависимость теплоемкости приведена на рис. 3.6. Для каждого газа кривая температурной зависимости теплоемкости своя.

Как видно из графика, каждому значению температуры соответствует свое значение теплоемкости. Например, при температуре t_1 величина теплоемкости равна c_1 , при температуре t_2 — c_2 .

Если термодинамический процесс протекает в диапазоне температур $t_1 - t_2$, то в расчетах используют *среднее значение теплоемкости* $c_{\text{ср}} = 0,5(c_1 + c_2)$, соответствующее средней температуре процесса $t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2)$.

Удельное количество теплоты q , Дж/кг, подводимое к газу в процессе его нагрева от температуры t_1 до температуры t_2 , можно рассчитать по уравнению

$$q = c(t_2 - t_1). \quad (3.40)$$

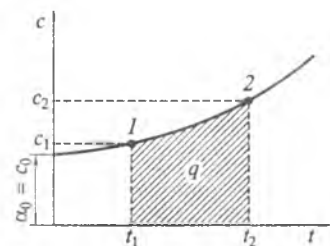
Графически удельное количество теплоты выражается площадью 1—2— t_2 — t_1 под кривой 1—2 с учетом масштаба координат c, t -диаграммы.

Истинной теплоемкостью $c_{\text{и}}$ называется отношение элементарного количества теплоты, сообщаемой телу в каком-либо процессе, к бесконечно малой разности температур:

$$c_{\text{и}} = dq/dT. \quad (3.41)$$

Рис. 3.6. Зависимость теплоемкости газа от температуры

Отсюда уравнение для расчета элементарного количества теплоты:



$$dq = c_n dT. \quad (3.42)$$

Согласно классической кинетической теории теплоемкость идеального газа не зависит от температуры, а зависит от числа степеней свободы молекул. Такое положение подтверждается экспериментальными данными при температурах близких к 20 °С. В областях низких или достаточно высоких температур имеются существенные расхождения в теоретических расчетах и опытных данных.

Подвод теплоты к рабочему телу в тепловых установках может осуществляться при разных условиях, например при постоянном объеме, постоянном давлении и др.

В зависимости от процесса расход теплоты на нагрев 1 кг газа на 1 К будет различным.

Наиболее важную роль в термодинамических расчетах играют изохорная и изобарная теплоемкости. *Изохорная теплоемкость* c_v используется при расчетах процессов, идущих при постоянном объеме ($v = \text{const}$), *изобарная теплоемкость* c_p — при расчетах процессов, протекающих при постоянном давлении ($p = \text{const}$):

$$c_v = (dq/dT)_v, \quad c_p = (dq/dT)_p. \quad (3.43)$$

Соотношение между изобарной и изохорной теплоемкостями можно установить из первого закона термодинамики $dq = du + pdv = dh - vdp$;

для изохорного процесса $dq_v = du$;

для изобарного процесса $dq_p = du + pdv = dh$.

Отсюда выражения для теплоемкостей имеют вид: $c_v = (dq/dT)_v = (du/dT)_v$, $c_p = (dq/dT)_p = (dh/dT)_p$.

Внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры, следовательно

$$c_v = du/dT. \quad (3.44)$$

На основании формулы (3.44) можно получить выражение для расчета изменения удельной внутренней энергии газа в изохорном процессе

$$du = c_v dT. \quad (3.45)$$

Интегрируя полученное выражение в пределах температур начала 1 и окончания 2 процесса, получим

$$\Delta u = \int_1^2 c_v dT. \quad (3.46)$$

Поскольку величина теплоемкости идеального газа принимается не зависящей от температуры, то выражение (3.46) упрощается:

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1). \quad (3.47)$$

Так как внутренняя энергия является функцией состояния и ее изменение не зависит от характера процесса, полученное уравнение справедливо для любого термодинамического процесса.

Для изобарного процесса из уравнения (2.6) имеем

$$dv = (8\,314/(Mp))dT.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение первого закона термодинамики для закрытой системы из табл. 3.1, получим

$$\begin{aligned} dq_p &= du + pdv = c_v dT + p(8\,314/(Mp))dT = \\ &= c_v dT + (8\,314/M)dT = c_p dT. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Откуда следует

$$c_p = c_v + 8\,314/M. \quad (3.49)$$

Полученное выражение называется уравнением Майера.

Умножая обе части уравнения Майера на молярную массу M , кг/кмоль, получаем уравнение для молярных теплоемкостей

$$Mc_p = Mc_v + 8\,314. \quad (3.50)$$

Для реальных газов

$$c_p - c_v > 8\,314/M \text{ и } Mc_p - Mc_v > 8\,314, \quad (3.51)$$

поскольку при расширении реального газа при $p = \text{const}$ совершается работа не только против внешних сил, но и против сил взаимодействия между молекулами, что вызывает дополнительный расход теплоты.

В термодинамике часто используется показатель адиабаты k , равный отношению теплоемкостей c_p и c_v :

$$k = c_p/c_v = Mc_p/Mc_v. \quad (3.52)$$

Для идеального газа согласно кинетической теории газов величина k определяется числом степеней свободы молекул: $k = ((i + 2)/2)(8\,314/M)$, где i — число степеней свободы молекул.

Значения показателя k : для одноатомного газа $k \approx 1,66$; для двухатомного газа $k \approx 1,4$; для трех- и многоатомных газов $k \approx 1,33$.

Из уравнения Майера (3.49) для идеальных газов получим:

$$c_v = 8\,314/(M(k - 1)), \quad c_p = 8\,314k/(M(k - 1)). \quad (3.53)$$

Аналогичные соотношения запишем для молярных теплоемкостей $Mc_v = 8\,314/(k - 1)$; $Mc_p = 8\,314k/(k - 1)$.

При теплотехнических расчетах значение теплоемкости различных веществ, в том числе и газов, определяется по таблицам теплофизических свойств в зависимости от давления и температуры.

Значения теплоемкостей газов могут быть рассчитаны по зависимости Эйнштейна

$$c_v = ((3 + i_b)/2)(8\,314/M) + \sum_1^{i_k} (\theta/T)^2 (e^{-\theta/T} / (e^{-\theta/T} - 1)^2) (8\,314/M),$$

где i_b — число степеней свободы поступательного и вращательного движения молекул; i_k — число степеней свободы колебательного движения молекул; θ — характеристическая температура внутримолекулярного колебательного движения молекул, пропорциональная частоте внутримолекулярных колебаний.

Выражение $((3 + i_b)/2)(8\,314/M)$ уравнения Эйнштейна дает постоянное, не зависящее от температуры, приближенное значение теплоемкости, которое учитывает только энергию поступательного и вращательного движения молекул.

Второй член уравнения Эйнштейна вычисляется на основе экспериментальных спектроскопических данных и учитывает энергию внутримолекулярных колебаний.

Теплоемкость для некоторых газов при $t = 0^\circ\text{C}$ и $p \rightarrow 0$ приведена в табл. 3.2.

В теплофизических таблицах значения теплоемкостей в зависимости от температуры даны с интервалом $\Delta t^\circ\text{C}$. Теплоемкости для температур, не кратных $\Delta t^\circ\text{C}$, находят путем интерполяции.

В некоторых случаях необходимо определить среднюю теплоемкость в диапазоне температур от t_1 до t_2 , тогда как в табл. 3.2 приведены значения теплоемкости в диапазоне от 0 до t . Для пересчета теплоемкости можно использовать формулу $c_{t_1}^{t_2} = (c_0^2 t_2 - c_0^1 t_1) / (t_2 - t_1)$.

Теплоемкость смеси идеальных газов рассчитывается по правилу аддитивности:

$$c = c_1 a_1 + c_2 a_2 + \dots + c_n a_n = \sum c_i a_i, \quad (3.54)$$

где c_1, c_2, c_n, c_i — теплоемкости отдельных газов; a_1, a_2, a_n, a_i — массовые доли компонентов.

Таблица 3.2

Теплоемкость некоторых газов

Газ	Химическая формула	Теплоемкость				$k = c_p/c_v$
		Массовая, кДж/(кг · К)		Молярная, кДж/(кмоль · К)		
		c_p	c_v	Mc_p	Mc_v	
Гелий	He	5,24	3,16	20,93	12,6	1,66
Водород	H ₂	14,2	10,07	28,62	20,30	1,41
Воздух	—	1,0	0,71	29,07	20,76	1,4
Метан	CH ₄	2,16	1,64	34,74	26,42	1,31
Аммиак	NH ₃	2,05	1,56	35,0	26,67	1,31

Величина теплоемкости используется при расчете количества теплоты, идущей либо на нагрев тела, либо отбираемой от него в процессе охлаждения.

Из формулы (3.38) следует:

$$Q = mc(t_2 - t_1) = V\rho c(t_2 - t_1). \quad (3.55)$$

Если количество вещества задано массовым m , кг/с, или объемным V , м³/с, расходами, то тепловой поток Q , Вт, будет рассчитываться по тем же формулам, что и для вещества, заданного массой m , кг, или объемом V , м³.

Примеры и задачи

Пример 3.7. Из компрессора производительностью $V = 5$ м³/мин выходит воздух с давлением $p = 0,7$ МПа и температурой $t_1 = 150$ °С. В холодильнике воздух охлаждается до температуры $t_2 = 30$ °С. Определить количество охлаждающей воды и количество отведенной теплоты в холодильнике, если температура охлаждающей воды повышается на 10 °С.

Решение

Плотность воздуха

$$\rho = (pM)/(8314T) = (0,7 \cdot 10^6 \cdot 29)/(8314 \cdot 423) = 5,77 \text{ кг/м}^3.$$

Тепловой баланс холодильника

$$V\rho c_{\text{возд}}(t_1 - t_2) = mc_{\text{рв}}(t_{\text{к}} - t_{\text{н}}),$$

где $c_{\text{возд}}$, $c_{\text{рв}}$ — теплоемкости воздуха и воды, кДж/(кг · К); $t_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$ — температура воды на входе и выходе холодильника.

Так как $V = 5$ м³/мин = 0,083 м³/с, то

$$0,083 \cdot 5,77 \cdot 1(150 - 30) = m \cdot 4,18 \cdot 10.$$

Количество охлаждающей воды

$$m = 1,33 \text{ кг/с}.$$

Количество отведенной теплоты

$$Q = mc_p \Delta t = 1,33 \cdot 4,18 \cdot 10 = 55,6 \text{ кВт}.$$

Пример 3.8. Газовая смесь по массе состоит из азота (75 %), кислорода (23 %) и водяных паров (2 %). Средние массовые изобарные теплоемкости компонентов в интервале температур от 0 до температуры газа равны

$$c_p(\text{N}_2) = 0,995 + 0,000798t, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_p(\text{O}_2) = 0,87 + 0,000697t, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_p(\text{H}_2\text{O}) = 1,9 + 0,00124t, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Определить средние массовые теплоемкости в диапазоне температур 20...60 °С и теплоемкость смеси.

Решение

Теплоемкости компонентов при $t = 20$ °С:

$$c_p(\text{N}_2) = 0,995 + 0,000798 \cdot 20 = 1,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_p(\text{O}_2) = 0,87 + 0,000697 \cdot 20 = 0,88 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_p(\text{H}_2\text{O}) = 1,9 + 0,00124 \cdot 20 = 1,92 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Теплоемкость компонентов при $t = 60^\circ\text{C}$:

$$c_p(\text{N}_2) = 0,995 + 0,000798 \cdot 60 = 1,04 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$c_p(\text{O}_2) = 0,87 + 0,000697 \cdot 60 = 0,91 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$c_p(\text{H}_2\text{O}) = 1,9 + 0,00124 \cdot 60 = 1,97 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Средние теплоемкости компонентов в диапазоне температур $20 \dots 60^\circ\text{C}$.

$$c_p = ((c_{p_2} \cdot t_2) - (c_{p_1} \cdot t_1)) / (t_2 - t_1);$$

$$c_p(\text{N}_2) = ((1,04 \cdot 60) - (1,01 \cdot 20)) / (60 - 20) = 1,055 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$c_p(\text{O}_2) = ((0,91 \cdot 60) - (0,88 \cdot 20)) / (60 - 20) = 0,925 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$c_p(\text{H}_2\text{O}) = ((1,97 \cdot 60) - (1,92 \cdot 20)) / (60 - 20) = 1,99 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Теплоемкость смеси равна

$$c_p = a(\text{N}_2) \cdot c_p(\text{N}_2) + a(\text{O}_2) \cdot c_p(\text{O}_2) + a(\text{H}_2\text{O}) \cdot c_p(\text{H}_2\text{O}) = \\ = (0,75 \cdot 1,055) + (0,23 \cdot 0,925) + (0,02 \cdot 1,99) = 1,044 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Пример 3.9. 100 кг воздуха нагревается от 100 до 500°C . Определить изменение энтальпии и внутренней энергии, считая воздух идеальным газом.

Решение

Изменение энтальпии

$$\Delta h = c_p(t_2 - t_1) = 1,05 (500 - 100) = 420,5 \text{ кДж}/\text{кг},$$

где $c_p = 1,05 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ — средняя изобарная теплоемкость воздуха в диапазоне температур $100 \dots 500^\circ\text{C}$.

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u = c_v(t_2 - t_1) = 0,75 (500 - 100) = 300,2 \text{ кДж}/\text{кг},$$

где $c_v = 0,75 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ — средняя изохорная теплоемкость воздуха в том же диапазоне температур.

Задача 3.3. Определить теплоемкость водяного пара, аммиака, бензола и этана при $p = 0,2 \text{ МПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $c_p(\text{H}_2\text{O}) = 1,05 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$, $c_p(\text{N}_2) = 1,09 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$, $c_p(\text{O}_2) = 0,95 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Задача 3.4. Определить теплоемкость воздушной смеси, состоящей из сухого воздуха и аммиака. Температура смеси 20°C , давление $0,2 \text{ МПа}$, молярная доля аммиака $0,1$.

Ответ: $c_p = 1,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Контрольные вопросы

1. Что называется теплоемкостью? От чего зависит ее величина? 2. Массовая и молярная теплоемкости. Запишите соотношение между ними. 3. Зависимость теплоемкости от температуры. Что такое средняя и истинная теплоемкости? 4. Теплоемкости при постоянном давлении и постоянном объеме. Запишите соотношение между ними для идеального и реального газа. 5. Как определить теплоемкость газовой смеси? 6. Определение приращения внутренней энергии и энтальпии идеального газа с использованием теплоемкости. 7. Как определить количество подведенной и отведенной теплоты с помощью теплоемкости?

3.7. Дифференциальные уравнения термодинамики

Все термодинамические величины можно условно разделить на две группы — функции состояния и функции процесса. Величина функции состояния однозначно определяется параметрами состояния вещества. Если вещество переходит из одного состояния в другое, то изменение функции состояния определяется как разность ее значений в конце и начале процесса изменения состояния.

Примерами термодинамических величин, являющихся функциями состояния, могут служить удельная внутренняя энергия, удельная энтальпия и удельная энтропия.

Функции процесса (теплота и работа) определяются характером процесса изменения состояния термодинамической системы.

Функция состояния отличается от функции процесса тем, что дифференциал функций состояния является полным дифференциалом.

В математическом анализе *полным дифференциалом функции* нескольких независимых величин $y = f(x, z)$ называется величина вида $dy = (\partial y / \partial x)_z dx + (\partial y / \partial z)_x dz$.

Частные производные рассматриваются при условии постоянства величин x и z .

Например, частная производная $(\partial y / \partial x)_z$ рассматривается при условии $z = \text{const}$.

Дифференциал функции $y = f(x, z)$ может быть записан в виде $dy = A dx + B dz$.

Если dy является полным дифференциалом, то $\partial A / \partial z = \partial B / \partial x$.

Значение производной не зависит от последовательности дифференцирования $\partial^2 z / (\partial x \partial y) = \partial^2 z / (\partial y \partial x)$.

Если величина y является функцией переменных x и z , т.е. $y = f(x, z)$, то можно рассматривать величину x как функцию переменных y и z , т.е. $x = f_1(y, z)$, а величину z как функцию переменных x и y , т.е. $z = f_2(x, y)$.

Уравнение, связывающее между собой величины всех возможных производных этих функций, имеет вид $(\partial y / \partial x)_z (\partial x / \partial z)_y (\partial z / \partial y)_x = -1$.

Подставляя в это уравнение вместо y, x, z параметры состояния p, v, T , получаем $(\partial p / \partial T)_v (\partial T / \partial v)_p (\partial v / \partial p)_T = -1$.

Если вместо переменных y, x, z подставить параметры состояния h, u, T , то получим $(\partial h / \partial u)_T (\partial u / \partial T)_h (\partial T / \partial h)_u = -1$.

Дифференциал функции процесса не является полным дифференциалом.

Запишем уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме, выражая количество подведенной теплоты через dq : $dq = du + p dv$.

Выразим дифференциал внутренней энергии через независимые параметры T и v : $du = (\partial u / \partial T)_v dT + (\partial u / \partial v)_T dv$.

Подставим полученное уравнение в выражение первого закона термодинамики $dq = (\partial u / \partial T)_v dT + (\partial u / \partial v)_T dv + p dv - (\partial u / \partial T)_v dT + ((\partial u / \partial v)_T + p) dv$.

В этом уравнении $(\partial u / \partial T)_v = A$, а $((\partial u / \partial v)_T + p) = B$, тогда $\partial A / \partial v = \partial^2 u / (\partial T \partial v)$, $\partial B / \partial x = \partial^2 u / (\partial v \partial T) + (\partial p / \partial T)_v$.

Как видно из полученных соотношений $\partial A / \partial z \neq B / \partial x$, т.е. тепло та не является функцией состояния.

Работа расширения газа, как и теплота, не является функцией состояния:

$$dl = p dv.$$

Выразим работу расширения газа в виде функции двух переменных величин p и v $dl = A dv + B dp$.

Откуда следует $\partial A / \partial p = \partial B / \partial v$.

Но из уравнения работы расширения следует, что $A = p$, а $B = 0$, следовательно, $\partial A / \partial p \neq \partial B / \partial v$, т.е. дифференциальная работа не является полным дифференциалом.

Уравнение Максвелла. Для систем, находящихся в равновесном состоянии, объединенное уравнение первого и второго законов термодинамики имеет вид $T ds = du + p dv$, отсюда $du = T ds - p dv$.

Если обозначить параметры состояния p , v , T и s через условные переменные x и y , то получим $(\partial u / \partial x)_y = T(\partial s / \partial x)_y - p(\partial v / \partial x)_y$, $(\partial u / \partial y)_x = T(\partial s / \partial y)_x - p(\partial v / \partial y)_x$.

Продифференцируем первое уравнение по y , а второе по x , тогда

$$\partial^2 u / (\partial x \partial y) = (\partial T / \partial y)_x (\partial s / \partial x)_y + T \partial^2 s / (\partial x \partial y) - (\partial p / \partial y)_x (\partial v / \partial x)_y - p \partial^2 v / (\partial x \partial y),$$

$$\partial^2 u / (\partial y \partial x) = (\partial T / \partial x)_y (\partial s / \partial y)_x + T \partial^2 s / (\partial y \partial x) - (\partial p / \partial x)_y (\partial v / \partial y)_x - p \partial^2 v / (\partial x \partial y).$$

Приравняем правые части этих уравнений

$$(\partial T / \partial y)_x (\partial s / \partial x)_y - (\partial p / \partial y)_x (\partial v / \partial x)_y = (\partial T / \partial x)_y (\partial s / \partial y)_x - (\partial p / \partial x)_y (\partial v / \partial y)_x.$$

Подставив в полученные соотношения вместо x и y параметры состояния p и s , можно вывести уравнение

$$(\partial T / \partial s)_p (\partial s / \partial p)_s - (\partial p / \partial s)_p (\partial v / \partial p)_s = (\partial T / \partial p)_s (\partial s / \partial s)_p - (\partial p / \partial p)_s (\partial v / \partial p)_s.$$

Поскольку $(\partial s / \partial p)_s = 0$, $(\partial p / \partial s)_p = 0$, $(\partial s / \partial s)_p = 1$, $(\partial p / \partial p)_s = 1$, то

$$(\partial v / \partial s)_p = (\partial T / \partial p)_s. \quad (3.56)$$

Подставляя вместо x и y параметры v и s , p и T , v и T , получаем:

$$(\partial v / \partial T)_s = -(\partial s / \partial p)_v; (\partial v / \partial T)_p = -(\partial s / \partial p)_T; (\partial v / \partial s)_T = (\partial T / \partial p)_v. \quad (3.57)$$

Выведенные таким путем дифференциальные уравнения (3.56) и (3.57) называются *уравнениями Максвелла*.

Частные производные внутренней энергии и энтальпии. Первым и вторым законам термодинамики позволяют установить для любого рабочего тела зависимость между параметрами состояния в дифференциальной форме. Если некоторые параметры определены

опытным путем, то другие могут быть рассчитаны интегрированием соответствующих дифференциальных уравнений.

Объединенное уравнение первого и второго закона термодинамики для систем, находящихся в равновесном состоянии, запишем в виде $du = Tds - pdv$.

Разделим все члены уравнения на dv и примем $T = \text{const}$, получим $(\partial u/\partial v)_T = T(\partial s/\partial v)_T - p$, т.е. в изотермическом процессе внутренняя энергия зависит от объема.

Таким же образом найдем зависимость внутренней энергии от давления в изотермическом процессе $(\partial u/\partial p)_T = T(\partial s/\partial p)_T - p(\partial v/\partial p)_T$.

Используя уравнения Максвелла, придем к следующим соотношениям: $(\partial u/\partial v)_T = T(\partial p/\partial T)_v - p$, $(\partial u/\partial p)_T = -T(\partial v/\partial T)_p - p(\partial v/\partial p)_T$.

Расчет энтальпии можно проводить по уравнению $h = u + pv$.

В дифференциальной форме это уравнение запишем в виде $dh = du + pdv + vdp$, так как $(du + pdv) = Tds$, то $dh = Tds + vdp$.

Разделив все члены уравнения на dp и приняв $T = \text{const}$, имеем $(\partial h/\partial p)_T = T(\partial s/\partial p)_T + v$.

Полученное соотношение показывает зависимость энтальпии от давления в изотермическом процессе.

Аналогичным образом можно получить зависимость энтальпии от объема в изотермическом процессе $(\partial h/\partial v)_T = T(\partial s/\partial v)_T + v(\partial p/\partial v)_T$.

Воспользуемся уравнением Максвелла, получим $(\partial h/\partial p)_T = +v - T(\partial v/\partial T)_p$, $(\partial h/\partial v)_T = T(\partial p/\partial v)_T + v(\partial p/\partial v)_T$.

Частные производные энтропии. Используя объединенное уравнение первого и второго законов термодинамики для равновесных систем в виде $Tds = du + pdv$, $Tds = dh - vdp$, можно вычислить частные производные энтропии, принимая один из параметров состояния за постоянную величину: $(\partial s/\partial v)_u = p/T$, $(\partial s/\partial u)_v = 1/T$, $(\partial s/\partial h)_p = 1/T$, $(\partial s/\partial p)_h = -v/T$.

Соотношение между изобарной и изохорной теплоемкостями. Дифференциальные уравнения, связывающие значения теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме, находят применение в термодинамических расчетах.

Величина удельной теплоемкости в любом термодинамическом процессе может быть выражена как $c_x = dq_x/dT = (Tds)/dT = T(\partial s/\partial T)_x$.

Тогда

для изобарной теплоемкости $c_p = T(\partial s/\partial T)_p$;

для изохорной теплоемкости $c_v = T(\partial s/\partial T)_v$.

Подводимая теплота в изотермическом процессе равна изменению энтальпии рабочего тела, т.е. $Tds = dh$, откуда $c_p = (\partial h/\partial T)_p$.

Аналогичным образом для изохорной теплоемкости ($Tds = du$) получаем $c_v = (\partial u/\partial T)_v$.

Дифференцируя уравнение $h = u + pv$ по температуре при условии $p = \text{const}$, запишем $(\partial h/\partial T)_p = (\partial u/\partial T)_p + p(\partial v/\partial T)_p$.

Для того чтобы от частной производной $(\partial u/\partial T)_p$ перейти к частной производной $(\partial u/\partial T)_v$, используем соотношение $(\partial u/\partial T)_p =$

$= (\partial u / \partial T)_v + (\partial u / \partial v)_T (\partial u / \partial T)_p$, полученное из уравнения $du = (\partial u / \partial x)_z dx + (\partial u / \partial z)_x dz$ и позволяющее установить связь между частными производными одних и тех же величин, но вычисленных при разных постоянных параметрах.

Применяя соотношение $(\partial u / \partial v)_T = T(\partial p / \partial T)_v - p$, получим $(\partial u / \partial T)_p = c_v + T(\partial p / \partial T)_v (\partial v / \partial T)_p - p(\partial v / \partial T)_p$.

Подставим найденное соотношение в уравнение $(\partial h / \partial T)_p =$
 $= (\partial u / \partial T)_p + p(\partial v / \partial T)_p$:

$$c_p - c_v = T(\partial p / \partial v)_v (\partial v / \partial T)_p. \quad (3.58)$$

Полученное уравнение связывает между собой изобарную и изохорную теплоемкости.

Используя уравнение $(\partial p / \partial T)_v (\partial T / \partial v)_p (\partial v / \partial p)_T = -1$, получим

$$c_p - c_v = -T(\partial v / \partial p)_T (\partial p / \partial T)_v^2$$

или

$$c_p - c_v = -T(\partial p / \partial v)_T (\partial v / \partial T)_p^2.$$

Для идеального газа уравнение (3.58) приводится к виду $(\partial p / \partial T)_v = p/T$, $(\partial v / \partial T)_p = v/T$, следовательно,

$$c_p - c_v = (pv)/T.$$

Это уравнение позволяет вычислить значение изохорной теплоемкости c_v , которую сложно определить опытным путем. Величина изобарной теплоемкости находится экспериментально, а термические коэффициенты правой части уравнения либо рассчитываются из уравнения состояния идеального газа, либо определяются опытным путем. *Термическими коэффициентами* называются частные производные $(\partial v / \partial T)_p$, $(\partial v / \partial p)_T$ и $(\partial p / \partial T)_v$.

Каждый из термических коэффициентов имеет определенный физический смысл (см. разд. 2.5):

коэффициент термического расширения

$$\beta = (1/v)(\partial v / \partial T)_p;$$

коэффициент изотермического сжатия

$$\beta_T = -(1/v)(\partial v / \partial p)_T;$$

коэффициент термической упругости

$$\gamma = (1/p)(\partial p / \partial T)_v.$$

Зная термические параметры состояния, можно рассчитать величину, характеризующую его тепловое состояние.

По термическим параметрам состояния находят значения c_p и c_v .

$$c_p = T(\partial s / \partial T)_T = T(\partial s / \partial v)_p (\partial v / \partial T)_p = T(\partial p / \partial T)_s (\partial v / \partial T)_p;$$

$$c_v = T(\partial s / \partial T)_v = +T(\partial s / \partial p)_v (\partial v / \partial T)_s = -T(\partial p / \partial T)_v (\partial v / \partial T)_v.$$

Разделив почленно первое уравнение на второе, получим

$$(\partial p / \partial v)_s = (c_p / c_v)(\partial p / \partial v)_T.$$

Примеры и задачи

Пример 3.10. Сравнить работу расширения 1 кг воздуха в изотермическом, адиабатном и политропном процессах, если начальная температура $t_1 = 500^\circ\text{C}$ и начальное давление $p_1 = 2$ МПа. Расширение идет до $p_2 = 0,1$ МПа. Показатели адиабаты $k = 1,4$, политропы $n = 1,2$.

Решение

Изотермический процесс

$$l = (8\,314/M) T \cdot \ln(p_1/p_2) = (8\,314/29) 773 \cdot \ln(2/0,1) = 665 \text{ кДж/кг.}$$

Адиабатный процесс

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k};$$

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(k-1)/k} = 773(0,1/2)^{(1,4-1)/1,4} = 314,7 \text{ К;}$$

$$l = ((8\,314/M)/(k-1))(T_1 - T_2) = \\ = ((8\,314/29)/(1,4-1))(773 - 314,7) = 328 \text{ кДж/кг.}$$

Политропный процесс

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n};$$

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(n-1)/n} = 773 (0,1/2)^{(1,2-1)/1,2} = 478 \text{ К;}$$

$$l = ((8\,314/M)/(n-1))(T_1 - T_2) = \\ = ((8\,314/29)/(1,2-1))(773 - 478) = 423 \text{ кДж/кг.}$$

Пример 3.11. В закрытом сосуде объемом $V = 5 \text{ м}^3$ находится азот при давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Газ нагревается до давления $p_2 = 0,5$ МПа. Определить температуру и удельный объем газа в конце процесса нагрева и количество подведенной теплоты.

Решение

В изохорном процессе соотношения между параметрами состояния имеют вид

$$p_2/p_1 = T_2/T_1; \quad T_2 = T_1(p_2/p_1) = 293 (0,5/0,1) = 1\,465 \text{ К;}$$

$$v = (8\,314 \cdot T)/(M \cdot p) = (8\,314 \cdot 293)/(28 \cdot 10^5) = 0,87 \text{ м}^3/\text{кг;}$$

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

Количество подведенной теплоты

$$Q = V \rho c_v (T_2 - T_1),$$

где ρ — плотность азота, кг/м^3 ($\rho = 1/v$); c_v — массовая изохорная теплоемкость азота, $c_v = 0,77 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

$$Q = 5 \cdot (1/0,87) \cdot 0,77 \cdot (1\,465 - 293) = 5\,180,2 \text{ кДж.}$$

Задача 3.5. 10 кг воздуха сжимают при постоянном давлении 0,4 МПа, отнимая 1 000 кДж теплоты. Начальная температура 110°C . Определить конечную температуру, совершенную работу и изменение объема.

Ответ: $t = 19^\circ\text{C}$, $L = -260 \text{ кДж}$, $\Delta V = -0,530 \text{ м}^3$.

Задача 3.6. 5 кг воздуха, параметры которого $p_1 = 0,2$ МПа, $t_1 = 40^\circ\text{C}$, сжимаются, причем объем уменьшается в 2,5 раза. Найти начальные и конечные параметры, количества теплоты в процессе, работу и изменение внутренней энергии, если сжатие происходит по адиабате.

Ответ: $v_2 = 0,87$ м³, $p_2 = 0,72$ МПа, $L = -475$ кДж, $\Delta U = 475$ кДж.

Задача 3.7. В компрессоре с адиабатным сжатием требуется повысить давление воздуха от $p_1 = 0,1$ МПа до $p_2 = 0,2$ МПа. Начальная температура воздуха $t_1 = 27^\circ\text{C}$. Определить конечную температуру воздуха, если использовать одноступенчатое сжатие.

Ответ: $T_2 = 705$ К.

Контрольные вопросы

1. Как выражаются соотношения между частными производными параметров: $p, v, T; p, v, T; h, T, s$ и др.? 2. Запишите уравнения Максвелла. 3. Приведите соотношения, характеризующие зависимость внутренней энергии, энтальпии и энтропии от термических параметров состояния. 4. Запишите дифференциальное уравнение теплоемкости.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

4.1. Основные термодинамические процессы

Преобразование энергии происходит в процессах взаимодействия системы и внешней среды при непрерывном изменении состояния системы.

Термодинамические процессы — это процессы расширения и сжатия рабочего тела, процессы подвода и отвода теплоты, процессы истечения газов и паров, процессы дросселирования, смешения и др.

Все реальные процессы изменения состояния системы, происходящие в различных теплотехнических устройствах, являются неравновесными и необратимыми процессами.

В технической термодинамике реальные процессы заменяют равновесными обратимыми процессами и расчетные уравнения выводят для последних. Реальные газы заменяют идеальным газом и расчеты процессов проводят по законам идеального газа.

К основным процессам, используемым в теплотехнических устройствах, относятся: изохорный ($v = \text{const}$), изобарный ($p = \text{const}$), изотермический ($T = \text{const}$) и адиабатный ($dq = 0$). Термодинамические процессы изучают для установления уравнения процесса и положения кривой процесса в диаграммах состояния, определения соотношения между начальным и конечным параметрами состояния газа, расчета удельной работы газа в процессе, определения удельного количества теплоты, участвующего в процессе, выражения первого закона термодинамики для данного процесса.

Изохорный процесс — это равновесный процесс, протекающий при постоянном объеме. Линия процесса в диаграммах состояния называется *изохорой*, ее уравнение имеет вид $v = \text{const}$.

Соотношение между основными параметрами состояния в начале и конце процесса можно установить с помощью уравнения Клапейрона, которое записывается для начала процесса (1) и конца процесса (2) в виде:

$$p_1 v = (8\,314/M) T_1 \text{ и } p_2 v = (8\,314/M) T_2. \quad (4.1)$$

Откуда следует, что

$$p_2/p_1 = T_2/T_1, \quad (4.2)$$

т.е. с ростом давления газа при $v = \text{const}$ температура газа увеличивается пропорционально.

Изохорный процесс с подводом теплоты к рабочему телу в p, v -диаграмме изображен на рис. 4.1.

Работа по изменению объема в изохорном процессе равна нулю:

$$l = \int_1^2 p dv = 0. \quad (4.3)$$

Располагаемая работа в изохорном процессе рассчитывается по формуле

$$l_p = - \int_1^2 v dp = -v(p_2 - p_1) = v(p_1 - p_2). \quad (4.4)$$

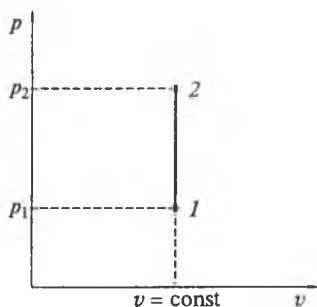


Рис. 4.1. Изохорный процесс в p, v -диаграмме

Первый закон термодинамики для изохорного процесса в закрытой системе имеет вид:

$$q = u_2 - u_1 + l = u_2 - u_1, \quad (4.5)$$

т. е. вся подведенная удельная теплота q в изохорном процессе расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела. Это положение можно проиллюстрировать схемой, показанной на рис. 4.2.

Если теплота подводится к рабочему телу, то его внутренняя энергия растет.

Если теплота отводится от рабочего тела, то запас его внутренней энергии падает.

Примером изохорного процесса в закрытой системе может служить процесс в теплообменнике периодического действия.

Из уравнений (4.5) и (3.47) для изохорного процесса

$$q = u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1). \quad (4.6)$$

Внутренняя энергия рабочего тела является функцией состояния и ее изменение не зависит от характера процесса, т. е. уравнение $\Delta u = c_v \Delta t$ может быть применено для любого процесса идеального газа.

Первый закон термодинамики для изохорного процесса в открытой системе имеет вид:

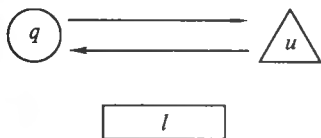


Рис. 4.2. Схема первого закона термодинамики для изохорного процесса в закрытой системе

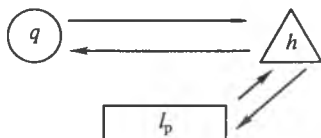


Рис. 4.3. Схема первого закона термодинамики для изохорного процесса в открытой системе

$$q = h_2 - h_1 + l_p = h_2 - h_1 - \int_1^2 v dp = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (4.7)$$

Подставим в уравнение (4.7) выражение для энтальпии $h = u + pv$, тогда

$$q = (u_2 + p_2 v) - (u_1 + p_1 v) - v(p_2 - p_1) = u_2 - u_1. \quad (4.8)$$

Отсюда следует, что для любой системы теплота, подводимая в изохорном процессе к рабочему телу, расходуется на изменение его внутренней энергии.

Первый закон термодинамики для открытой системы можно представить в виде схемы (рис. 4.3). Подводимая теплота расходуется на повышение энтальпии рабочего тела, за счет которой совершается располагаемая работа. В обратном процессе благодаря располагаемой работе повышается энтальпия рабочего тела, которая переходит в теплоту.

Примером изохорного процесса в открытой системе, протекающем в адиабатных условиях, является процесс сжатия жидкостей в насосе.

Для того чтобы построить изохорный процесс в T, s -диаграмме, необходимо определить изменение энтропии:

$$\Delta s_v = \int_1^2 dq/T = \int_1^2 c_v dT/T. \quad (4.9)$$

Принимая величину изохорной теплоемкости идеального газа в процессе постоянной, выносим ее за знак интеграла и имеем $\Delta s = c_v \ln T_2/T_1$.

На рис. 4.4 показан изохорный процесс, протекающий с подводом теплоты, 1—2 в T, s -диаграмме.

Изобарный процесс — это равновесный процесс, протекающий при постоянном давлении. Линия процесса в диаграммах состояния называется *изобарой*, т. е. $p = \text{const}$. Соотношение между основными параметрами состояния выводится из уравнения Клапейрона:

$$pv_1 = (8314/M)T_1 \text{ и } pv_2 = (8314/M)T_2. \quad (4.10)$$

Откуда

$$v_2/v_1 = T_2/T_1, \quad (4.11)$$

т. е. во сколько раз изменяется удельный объем газа в изобарном процессе, во столько раз изменяется его температура.

В p, v -диаграмме изобара представляет собой горизонтальную прямую. Изобара 1—2 нагрева газа в p, v -диаграмме изображена на рис. 4.5. Работа по изменению объема газа в изобарном процессе находится по формуле:

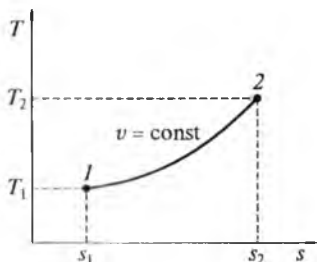


Рис. 4.4. Изохорный процесс в T, s -диаграмме

$$l = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1). \quad (4.12)$$

Располагаемая работа газа в изобарном процессе

$$l_p = -\int_1^2 v dp = 0. \quad (4.13)$$

Первый закон термодинамики для изобарного процесса в закрытой системе имеет вид

$$q = u_2 - u_1 + l = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) = h_2 - h_1, \quad (4.14)$$

т.е. подведенная теплота в изобарном процессе закрытой системы расходуется на изменение энтальпии.

Подводимая теплота расходуется на повышение запаса внутренней энергии газа, который преобразуется в работу по изменению объема. В обратном процессе работа сжатия повышает внутреннюю энергию рабочего тела, которая переходит в теплоту рис. 4.6). Примером изобарного процесса в закрытой системе может служить работа газгольдеров (хранилище газа при $p = \text{const}$).

Из уравнений (3.48) и (4.14) следует, что подводимая теплота в изобарном процессе

$$q = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1), \quad (4.15)$$

отсюда изменение энтальпии газа можно определить по формуле

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (4.16)$$

Так как энтальпия есть функция, не зависящая от характера процесса, то данное выражение энтальпии справедливо для любого процесса идеального газа.

Первый закон термодинамики для изобарного процесса в открытой системе имеет вид

$$q = h_2 - h_1 + l_p = h_2 - h_1 - \int_1^2 v dp = h_2 - h_1, \quad (4.17)$$

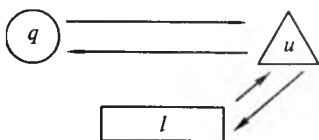


Рис. 4.6. Первый закон термодинамики для изобарного процесса в закрытой системе

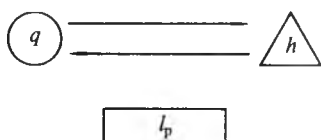


Рис. 4.7. Первый закон термодинамики для изобарного процесса в открытой системе

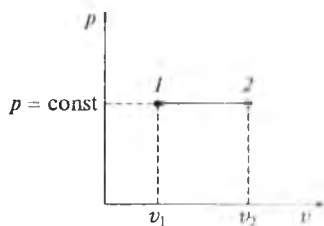


Рис. 4.5. Изобарный процесс в p, v -диаграмме

т.е. как и в закрытой системе подводимая теплота расходуется на изменение энтальпии (рис. 4.7).

Примером изобарного процесса в открытой системе служит работа теплообменных аппаратов непрерывного действия.

Для построения изобарного процесса в T,s -диаграмме необходимо рассчитать приращение энтропии:

$$\Delta s_p = \int_1^2 dq/T = \int_1^2 c_p dT/T. \quad (4.18)$$

Изобарная теплоемкость идеального газа принимается постоянной и может быть вынесена за знак интеграла:

$$\Delta s_p = c_p \ln T_2/T_1.$$

Изобарный процесс расширения $1-2p$ с подводом теплоты в T,s -диаграмме изображен на рис. 4.8.

Поскольку $c_p > c_v$, то при одинаковых начальной и конечной температурах газа T_1 и T_2 изобара процесса $1-2p$ будет более пологой, чем изохора процесса $1-2v$.

Изотермическим процессом называется равновесный процесс, протекающий при постоянной температуре. На диаграмме состояния линия процесса называется *изотермой*, т.е. $T = \text{const}$.

Соотношение между основными параметрами состояния выводится из уравнения Клапейрона

$$p_1 v_1 = (8314/M)T \text{ и } p_2 v_2 = (8314/M)T. \quad (4.19)$$

Откуда

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = pv = \text{const}. \quad (4.20)$$

Это уравнение является уравнением изотермы в p,v -диаграмме. Из уравнения (4.20) следует, что в изотермическом процессе с ростом давления удельный объем уменьшается, и наоборот.

Изотермический процесс расширения $1-2$ в p,v -диаграмме показан на рис. 4.9. Кривая процесса представляет собой гиперболу.

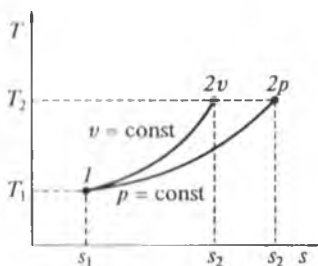


Рис. 4.8. Изобарный процесс в T,s -диаграмме

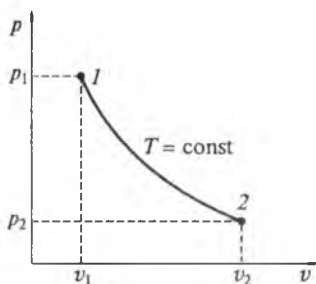


Рис. 4.9. Изотермический процесс в p,v -диаграмме

Работу по изменению объема газа в изотермическом процессе запишем как

$$l = \int_1^2 p dv = \int_1^2 ((8314T/M)(dv/v)) = (8314/M)T \ln v_2/v_1. \quad (4.21)$$

Располагаемая работа газа в изотермическом процессе

$$\begin{aligned} l_p &= -\int_1^2 v dp = -\int_1^2 ((8314T/M)(dp/p)) = \\ &= -(8314/M)T \ln p_2/p_1 = (8314/M)T \ln p_1/p_2. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Поскольку $v_2/v_1 = p_1/p_2$, то можно сделать вывод, что в изотермическом процессе работа идеального газа по изменению объема и располагаемая работа равны.

Так как в изотермическом процессе $(8314/M)T = p_1v_1 = p_2v_2$, то

$$l = l_p = p_1v_1 \ln(p_1/p_2) = p_2v_2 \ln(v_2/v_1). \quad (4.23)$$

Первый закон термодинамики для закрытой системы имеет вид:

$$q = u_2 - u_1 + l, \quad (4.24)$$

так как $u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1) = 0$, то $q = l$.

В виде схемы это соотношение показано на рис. 4.10, т.е. процесс преобразования теплоты в работу идет при постоянном уровне внутренней энергии, или преобразование работы в теплоту идет при постоянной внутренней энергии рабочего тела.

Поскольку $h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = 0$, то первый закон термодинамики для открытой системы

$$q = h_2 - h_1 + l_p = l_p. \quad (4.25)$$

Схематично это выражение можно представить так, как показано на рис. 4.11: процесс преобразования теплоты в работу идет при постоянном уровне энтальпии, и наоборот, при постоянной энтальпии происходит процесс перехода работы в теплоту.

Из полученных выражений первого закона термодинамики для изотермического процесса идеального газа следует, что с точки

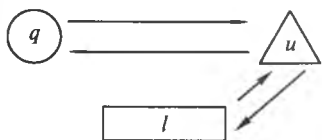


Рис. 4.10. Первый закон термодинамики для изотермического процесса в закрытой системе

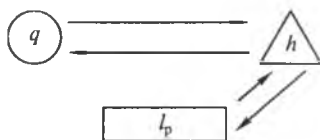


Рис. 4.11. Первый закон термодинамики для изотермического процесса в открытой системе

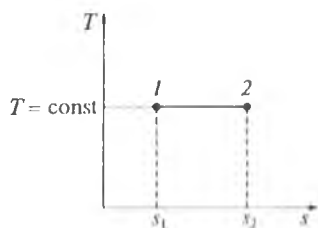


Рис. 4.12. Изотермический процесс

зрения термодинамики этот процесс позволяет полностью перевести теплоту в работу. Однако он технически не осуществим и служит лишь эталоном для других термодинамических процессов, в которых теплота преобразуется в работу.

Изотермический процесс совершается при проведении фазовых переходов, например, в процессах парообразования жидкости или конденсации паров.

Изотермический процесс расширения газа в T,s -диаграмме, проходящий с подводом теплоты, изображен на рис. 4.12.

В T,s -диаграмме изотермический процесс изображается в виде горизонтальной линии. Приращение энтропии в процессе находится по уравнению:

$$\begin{aligned}\Delta s_T &= \int_1^2 dq/T = \int_1^2 (du + p dv)/T = \int_1^2 p dv/T = \\ &= (8\,314/M) \ln v_2/v_1 = (8\,314/M) \ln p_1/p_2.\end{aligned}\quad (4.26)$$

Адиабатный процесс — это равновесный процесс, протекающий без теплообмена ($q = 0$). Линия, изображающая адиабатный процесс в диаграммах состояния, называется *адиабатой*.

Уравнение адиабаты можно получить из аналитических выражений первого закона термодинамики для адиабатного процесса:

$$\begin{aligned}dq &= du + p dv = c_p dT + p dv = 0; \\ dq &= dh - v dp = c_p dT - v dp = 0.\end{aligned}\quad (4.27)$$

Из этих уравнений следует:

$$\begin{aligned}c_p dT &= -p dv; \\ c_p dT &= v dp.\end{aligned}\quad (4.28)$$

Разделив почленно в (4.28) второе равенство на первое, будем иметь:

$$\begin{aligned}c_p/c_v &= -v dp/p dv; \\ k &= -v dp/p dv.\end{aligned}\quad (4.29)$$

Величина k называется показателем адиабаты и равна $k = c_p/c_v$. Отсюда

$$dp/p + k(dv/v) = 0.\quad (4.30)$$

Интегрируя это дифференциальное уравнение, получаем:

$$\ln p + k \ln v = \text{const или } pv^k = \text{const}.\quad (4.31)$$

Полученное уравнение называется уравнением Пуассона и выражает соотношение между параметрами p и v в адиабатном процессе, следовательно, является уравнением адиабаты в p, v -диаграмме.

Адиабата расширения 1—2 в p, v -диаграмме рис. 4.13 графически схожа с гиперболой, но располагается круче. Как видно из диаграммы, с уменьшением давления газа его объем увеличивается, и наоборот.

В адиабатном процессе все основные параметры переменны. Соотношения между ними находят из уравнения Клапейрона:

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

Отсюда

$$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^k. \quad (4.32)$$

Подставив вместо p выражение $(8/314 T/Mv)$, получим

$$T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{k-1}, \quad (4.33)$$

а заменив v выражением $(8/314 T/Mp)$,

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (4.34)$$

Первый закон термодинамики для адиабатного процесса в закрытой системе аналитически выражается уравнением

$$q = u_2 - u_1 + l = 0,$$

т.е.

$$u_2 - u_1 = -l \text{ или } u_1 - u_2 = l. \quad (4.35)$$

Из (4.35) видно, что для того чтобы получить в адиабатном процессе работу по изменению объема, необходимо расходовать запас внутренней энергии газа. При сжатии газа запас его внутренней энергии возрастает (рис. 4.14).

Для открытой системы первый закон термодинамики запишем следующим образом:

$$q = h_2 - h_1 + l_p = 0,$$

$$h_2 - h_1 = -l_p = \int_1^2 v dp, \quad (4.36)$$

$$h_1 - h_2 = l_p = -\int_1^2 v dp.$$

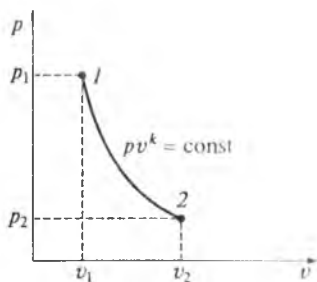


Рис. 4.13. Адиабатный процесс

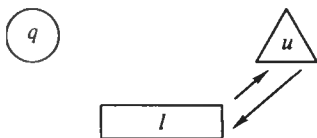


Рис. 4.14. Первый закон термодинамики для адиабатного процесса в закрытой системе

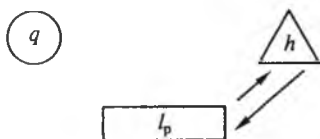


Рис. 4.15. Первый закон термодинамики для адиабатного процесса в открытой системе

Из выражения первого закона термодинамики следует, что располагаемая работа осуществляется за счет уменьшения энтальпии газа. В процессах сжатия энтальпия газа растет (рис. 4.15).

Адиабатными являются процессы расширения и сжатия газа или пара в тепловых двигателях.

Работа по изменению объема газа в адиабатном процессе может быть рассчитана по уравнению $l = u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2)$.

Так как $k = c_p/c_v = (c_v + 8314/M)/c_v = 1 + (8314/M)/c_v$, то $c_v = (8314/M)/(k - 1)$.

Тогда

$$l = ((8314/M)/(k - 1))(T_1 - T_2) = ((1/(k - 1))(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4.37)$$

Располагаемая работа газа в адиабатном процессе равна:

$$\begin{aligned} l_p &= h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) = ((k/(k - 1))(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \\ &= (k/(k - 1))p_1 v_1(1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}). \end{aligned} \quad (4.38)$$

В T,s -диаграмме адиабата обратимого процесса изображается в виде вертикальной прямой. Поскольку теплообмен между рабочим телом и внешней средой отсутствует, то $\Delta s = \int_1^2 dq/T = 0$, т.е. $s = \text{const}$.

Следовательно, адиабатный обратимый процесс является изэнтропийным. В необратимом адиабатном процессе энтропия растет, так как работа трения преобразуется в теплоту трения:

$$\begin{aligned} \Delta s^H &= \int_1^2 (dq + dq_{\text{тр}})/T = \\ &= \int_1^2 dq_{\text{тр}}/T > 0. \end{aligned} \quad (4.39)$$

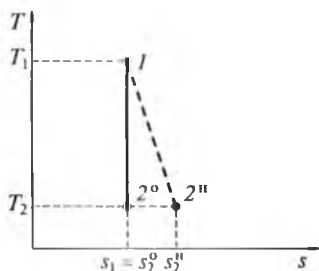


Рис. 4.16. Обратимый $1-2^\circ$ и необратимый $1-2''$ адиабатные процессы

На рис. 4.16 изображены адиабаты обратимого $1-2^\circ$ и необратимого $1-2''$ процессов расширения, протекающих в одном диапазоне температур.

Поскольку в диаграммах состояния изображаются только равновесные обратимые процессы, то адиабата необратимого процесса изображена пунктирной линией.

Политропные процессы. Изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы являются частными случаями политропных процессов.

Политропными называют термодинамические процессы, удовлетворяющие уравнению

$$pv^n = \text{const}, \quad (4.40)$$

где n — показатель политропы.

Показатель политропы n для различных политропных процессов может иметь различные значения на всем интервале от $+\infty$ до $-\infty$.

Кривая, изображающая политропный процесс в диаграммах состояния, называется *политропой*. Соотношения между основными параметрами в политропном процессе имеют вид:

$$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^n; \quad T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{n-1}; \quad T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \quad (4.41)$$

Как видно из приведенных уравнений, соотношение между параметрами p , v и T в политропном процессе аналогично соотношениям между этими параметрами в адиабатном процессе с заменой показателя адиабаты k на показатель политропы n .

Придавая n различные значения, можно получить уравнения основных термодинамических процессов:

при $n = \pm\infty$ ($p^{1/n}v = \text{const}$) — изохорный процесс, $v = \text{const}$;

при $n = 0$ — изобарный процесс, $p = \text{const}$;

при $n = 1$ ($pv = \text{const}$) — изотермический процесс;

при $n = k$ ($pv^k = \text{const}$) — адиабатный процесс.

В диаграммах состояния семейство политропных процессов имеет только одну точку пересечения (рис. 4.17 и 4.18).

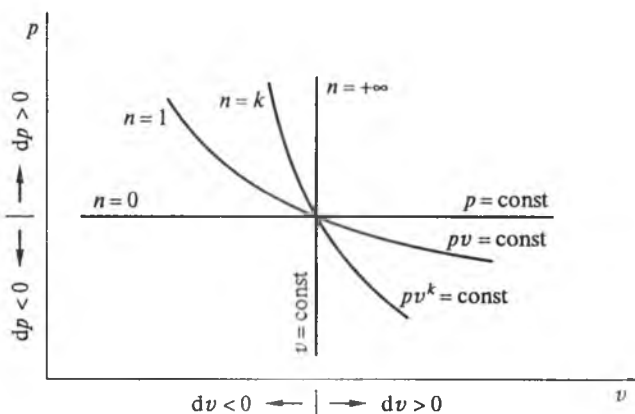


Рис. 4.17. Политропные процессы в p, v -диаграмме

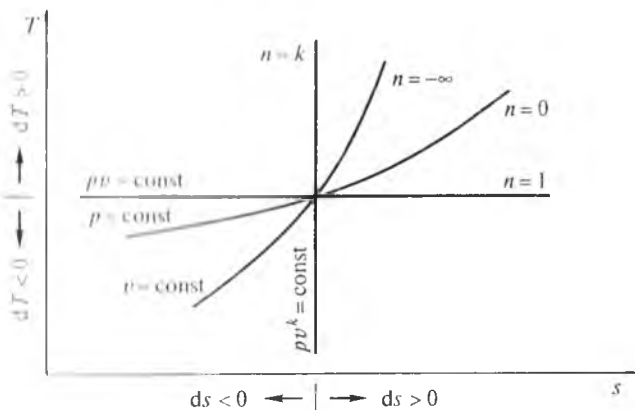


Рис. 4.18. Политропные процессы в T,s -диаграмме

Если считать точку пересечения политропных процессов за начало каждого процесса, то на основе анализа диаграмм состояния можно сделать выводы, что все политропные процессы, расположенные:

справа от изохоры — процессы расширения, слева от нее — процессы сжатия;

выше изобары — с ростом давления, ниже — с его уменьшением;

справа от адиабаты — с подводом теплоты, левее — с отводом теплоты;

выше изотермы — с повышением температуры и внутренней энергии, ниже — с понижением температуры и внутренней энергии.

В связи с этим все политропные процессы можно разбить на три группы. Первая группа политропных процессов с показателем политроты $-\infty < n < 1$ идет с подводом теплоты и ростом внутренней энергии в процессах расширения; во всех процессах сжатия теплота отводится, а внутренняя энергия уменьшается.

Вторая группа политропных процессов имеет $1 < n < k$. Во всех процессах расширения этой группы теплота подводится, а внутренняя энергия уменьшается, а во всех процессах сжатия — при отводе теплоты — внутренняя энергия увеличивается.

К третьей группе политропных процессов относятся процессы с $k < n < +\infty$. В процессах расширения этой группы теплота отводится и внутренняя энергия уменьшается, все процессы сжатия идут с подводом теплоты и ростом внутренней энергии.

Аналитические выражения первого закона термодинамики для политропного процесса имеют вид:

$$\begin{aligned} q &= u_2 - u_1 + l; \\ q &= h_2 - h_1 + l_p. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Теплота, подводимая в политропном процессе, рассчитывается по формуле

$$q = c(T_2 - T_1), \quad (4.43)$$

где c — теплоемкость политропного процесса.

Значение теплоемкости политропного процесса можно получить следующим образом:

$$\begin{aligned} q &= u_2 - u_1 + l = c_v(T_2 - T_1) + ((8314/M)/(n-1))(T_2 - T_1) = \\ &= (c_v + (8314/M)/(n-1))(T_2 - T_1); \end{aligned}$$

учитывая, что $c_p/c_v = k$, получаем

$$c = c_v((n-k)/(n-1)). \quad (4.44)$$

Из этого уравнения видно, что теплоемкость газа в политропных процессах имеет различные значения в зависимости от n :

для $n = \pm\infty$, $c = c_v$; $n = 0$, $c = c_v k = c_p$; $n = 1$, $c = \pm\infty$; $n = k$, $c = 0$.

На рис. 4.19 приведены зависимости $c = f(n)$. Как видно из рисунка, при $n = \pm\infty$ теплоемкость равна c_v , при $n = 0$ теплоемкость принимает значение c_p , при $n = 1$ теплоемкость $c = \pm\infty$, а для $n = k$ теплоемкость $c = 0$. При показателях политропы $1 < n < k$ величина теплоемкости становится отрицательной, так как на производство работы помимо теплоты, подведенной к газу, расходуется его внутренняя энергия, что ведет к снижению температуры.

В политропном процессе теплоемкость в течение всего процесса является постоянной величиной.

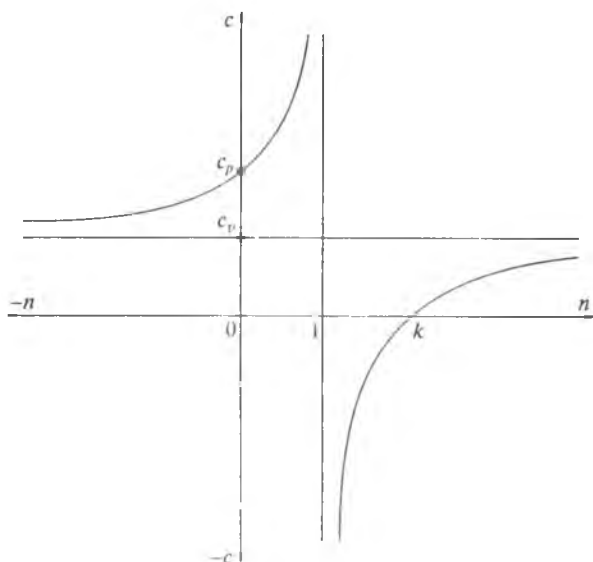


Рис. 4.19. Зависимость теплоемкости газа от показателя политропы n

Определение удельной теплоты и удельной работы в политропных процессах

Процесс	Удельная теплота, q	Удельная работа l, l_p		Первый закон термодинамики	
		Закрытая ТДС $l = \int_1^2 p dv$	Открытая ТДС $l_p = - \int_1^2 v dp$	Закрытая ТДС	Открытая ТДС
Изохорный	$q = \Delta u = c_v \Delta T$	0	$l_p = v(p_1 - p_2)$	$q = \Delta u$	$q = \Delta u = \Delta h - l_p$
Изобарный	$q = \Delta h = c_p \Delta T$	$l = p(v_2 - v_1)$	0	$q = \Delta h = \Delta u + l$	$q = \Delta h$
Изотермический	$q = T \Delta s$	$l = q$	$l_p = q$	$q = l, u = \text{const}$	$q = l_p, h = \text{const}$
Адиабатный	0	$l = -\Delta u$	$l_p = -\Delta h$	$l = -\Delta u$	$l_p = -\Delta h$

Основные соотношения между параметрами состояния в политропных процессах

Процесс	Уравнение процесса, значение показателя n	Связь между p, v, T	Δu		Δh	Δs
			$\Delta u = c_v \Delta T$	$\Delta h = c_p \Delta T$		$\Delta s = \int dq/T$
Изохорный	$v = \text{const}; n = \pm \infty$	$T_2/T_1 = p_2/p_1$	$\Delta u = c_v \Delta T$	$\Delta h = c_p \Delta T$	$\Delta s = c_v \ln T_2/T_1$	
Изобарный	$p = \text{const}; n = 0$	$T_2/T_1 = v_2/v_1$	$\Delta u = c_v \Delta T$	$\Delta h = c_p \Delta T$	$\Delta s = c_p \ln T_2/T_1$	
Изотермический	$T = \text{const}; pv = \text{const}; n = 1$	$p_2/p_1 = v_1/v_2$	0	0	$\Delta s = (8.314/M) \ln v_2/v_1 = (8.314/M) \ln p_1/p_2$	
Адиабатный	$q = 0; pv^k = \text{const}; n = k$	$T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(k-1)/k}$ $T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{k-1}$ $p_1/p_2 = (v_2/v_1)^k$	$\Delta u = c_v \Delta T$	$\Delta h = c_p \Delta T$	0	
Политропный	$pv^n = \text{const}; n$	$T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(n-1)/n}$ $T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{n-1}$ $p_1/p_2 = (v_2/v_1)^n$	$\Delta u = c_v \Delta T$	$\Delta h = c_p \Delta T$	$\Delta s = c \ln T_2/T_1 = c_v((n-k)/(n-1)) \ln T_2/T_1$	

Для расчета доли подведенной или отведенной теплоты ψ_q на некотором участке $1 - a$ политропного процесса $1-2$ используется формула

$$\psi_q = \int_1^a dq / \int_1^2 dq = (c(T_a - T_1)) / (c(T_2 - T_1)) = (T_a - T_1) / (T_2 - T_1) =$$

$$= ((v_1/v_a^{n-1}) - 1) / ((v_1/v_2^{n-1}) - 1) = ((p_a - p_1)^{(n-1)/n} - 1) / ((p_2 - p_1)^{(n-1)/n} - 1).$$

Работа газа в политропных процессах рассчитывается по уравнениям адиабатного процесса с заменой показателя k на показатель n . В табл. 4.1 и 4.2 приведены основные характеристики политропных процессов для идеального газа.

Контрольные вопросы

1. Запишите уравнения основных термодинамических процессов.
2. Запишите соотношение между параметрами p , T , v в основных термодинамических процессах.
3. Изобразите основные термодинамические процессы в диаграммах состояния: $p-v$, $p-T$, $v-T$, $T-s$?
4. Первый закон термодинамики для изохорного процесса. За счет какой энергии можно получить работу в изохорном процессе?
5. Первый закон термодинамики для изобарного процесса. За счет какой энергии можно получить работу в изобарном процессе?
6. Первый закон термодинамики для изотермического процесса. За счет какой энергии можно получить работу в изотермическом процессе?
7. Первый закон термодинамики для адиабатного процесса. За счет какой энергии можно получить работу в адиабатном процессе?
8. Какие термодинамические процессы используются в процессах преобразования энергии в тепловых двигателях? Какой процесс наиболее выгодный с точки зрения термодинамики?
9. В каких процессах и почему приращение энтропии будет больше: в обратимых или необратимых, изохорном или изобарном? В каких процессах и почему приращение энтропии равно нулю?
10. Какой процесс называется политропным? Запишите соотношение между параметрами p , T , v в политропном процессе.
11. Как определяется и чему равен показатель политропы?
12. Изобразите политропные процессы в диаграммах состояния.
13. Первый закон термодинамики для политропного процесса.
14. Как рассчитывается удельная теплота политропного процесса?
15. Написать уравнение для теплоемкости политропного процесса. В каком диапазоне меняется величина теплоемкости, какое значение она приобретает в основных термодинамических процессах?
16. Как рассчитать удельную работу в политропном процессе?
17. Как определить изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в политропных процессах?

4.2. Дросселирование газов

Дросселированием называется необратимый процесс, в котором давление рабочего тела при прохождении потока рабочего тела

через суживающееся устройство уменьшается без совершения внешней работы.

Любое местное сопротивление (вентиль, задвижка, шибер, кран, клапан и др.) в канале вызывает дросселирование потока рабочего тела, и следовательно, падение давления и уменьшение внешней потенциальной энергии.

Величина падения давления зависит от природы рабочего тела, его состояния, величины сужения, скорости движения потока.

В большинстве случаев дросселирование приносит безусловный вред. Однако иногда оно используется с целью регулирования давления, например в паровых котлах, холодильных установках, в расходомерах для определения расхода рабочего тела и т. п.

Процесс дросселирования протекает без теплообмена потока газа с внешней средой, а также без совершения технической работы. В этом случае первый закон термодинамики принимает вид

$$0 = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g(z_2 - z_1). \quad (4.45)$$

Если суживающее устройство стоит на горизонтальном канале ($z_1 = z_2$), то $0 = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2$ или

$$h_1 - h_2 = (w_2^2 - w_1^2)/2. \quad (4.46)$$

Изменение скорости при дросселировании может быть большим, однако изменение кинетической энергии потока по сравнению с изменением его энтальпии столь незначительно, что им можно пренебречь: $h_1 = h_2$, т. е. при дросселировании рабочего тела его энтальпия до и после дросселя одинакова.

В самом дросселе кинетическая энергия вырастает, а, следовательно, энтальпия потока падает. После того как за дросселем сечение потока увеличивается, скорость потока снижается и его кинетическая энергия уменьшается, а энтальпия растет, достигая значения до дросселя.

Изменение энтальпии в процессе дросселирования можно изобразить в h, s -диаграмме (рис. 4.20). Газ перед дросселем имеет давление p_1 , энтальпию h_1 и энтропию s_1 (точка 1).

В дросселе давление снижается от p_1 до p_2 (по адиабате 1—А), а энтальпия падает до значения h_A .

После прохождения дросселя энтальпия при постоянном давлении p_2 , меньшим чем p_1 , вырастает до величины $h_2 = h_1$.

Если рабочим телом является идеальный газ, для которого $\Delta h = c_p(T_2 - T_1)$, то при $h_2 = h_1$ и $T_2 = T_1$, т. е. при дросселировании идеального газа температура остается постоянной.

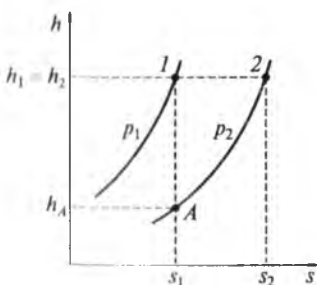


Рис. 4.20. Процесс дросселирования газа в h, s -диаграмме

Процесс дросселирования идеального газа в T, s -диаграмме совпадает с изотермой (рис. 4.21).

Процесс дросселирования идеального газа сопровождается ростом энтропии, т.е. дросселирование является необратимым адиабатным термодинамическим процессом, поэтому процесс на графиках изображается пунктирной линией.

Необратимость процесса дросселирования связана с потерей энергии при прохождении газа через суживающееся устройство. В различных видах устройств и при различных условиях протекания процесса величина изменения энтропии различна.

Прирост энтропии рассчитывают по уравнению обратимого

$$\text{процесса } \Delta s = \int_{p_1}^{p_2} (\partial s / \partial p)_h dp.$$

Используя соотношение $(\partial s / \partial p)_h = -v/T$, получим

$$\Delta s = - \int_{p_1}^{p_2} (v/T) dp \quad \text{или} \quad \Delta s = \int_{p_2}^{p_1} (v/T) dp.$$

При дросселировании реальных газов их температура может повышаться, снижаться, быть постоянной. Изменение температуры газа при дросселировании установили опыты Джоуля и Томсона. Опыты показали, что изменение температуры зависит от природы газа и его начальных параметров.

Величиной, характеризующей закономерность изменения температуры при дросселировании, является дифференциальный дроссель-эффект

$$\alpha_h = (\partial T / \partial p)_h, \quad (4.47)$$

представляющий собой частную производную изменения температуры с понижением давления на бесконечно малую величину в любой точке адиабатного процесса дросселирования.

При снижении давления на конечную величину $\Delta p = p_2 - p_1$ процесс дросселирования характеризуется интегральным дроссель-эффектом:

$$\Delta T = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_h dp = \int_{p_1}^{p_2} (\partial T / \partial p)_h dp, \quad (4.48)$$

т.е. средним относительным изменением температуры в процессе

От изменения температуры в процессе зависит знак дифференциального дроссель-эффекта. Поскольку при дросселировании дав

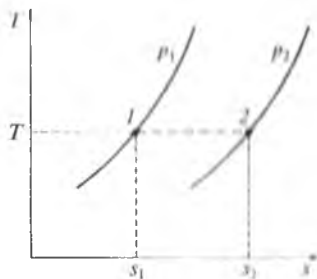


Рис. 4.21. Процесс дросселирования идеального газа в T, s -диаграмме

ление всегда понижается ($dp < 0$), то положительный знак у α_h соответствует охлаждению газа, а отрицательный — нагреву.

Выражение для дифференциального дроссель-эффекта получено следующим образом. Так как энтальпия является функцией состояния и зависит от других параметров, например $h = f(p, T)$, запишем тождество:

$$(\partial T/\partial p)_h (\partial p/\partial h)_T (\partial h/\partial T)_p = -1. \quad (4.49)$$

Откуда

$$\alpha_h = (\partial T/\partial p)_h = -(\partial h/\partial p)_T / (\partial h/\partial T)_p. \quad (4.50)$$

Преобразуем числитель и знаменатель полученного уравнения. Если $p = \text{const}$, то $dq = c_p dT = dh$. Следовательно, $(\partial h/\partial T)_p = c_p$. Дифференцируя выражение энтальпии, будем иметь: $dh = du + p dv + v dp$.

Из выражения первого закона термодинамики ($dq = dh - v dp$) для проточной системы имеем: $dh = dq + v dp = T ds + v dp$. Тогда

$$(\partial h/\partial p)_T = T(\partial s/\partial p)_T + v. \quad (4.51)$$

Используя уравнение Максвелла $(\partial v/\partial T)_p = -(\partial s/\partial p)_T$, находим

$$(\partial h/\partial p)_T = v - T(\partial v/\partial T)_p. \quad (4.52)$$

Полученное выражение подставим в уравнение (4.50) и, учитывая, что $(\partial h/\partial T)_p = c_p$, получим

$$\alpha_h = -(\partial h/\partial p)_T / (\partial h/\partial T)_p = (T(\partial v/\partial T)_p - v) / c_p. \quad (4.53)$$

Из данного выражения следует, что α_h меняет знак в случае, когда выполняется условие

$$T(\partial v/\partial T)_p - v = 0. \quad (4.54)$$

Если

$$(\partial v/\partial T)_p = v/T, \quad (4.55)$$

то $\alpha_h = 0$, т.е. в этом случае при дросселировании температура рабочего тела не меняется.

Если

$$(\partial v/\partial T)_p < v/T, \quad (4.56)$$

то $\alpha_h < 0$, т.е. в процессе дросселирования температура рабочего тела возрастает.

Если

$$(\partial v/\partial T)_p > v/T, \quad (4.57)$$

то $\alpha_h > 0$, т.е. температура рабочего тела в процессе дросселирования уменьшается.

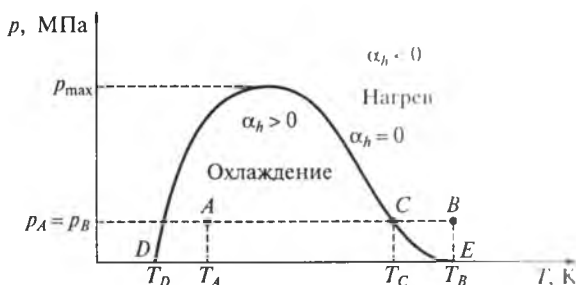


Рис. 4.22. Кривая инверсии азота в p, T -диаграмме

Как показывает опыт, для одного и того же вещества знак α_h оказывается различным в разных областях состояния.

Геометрическое место точек, т.е. состояний газа, для которых $\alpha_h = 0$, на диаграммах состояния является кривой инверсии. Кривые инверсии для различных газов строятся в диаграммах состояния на основании уравнения состояния (рис. 4.22). При $p = 0$ кривая инверсии пересекает ось температур в двух точках D и E . При любом значении давления вещество имеет две точки инверсии: одна из них находится в области жидкости, другая — в области перегретого пара (газа).

Для реального газа, подчиняющегося уравнению Ван-дер-Ваальса, были определены значения температур, при которых кривая инверсии пересекает ось абсцисс $T_B = 6,75 T_{кр}$; $T_D = 0,75 T_{кр}$, где $T_{кр}$ — критическая температура вещества, при которой заканчивается переход жидкой среды в паровую через гетерогенную область.

В точке максимума кривой инверсии различные газы имеют разное значение p и T .

Для газа, подчиняющегося закону Ван-дер-Ваальса, параметры точки максимума можно рассчитать по формулам: $p = 9p_{кр}$, $T = 3T_{кр}$, где $p_{кр}$ — критическое давление вещества, при котором его температура достигает критического значения.

Инверсионная кривая делит T, p -диаграмму на две области.

Область, расположенная внутри инверсионной кривой, имеет $\alpha_h > 0$, т.е. в этой области газ охлаждается. Область за пределами инверсионной кривой имеет $\alpha_h < 0$, т.е. в этой области газ нагревается.

Следовательно, если дросселирование газа начинается в точке A (p_A, T_A), то температура газа в процессе дросселирования снижается; если в точке B ($p_B = p_A, T_B$), то увеличивается; если в точке C ($p_C = p_A = p_B, T_C$), то температура газа не меняется.

Определить температуру инверсии газа $T_{инв}$ при данном давлении можно с помощью T, p -диаграммы состояния. Для этого из начала координат проведем касательную к изобаре (рис. 4.23). Пересечение касательной и изобары A будет показывать температуру

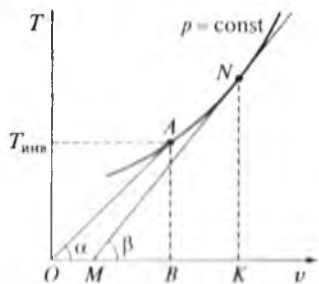


Рис. 4.23. Температура инверсии газа в T, v -диаграмме

инверсии данного газа при данном давлении, т.е. $AB = T_{\text{инв}}$. Температура инверсии, которая согласно рис. 4.23, равна $AB = OB \operatorname{tg} \alpha$. Так как $OB = v$, для точки $A \operatorname{tg} \alpha = (\partial T / \partial v)_p$, то $T_{\text{инв}} = v(\partial T / \partial v)_p$ — уравнение кривой инверсии.

Подставив величину T в уравнение (4.54), получим: $v(\partial T / \partial v)_p(\partial v / \partial T)_p - v = 0$.

T, v -диаграмма позволяет определить знак дифференциального дроссель-эффекта при данном давлении и данной температуре. Возьмем на изобаре точку N , из которой на ось абсцисс опустим перпендикуляр NK . К точке N проведем касательную NM , тогда: $MK = NK / \operatorname{tg} \beta = T / (\partial T / \partial v)_p = T(\partial v / \partial T)_p$.

Подставив значения отрезков MK и OK , получим, $MK - OK = T(\partial v / \partial T)_p - v$, где $OK = v$ для точки N .

Если $MK < OK$ (M лежит правее начала координат), то, как следует из (4.50), $\alpha_h < 0$ и температура газа при дросселировании увеличивается. Если $MK > OK$ (M лежит левее начала координат), то из (4.57) $\alpha_h > 0$ и температура газа в процессе дросселирования уменьшается.

При адиабатном дросселировании с уменьшением давления объем растет, т.е. при дросселировании идет расширение газа.

Изменение скорости, давления и энтальпии газа при дросселировании в канале с одинаковым поперечным сечением до и после дросселя показано на рис. 4.24.

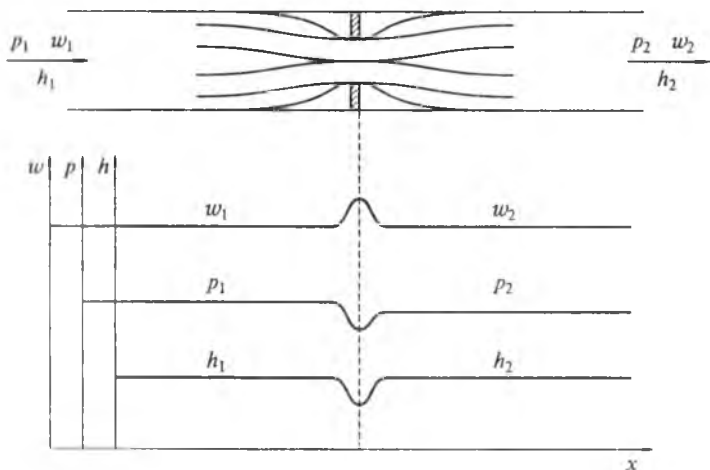


Рис. 4.24. Изменение скорости, давления и энтальпии газа при дросселировании

При прохождении газа через дроссель скорость и кинетическая энергия газа возрастают, а давление падает. За сужением сечение канала принимает первоначальные размеры, что приводит к уменьшению скорости и росту давления газа. Однако давление газа не достигает начальной величины, так как часть потенциальной энергии давления расходуется на преодоление гидравлического сопротивления, которое создает дроссель. Рост кинетической энергии газа в сужении приводит к уменьшению его энтальпии. За сужением кинетическая энергия уменьшается, а энтальпия возрастает до прежнего значения.

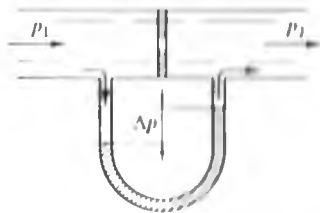


Рис. 4.25. Схема измера расхода вещества с помощью диафрагмы

Схема замера расхода вещества с помощью диафрагмы, представляющей собой дроссельное устройство, приведена на рис. 4.25. Перепад давления до и после диафрагмы измеряется с помощью дифференциального манометра. К прибору прилагается тарировочная кривая, характеризующая зависимость расхода вещества от перепада давления $V = f(\Delta p)$.

Адиабатное дросселирование может использоваться как способ охлаждения газов.

Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется дросселированием?
2. Как меняются параметры состояния при прохождении газа через дроссель?
3. Запишите уравнение первого закона термодинамики для адиабатного процесса дросселирования.
4. Можно сказать, что при дросселировании ($h_1 = h_2$) процесс является изоэнтальпийным?
5. Как изменяется температура реальных газов при дросселировании?
6. Дифференциальный и интегральный эффекты дросселирования.
7. Нарисуйте кривую инверсии.
8. При каких условиях температура реальных газов в процессе дросселирования уменьшается?
9. Изменяется ли плотность газа при дросселировании?
10. Для чего используется процесс дросселирования в тепловых установках.

4.3. Истечения газа через сопла

При адиабатном движении газа в канале без совершения технической работы аналитическое выражение первого закона термодинамики имеет вид: $0 = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g(z_2 - z_1)$.

Подставим в это уравнение энтальпию ($h = u + pv$) и переставим члены уравнения $u_1 + p_1 v_1 + w_1^2/2 + gz_1 = u_2 + p_2 v_2 + w_2^2/2 + gz_2$.

Если температура вещества в процессе течения не изменяется, то можно принять, что $u_1 = u_2$. Тогда $p_1 v_1 + w_1^2/2 + gz_1 = p_2 v_2 + w_2^2/2 + gz_2$, или $p_1/\rho + w_1^2/2 + gz_1 = p_2/\rho + w_2^2/2 + gz_2$.

Разделив все члены уравнения на g , получим

$$p_1/(\rho_1 g) + w_1^2/(2g) + z_1 = p_2/(\rho_2 g) + w_2^2/(2g) + z_2.$$

Если по каналу движется поток несжимаемой жидкости, то $\rho_1 = \rho_2$:

$$p_1/(\rho g) + w_1^2/(2g) + z_1 = p_2/(\rho g) + w_2^2/(2g) + z_2. \quad (4.57)$$

Уравнение (4.57) представляет выражение первого закона термодинамики для адиабатного обратимого движения потока идеальной несжимаемой жидкости. Это уравнение используется в гидродинамике, где оно носит название уравнения Бернулли.

Из первого закона термодинамики для горизонтального канала ($z_1 = z_2$) получаем, $0 = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2$.

Отсюда

$$h_1 - h_2 = (w_2^2 - w_1^2)/2 = -\int_1^2 v dp.$$

Из полученного уравнения следует, что скорость течения газа в канале в адиабатных условиях связана с перепадом энтальпии и давления. С ростом скорости потока энтальпия и давление газа уменьшаются.

Для увеличения скорости потока применяются специально профилированные каналы — *сопла*, которые используются в технике, например в паровых и газовых турбинах, в струйных аппаратах, в обдувочных аппаратах и др.

В суживающемся сопле поперечное сечение уменьшается в направлении движения потока.

Рассмотрим процесс истечения газа из сопла (рис. 4.26). Газ входит в сопло с параметрами p_1 , v_1 , T_1 , h_1 ; скорость газа w_1 .

Истечение газа происходит в среду с давлением p_2 . Будем считать, что давление газа на выходе из сопла равно давлению среды. Другие параметры газа на выходе из сопла — v_2 , T_2 , h_2 , w_2 .

Для потока массой 1 кг скорость газа w_2 можно определить из уравнения первого закона термодинамики $w_2^2 = 2(h_1 - h_2) + w_1^2$.

Поскольку w_1 значительно меньше w_2 , ею можно пренебречь:

$$w_2^2 = 2(h_1 - h_2)$$

или

$$w = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = 1,41(h_1 - h_2), \quad (4.59)$$

где h_1 , h_2 — энтальпии газа, Дж/кг.



Рис. 4.26. Процесс истечения газа из сопла

Перепад энтальпий можно определить по h,s -диаграмме данного газа, если нанести на нее точки начального h_1 и конечного h_2 состояния, а также линию адиабатного процесса расширения без трения (рис. 4.27), тогда $w_2 = \sqrt{2 \cdot 1000(h_1 - h_2)} = 44,72\sqrt{h_1 - h_2}$.

Это уравнение справедливо для любого рабочего тела в обратимом и необратимом адиабатном процессе.

При необратимом истечении газа скорость истечения будет меньше, так как энтальпия в конечном состоянии $h_{2л}$ будет больше h_2 за счет теплоты трения, полученной газом. Расчет обычно ведется для обратимого процесса истечения, а необратимость процесса учитывается эмпирическим коэффициентом, который всегда меньше единицы.

Скорость газа при необратимом истечении рассчитывается по уравнению $w_{2л} = (2(h_1 - h_{2л}))^{1/2} = \varphi_c(2(h_1 - h_2))^{1/2} = \varphi_c w_2$, где $h_{2л}$ — энтальпия в конце процесса необратимого истечения; φ_c — коэффициент скорости, учитывающий потери, $\varphi_c < 1$.

Скорость газа на выходе из сопла может быть рассчитана из формулы для располагаемой работы потока (3.30) при $z_1 = z_2$.

$$(w_2^2 - w_1^2) / 2 = - \int_1^2 v dp. \quad (4.60)$$

$$\text{Отсюда } w_2^2 = 2 \int_{p_2}^{p_1} v dp + w_1^2.$$

Если пренебречь скоростью газа w_1 на входе в сопло, то

$$w_2^2 = 2 \int_{p_2}^{p_1} v dp. \quad (4.61)$$

Величина располагаемой работы может быть определена аналитически или графически с помощью p,v -диаграммы.

Для определения располагаемой работы при адиабатном расширении идеального газа аналитическим путем выразим v из уравнения адиабаты:

$$v_2 = (p_1/p_2)^{1/k} v_1. \quad (4.62)$$

Подставим полученное значение v_2 в уравнение (4.61) и проинтегрируем его:

$$w_2^2 = (2k/(k-1))(p_1 v_1 - p_2 v_2) = (2k/(k-1))p_1 v_1 (1 - (p_2/p_1)^{1/(k-1)}). \quad (4.63)$$

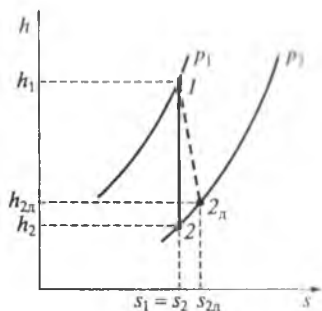


Рис. 4.27. Определение перепада энтальпий при истечении газа из сопла по h,s -диаграмме

Как видно из этого уравнения, скорость истечения газа из суживающегося сопла тем больше, чем меньше величина p_2/p_1 .

В термодинамике при расчете сопла определяются не только скорость истечения газа, но и его расход.

Массовый расход газа m , кг/с, вычисляется следующим образом: принимается, что движение потока установившееся, т.е. расход газа в каждом поперечном сечении сопла одинаков:

$$m = V\rho = V/v = wS\rho = wS/v, \quad (4.64)$$

где V — объемный расход газа, м³/с; ρ — плотность газа, кг/м³; v — удельный объем газа, м³/кг; w — скорость газа, м/с; S — площадь поперечного сечения, м².

Форма поперечного сечения сопла (круглая, квадратная, прямоугольная) не оказывает влияния на его работу.

Расход газа на выходе из сопла найдем по формуле

$$m = w_2 S_2 / v_2. \quad (4.65)$$

Выразим v_2 через уравнение адиабаты

$$v_2 = v_1 (p_1/p_2)^{1/k}. \quad (4.66)$$

Подставив полученное выражение в (4.64), получим

$$\begin{aligned} m &= S_2 \sqrt{(2k/(k-1)) p_1 v_1 (1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k})} / (v_1 (p_1/p_2)^{1/k}) = \\ &= S_2 \sqrt{(2k/(k-1)) (p_1/v_1) ((p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k})}. \end{aligned} \quad (4.67)$$

Из уравнения (4.67) при известных массовом расходе газа m и его параметрах можно найти площадь выходного сечения сопла S_2 .

Анализ уравнения (4.67) показывает, что при $p_1 = p_2$ расход газа равен нулю. С уменьшением давления среды p_2 расход газа увеличивается и при некотором отношении p_2/p_1 достигает максимального значения. Если дальше уменьшать отношение p_2/p_1 , то расход газа снижается и при $p_2/p_1 = 0$ становится равным нулю.

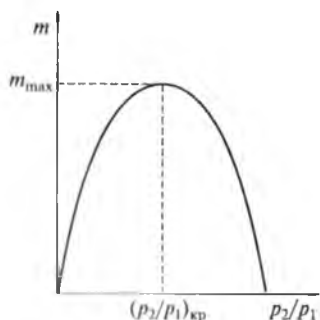


Рис. 4.28. Зависимость между расходом m и отношением давлений p_1 и p_2 при истечении газа из сопла

Массовый расход газа при уменьшении отношения p_2/p_1 растет, достигая максимума при $(p_2/p_1)_{\text{кр}}$ (рис. 4.28). Вычисленный по уравнению (4.67) расход при уменьшении (p_2/p_1) уменьшается до нуля, а действительный массовый расход газа остается постоянным.

Ученые Сен-Венан и Вентцель объяснили это противоречие следующим образом. При $(p_2/p_1)_{\text{кр}} < p_2/p_1 < 1$ давление газа на выходе из сопла равно давлению среды, куда происходит истечение,

т.е. соблюдается принятое условие процесса. При $0 < p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{кр}$ давление на выходе из сопла не равно давлению среды, которое понижается. Давление газа на выходе из сопла остается равным p_2 .

Отношение $(p_2/p_1)_{кр} = \beta_{кр}$ зависит от показателя адиабаты k , т.е. от природы газа.

Для газов определены следующие значения $\beta_{кр}$: одноатомный $\beta_{кр} = 0,49$; двухатомный $\beta_{кр} = 0,528$; трехатомный $\beta_{кр} = 0,546$.

Расчет критического давления $p_{кр\text{ вых}}$ — наименьшего давления, которое устанавливается в выходном сечении сопла, проводится по формуле $p_2 = p_{кр\text{ вых}} = \beta_{кр} p_1$. (Данное $p_{кр\text{ вых}}$ не путать с давлением в критической точке на кривой насыщения.)

Зависимость $\beta_{кр}$ от показателя адиабаты можно получить, взяв первую производную от выражения $(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}$, входящего в уравнение массового расхода газа, и приравняв ее нулю.

Тогда

$$(\partial/\partial\beta) \cdot (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}) = (2/k)\beta^{2/k-1} - (k+1)/k\beta^{[(k+1)/k]-1} = 0.$$

$$\text{Откуда } \beta = \beta_{кр} = (2/(k+1))^{k/(k-1)}.$$

Скорость газа в выходном сечении сопла при $p_2 = p_{кр\text{ вых}}$ называется критической скоростью. Эту скорость можно определить из уравнения (4.63), заменив p_2/p_1 на $\beta_{кр}$.

Тогда

$$\begin{aligned} w_{кр} &= \sqrt{2(k/(k-1)) p_1 v_1 (1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k})} = \\ &= \sqrt{2(k/(k-1)) p_1 v_1 (1 - 2/(k+1))} = \sqrt{2(k/(k+1)) p_1 v_1}. \end{aligned} \quad (4.68)$$

Как видно из уравнения (4.68) критическая скорость идеального газа зависит от начальных параметров газа и величины k .

Если заменить начальные параметры газа p_1 и v_1 на критические параметры газа $p_{кр\text{ вых}}$ и $v_{кр}$, то выражение скорости адиабатного истечения примет вид $(v_1 = v_{кр} (p_{кр\text{ вых}}/p_1)^{1/k}, p_1 = p_{кр\text{ вых}}((k+1)/2)^{k/(k-1)})$,

$$w_{кр} = \sqrt{(2k/(k+1)) p_{кр\text{ вых}} v_{кр} (k+1)/2} = \sqrt{k p_{кр\text{ вых}} v_{кр}}. \quad (4.69)$$

Сравнивая полученное уравнение с формулой Лапласа для определения скорости звука $a = \sqrt{k p v}$, можно сделать вывод о том, что критическая скорость адиабатного истечения идеального газа равна скорости звука в газе. Из изложенного следует, что скорость истечения из суживающегося сопла не может быть больше скорости звука в газе, а давление на выходе из сопла быть меньше критического.

Максимальный секундный расход газа определяется по формуле $m_{\max} = S_2 w_{кр}$.

Если давление на выходе из сопла меньше критического, т.е. $\beta < \beta_{кр}$, то сопло должно быть комбинированным — сначала суживаться, а затем расширяться. Такое сопло получило название сопла

Лавалья. В сопле Лавалья давление газа вдоль сопла непрерывно снижается, имея в наиболее узком месте (горловине) критическое давление. На выходе из сопла струя газа имеет давление внешней среды p_2 . Скорость газа вдоль сопла растет, достигая в узком месте сопла критической скорости, а на расширяющемся участке скорость газа повышается до сверхзвуковой. Таким образом, перепад давления используется для создания кинетической энергии газа.

Если по каким-либо причинам давление среды будет больше расчетного, то работа сопла нарушается. Опыты показали, что при незначительном увеличении p_2 газ сначала расширяется до некоторого давления, меньшего, чем давление среды, а затем происходит скачкообразный рост давления до давления среды p_2 . Расположение сечения, в котором начинается скачок давления, зависит от давления среды. С увеличением p_2 расположение сечения удаляется от выходного сечения в глубь сопла, приближаясь к горловине.

Каналы, в которых происходит увеличение давления за счет снижения скорости потока, называют диффузорами. Диффузоры широко применяют в технике, например в вентиляторах, насосах и др.

Эжектирование газа. Эжектированием называется процесс приведения в движение газа другим газом, движущимся с большой скоростью.

Эжектирующий (рабочий) поток газа под давлением поступает в суживающееся сопло 1, где его скорость возрастает (рис. 4.29). В камере смешения 2, расположенной за соплом, за счет увеличения кинетической энергии газа в сопле давление потока уменьшается, и эжектируемый газ начинает поступать в камеру 2, в которой в процессе турбулентного смешения двух потоков происходит передача энергии от рабочего потока к эжектируемому, в результате чего их скорости и давления выравниваются. В эжекторе количество рабочего газа обычно меньше количества эжектируемого. Давление смеси газов на выходе из камеры смешения должно быть равно давлению окружающей среды. Если в результате расчета давление смеси на выходе из камеры смешения окажется меньше дав-

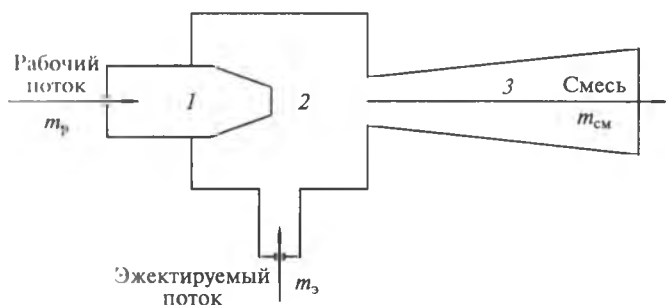


Рис. 4.29. Схема эжектора

ления среды, то необходимо применение диффузора, имеющего расширяющийся профиль с углом расширения $8-10^\circ$.

Расчет диффузора заключается в определении площади его выходного сечения, при которой в результате торможения потока смеси давление вырастает до давления окружающей среды.

Расчет площади выходного сечения $S_{\text{вых}}$ проводится по формуле $S_{\text{вых}} = m_{\text{см}}/\rho w_{\text{см}} = (m_p + m_э)/\rho w_{\text{см}}$, где $m_{\text{см}}$, m_p , $m_э$ — расходы смеси, рабочего и эжектируемого потоков, кг/с; $\rho_{\text{см}}$ — плотность смеси, кг/м³; $w_{\text{см}}$ — скорость смеси на выходе из диффузора, м/с.

Плотность смеси $\rho_{\text{см}}$ находится по правилу аддитивности с учетом коэффициента эжекции $u = m_э/m_p$.

Скорость смеси на выходе из диффузора рассчитывается по формуле $w_{\text{см}} = \sqrt{(2k/(k-1)) p_1 v_1 (1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k})}$, где p_1 — давление смеси на входе в диффузор; p_2 — давление смеси на выходе из диффузора, равное давлению окружающей среды; v_1 — удельный объем смеси на входе в диффузор.

Кроме эжекторов в технике нашли применение и инжекторы, предназначенные для повышения давления газов и паров. По устройству и принципу действия эжекторы и инжекторы одинаковы. Отличительной особенностью инжектора является то, что расход рабочего потока газа в нем обычно больше расхода эжектируемого газа.

Примеры и задачи

Пример 4.1. Определить выходное сечение суживающегося сопла, если через него проходит $m = 5000$ кг/ч воздуха. Параметры воздуха до сопла: давление $p_1 = 0,8$ МПа, температура $t_1 = 200^\circ\text{C}$. Давление среды $p_2 = 0,6$ МПа.

Решение

Отношение давлений $p_2/p_1 = 0,6/0,8 = 0,75$ больше $p_2/p_1 > p_{\text{кр}}/p_1$; $p_{\text{кр}}/p_1 = 0,528$, т.е. истечение происходит с докритической скоростью.

Удельный объем воздуха до сопла

$$v_1 = (8314 \cdot T_1)/(M \cdot p_1) = (8314 \cdot 473)/(29 \cdot 0,8 \cdot 10^6) = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Скорость истечения из сопла

$$\begin{aligned} w_2 &= ((2k/(k-1)) p_1 v_1 (1 - p_2/p_1)^{(k-1)/k})^{1/2} = \\ &= ((2 \cdot 1,4/(1,4-1)) \cdot 0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,16 \cdot (1 - 0,6/0,8)^{(1,4-1)/1,4})^{1/2} = 769 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Удельный объем воздуха после сопла

$$v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/k};$$

$$v_2 = v_1(p_1/p_2)^{1/1,4} = 0,16 \cdot (0,6/0,8)^{1/1,4} = 0,20 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Плотность воздуха после сопла

$$\rho = 1/v_2 = 1/0,2 = 5 \text{ кг/м}^3.$$

Выходное сечение сопла

$$S_2 = m/(p_2 w_2) = 5000/(3600 \cdot 769 \cdot 5) = 0,0003 \text{ м}^2 = 300 \text{ мм}^2.$$

Пример 4.2. Определить секундный расход кислорода через выходное сечение сопла диаметром $d = 10$ мм. Скорость газа 100 м/с. Истечение происходит при температуре $t = 20^\circ\text{C}$ и давлении $p = 0,4$ МПа.

Решение

Плотность кислорода при данных условиях

$$\rho = (p \cdot M)/(R \cdot T) = (0,4 \cdot 10^6 \cdot 32)/(8314 \cdot 293) = 5,25 \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход кислорода

$$m = w \cdot \rho \cdot S = w \cdot \rho \cdot 0,785 \cdot d^2 = 100 \cdot 5,25 \cdot 0,785 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = 0,04 \text{ кг/с}.$$

Задача 4.1. В резервуаре, в котором находится кислород, поддерживают давление $p_1 = 5$ МПа. Газ вытекает через суживающееся сопло в окружающую среду с давлением 4 МПа. Определить скорость истечения и расход, если площадь выходного сечения 22 мм². Начальная температура кислорода $t_1 = 100^\circ\text{C}$.

Ответ: $w = 205$ м/с, $m = 0,175$ кг/с.

Задача 4.2. Для условий предыдущей задачи найти скорость и расход газа в секунду, если истечение происходит в атмосферу.

Ответ: $w = 336$ м/с, $m = 0,214$ кг/с.

Задача 4.3. Пар с начальными параметрами $p = 1$ МПа, $t_1 = 300^\circ\text{C}$ вытекает из суживающегося сопла; давление среды, куда происходит истечение, в одном случае $p_1 = 0,6$ МПа, в другом $p_2 = 0,2$ МПа. Определить скорость истечения и расход пара в секунду, если площадь сечения сопла 30 см².

Ответ: 1. $w = 510$ м/с, $m = 3,92$ кг/с; 2. $w = 538$ м/с, $m = 3,86$ кг/с.

Задача 4.4. Определить скорость истечения из суживающегося сопла для следующих параметров пара: $p_1 = 8$ МПа, $t_1 = 400^\circ\text{C}$, $p_2 = 5$ МПа.

Ответ: $w = 496$ м/с.

Контрольные вопросы

1. Запишите уравнение первого закона термодинамики для потока в адиабатном процессе течения газа. Объясните все величины в уравнении для потока. 2. Для чего используются сопло и диффузор? 3. За счет чего происходит изменение кинетической энергии потока при прохождении газа через сопло? 4. Как рассчитать скорость истечения из сопла через изменение энтальпии газа? 5. Как изменяется скорость потока и его давление в дозвуковом сопле? Профиль дозвукового сопла. 6. Как рассчитать расход газа через сопло? 7. Анализ уравнения расхода газа. 8. Критическая скорость истечения газа. 9. Связь скорости звука и критической скорости истечения газа.

4.4. Смешение газов

При проведении технологических процессов часто происходит образование смеси газов. Смешиваться могут как потоки различных газов, так и потоки одного газа, но имеющие разные параметры — температуру и давление.

Образование газовой смеси может происходить при постоянном объеме, при смешении газовых потоков, при заполнении резервуара с газом другим газом.

Изучение процесса смешения газов состоит в определении параметров смеси при известных параметрах газов, образующих смесь.

Рассмотрим процесс смешения идеальных газов при отсутствии теплообмена с внешней средой и без совершения внешней работы. Процессы смешения газов представляют собой необратимые процессы, сопровождающиеся ростом энтропии.

Процесс смешения при постоянном объеме. В сосуде, разделенном перегородкой, с постоянным объемом V находится газ с разными параметрами (рис. 4.30). В одном отсеке объемом V_1 находится газ с параметрами p_1, v_1, T_1, u_1 , в другом отсеке — тот же газ, но с параметрами p_2, v_2, T_2, u_2 . Масса газа в первом отсеке равна m_1 , во втором — m_2 . Если убрать перегородку, разделяющую газы, то произойдет их смешение. При смешении давление, температура и удельный объем компонентов смеси выровняются.

Поскольку объем сосуда постоянен, то $V = V_1 + V_2$. Масса смеси $m = m_1 + m_2$.

Так как газы при смешении не совершают работы, то внутренняя энергия смеси будет равна $u(m_1 + m_2) = u_1 m_1 + u_2 m_2$. Откуда $u = (u_1 m_1 + u_2 m_2)/(m_1 + m_2)$.

Поскольку для идеальных газов $u = c_v T$, где c_v — массовая изохорная теплоемкость идеального газа, то выразив $u_1 = c_{v1} T_1$, а $u_2 = c_{v2} T_2$, получаем $c_v T = (c_{v1} T_1 m_1 + c_{v2} T_2 m_2)/(m_1 + m_2) = (c_{v1} T_1 m_1 + c_{v2} T_2 m_2)/m$.

Тогда температура смеси $T = (c_{v1} T_1 m_1 + c_{v2} T_2 m_2)/(c_v m)$.

Для идеального газа, теплоемкость которого постоянна, имеем $u_1 = c_v T_1$; $u_2 = c_v T_2$; $u = c_v T$.

Откуда $T = (T_1 m_1 + T_2 m_2)/m = T_1 a_1 + T_2 a_2$, где a_1, a_2 — массовые доли компонентов смеси.

Из уравнения состояния идеального газа следует

$$m_1 = (p_1 V_1 M_1)/(8314 T_1); \quad m_2 = (p_2 V_2 M_2)/(8314 T_2).$$

Учитывая, что $M_1 = M_2 = M$, температура смеси будет равна

$$T = ((p_1 V_1 M_1)/8314 + (p_2 V_2 M_2)/8314)/((p_1 V_1 M_1)/(8314 T_1) + (p_2 V_2 M_2)/(8314 T_2)) = (p_1 V_1 + p_2 V_2)/(p_1 V_1/T_1 + p_2 V_2/T_2).$$

V_1 $p_1, T_1, v_1, u_1, s_1,$ m_1	V_2 $p_2, T_2, v_2, u_2, s_2,$ m_2	$V = V_1 + V_2$ $p, T, v, u, s,$ $m = m_1 + m_2$
--	--	--

Рис. 4.30. Процесс смешения при постоянном объеме

Давление газовой смеси определяется из уравнения Клапейрона $p = (m8314T)/(MV)$, где m — масса смеси, кг; T — температура смеси, К; V — объем смеси, м³; M — молярная масса смеси, кг/кмоль; 8314 — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль · К).

Зная T и p можно рассчитать энтропию s , полученного в результате смешения идеального газа.

Из уравнения Клапейрона после дифференцирования получим $p dv + v dp = (8314/M) dT$.

Разделив правую часть уравнения на $p v$, а левую — на $8314/M$, получим

$$dv/v = dT/T - dp/p.$$

В выражение первого закона термодинамики для закрытой системы подставим значение $p(8314T)/(Mv)$

$$dq = du + p dv = c_v dT + p dv = c_v dT + ((8314 \cdot T)/M)(dv/v).$$

Все члены уравнения разделим на T , тогда $dq/T = (c_v dT)/T + (8314/M)(dv/v)$.

Поскольку dq/T представляет собой изменение энтропии ds , то $ds = (c_v dT)/T + (8314T/M)(dv/v)$.

Подставляя значение dv/v в это уравнение, получаем

$$\begin{aligned} ds &= (c_v dT)/T + (8314/M)(dT/T) - (8314/M)(dp/p) = \\ &= c_p(dT/T) - 8314/M(dp/p), \end{aligned}$$

где $c_p = c_v + 8314/M$ — массовая изобарная теплоемкость идеального газа.

Интегрируя уравнение при $c_p = \text{const}$, находим

$$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1) - (8314/M) \ln(p_2/p_1).$$

Поскольку при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ значение энтропии принимается равным нулю, то для определения энтропии смеси при данных p и T принимаем $s_1 = s_0$, а $s_2 = s$.

Тогда

$$s - s_0 = c_p \ln(T/T_0) - (8314/M) \ln(p/p_0),$$

где T_0 и p_0 — температура и давление в выбранной точке начала отсчета.

Процесс смешения двух потоков газа. Этот процесс можно представить следующим образом: в камеру смешения 3 по трубопроводам 1 и 6 подается газ с разными параметрами. Например, по трубопроводу 1 идет газ, параметры которого p_1 , T_1 , v_1 , h_1 , а по трубопроводу 2 — газ с параметрами p_2 , T_2 , v_2 , h_2 . Расходы газа m_1 и m_2 соответственно (рис. 4.31). На входе в камеру смешения эти газовые потоки дросселируются, так как давление газовой смеси p должно быть меньше давлений потоков p_1 и p_2 , чтобы устранить возможность перехода газа из камеры смешения обратно в трубо-

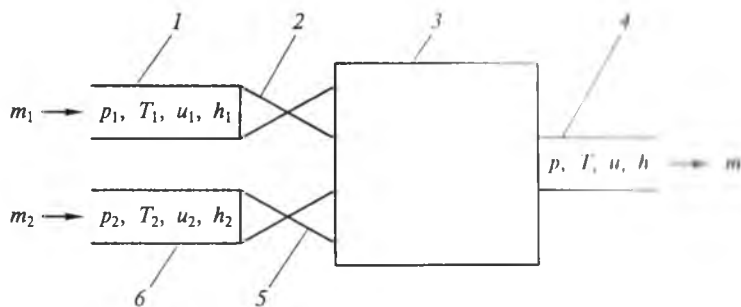


Рис. 4.31. Процесс смешения двух потоков газа:

1, 6 — трубопроводы для подачи газов в камеру смешения; 2, 5 — вентили, 3 — камера смешения; 4 — отводной трубопровод

провод. Следует отметить, что давление смеси может быть различным в зависимости от степени открытия вентилей 2 и 5 на трубопроводах. Этим процесс смешения в потоке отличается от процесса смешения газов при постоянном объеме, где величина давления смеси однозначно определяется параметрами ее компонентов.

Из камеры смешения газовая смесь отводится по трубопроводу 4, в котором расход газа $m = m_1 + m_2$.

Рассмотрим процесс смешения газов как адиабатный без совершения внешней работы.

Энергия потока газа равна $m(h + w^2/2 + z)$.

Энергия суммарного потока газа равна сумме энергий отдельных потоков, т.е. $m_1(h_1 + w_1^2/2 + z_1) + m_2(h_2 + w_2^2/2 + z_2) = m(h + w^2/2 + z)$.

Для большинства технических задач кинетической и потенциальной энергией положения можно пренебречь, так как они меньше энтальпии. Тогда $m_1h_1 + m_2h_2 = mh$.

Энтальпия газовой смеси $h = (m_1h_1 + m_2h_2)/m = h_1a_1 + h_2a_2$.

Полученное уравнение справедливо как для идеальных, так и для реальных газов. Так как $h = c_p T$, то получим

$$c_p T = (m_1 c_{p1} T_1 + m_2 c_{p2} T_2)/m.$$

Для идеального газа, теплоемкость которого постоянна, имеем

$$T = (m_1 T_1 + m_2 T_2)/m = T_1 a_1 + T_2 a_2.$$

Удельный объем газовой смеси рассчитывается из уравнения Клапейрона $v = (8314T)/(Mp)$.

Энтропия газовой смеси зависит от его температуры и давления

Процесс смешения при заполнении резервуара. Резервуар 1 заполнен газом с параметрами p_1, v_1, T_1, u_1 . Масса газа равна m_1 . В резервуар по трубопроводу 2 вводится газ с параметрами p_2, v_2, T_2, h_2 и массой m_2 . После ввода порции газа вентиль закрывается и в резервуаре образуется смесь с параметрами p, v, T и массой m (рис. 4.32).

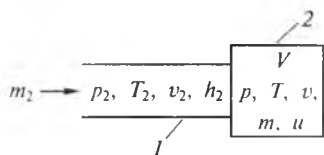


Рис. 4.32. Процесс смешения при заполнении резервуара:

1 — трубопровод; 2 — резервуар

Масса смеси $m = m_1 + m_2$.

Внутренняя энергия смеси равна сумме внутренней энергии газов, составляющих смесь: $mu = m_1u_1 + m_2u_2$.

Внутренняя энергия смеси

$$u = (m_1u_1 + m_2u_2)/m.$$

Считая, что теплоемкость идеального газа не зависит от температуры, имеем

$$mc_vT = m_1c_{v1}T_1 + m_2c_{v2}T_2.$$

$$\text{Откуда } T = (m_1T_1 + m_2T_2)/m = T_1a_1 + T_2a_2.$$

Давление газа после смешения находится по уравнению Клапейрона $p = (m/8314T)/(VM)$, где V — объем резервуара, м^3 .

Удельный объем смеси рассчитывается по формуле $v = V/m$, где V и m — объем и масса смеси.

Энтропия газовой смеси определяется по давлению и температуре смеси.

Если рассматривать процесс смешения газов в момент подачи газа в резервуар, то внутренняя энергия смеси $mu = m_1u_1 + m_2h_2$.

$$\text{Откуда } u = (u_1m_1 + m_2h_2)/(m_1 + m_2).$$

Выражая удельную внутреннюю энергию и удельную энтальпию через теплоемкость, получаем $mc_vT = m_1c_{v1}T_1 + m_2c_{p2}T_2$.

Считая, что теплоемкость идеального газа не зависит от температуры, имеем $u_1 = c_vT$; $h_2 = c_pT$; $u = c_vT$.

Тогда температура смеси $T = (m_1T_1 + km_2T_2)/(m_1 + m_2)$, где k — показатель адиабаты $k = c_p/c_v$.

Контрольные вопросы

1. Способы смешения газов. 2. Как определяются температура и давление смеси при постоянном объеме? 3. Как определяются температура и удельный объем смеси при смешивании газовых потоков? 4. Как определяются температура и давление смеси при заполнении резервуара? 5. От каких параметров зависит энтропия смеси и почему энтропия газа изменяется в процессе смешения?

4.5. Термодинамические основы процессов газа в компрессоре

Компрессоры — это машины, предназначенные для повышения давления газа до заданных значений, обусловленных производством, и для транспортировки газа на заданные расстояния.

Компрессоры приводятся в действие электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания, турбинами.

По величине достигаемого давления компрессоры делятся на три группы:

вентиляторы — аппараты низкого давления с $p \leq 0,115 \text{ МПа}$;

газовушки — аппараты среднего давления с $p \leq 0,45 \text{ МПа}$;

компрессоры — аппараты высокого давления с $p > 0,45 \text{ МПа}$.

По способу повышения давления компрессоры разделяют на:

- объемные, в которых рабочее тело поступает в аппарат, где сжимается поршнем (поршневые компрессоры) или пластинами (ротационные компрессоры) до заданного давления и вытесняется в напорный трубопровод. Особенностью объемных машин является периодичность их рабочего процесса, обусловленная периодическим движением рабочих частей, например поршня;

- лопастные, работающие по динамическому принципу, в соответствии с которым рабочее тело на быстровращающихся лопатках приобретает большую скорость, следовательно, большую кинетическую энергию, которая преобразуется в потенциальную энергию давления. К лопастным машинам относятся центробежные и осевые компрессоры;

- струйные, в которых рабочее тело получает дополнительную скорость за счет смешения с потоком разогнанного в сопле газа. В диффузоре кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию давления. По этому принципу работают инжекторы, элеваторы, эжекторы.

Несмотря на различные конструкции компрессоров, с точки зрения термодинамики, в них протекают одни и те же процессы: выпуск газа, его сжатие, выпуск.

Задачей, которую решает термодинамика, является определение вида процесса, при котором работа сжатия (работа привода) будет минимальной.

Термодинамическое исследование компрессоров проще проводить на примере идеального поршневого компрессора. Предполагается, что в таком компрессоре все процессы являются равновесными и обратимыми, рабочим телом служит идеальный газ. Кроме того, в нем отсутствует так называемое вредное пространство — пространство между крышкой компрессора и поршнем, находящимся в крайнем верхнем положении. В реальных компрессорах такое пространство есть, так как поршень не может подходить вплотную к крышке компрессора. Вредное пространство уменьшает производительность компрессора.

На рис. 4.33 изображены процессы, из которых складывается работа ком-

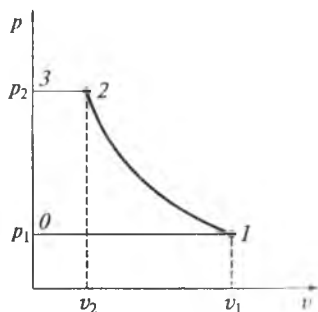


Рис. 4.33. Процесс работы компрессора в p, v -диаграмме

рессора. Кривая $0-1$ — это процесс впуска газа. С точки зрения термодинамики этот процесс можно рассматривать как изобарный процесс расширения. Кривая $1-2$ — процесс сжатия газа в компрессоре. Кривая $2-3$ — процесс выпуска газа. Термодинамика рассматривает этот процесс как изобарный процесс сжатия.

В этих процессах совершается работа по изменению объема газа, которая рассчитывается по уравнению $l = \int p dv$.

Работа, затрачиваемая на получение 1 кг сжатого газа, рассчитывается по формуле

$$l = l_{12} + p_1 v_1 - p_2 v_2 = \int_1^2 p dv + p_1 v_1 - p_2 v_2. \quad (4.70)$$

Так как $(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \int_1^2 d(pv)$, то

$$l = \int_1^2 (-d(pv) + p dv) = - \int_1^2 v dp. \quad (4.71)$$

Из формулы (4.71) следует, что работа, затрачиваемая на привод компрессора, численно равна располагаемой работе процесса $1-2$, и графически изображается площадью, расположенной между линией процесса и осью ординат.

Изобразим процессы сжатия газа по изотерме, по адиабате, по политропе в p, v -диаграмме, считая, что начальное состояние газа одно и то же, конечное давление p_2 для всех процессов одинаковое (рис. 4.34). Процесс $1-2_{из}$ является изотермическим процессом сжатия. Уравнение изотермы $pv = \text{const}$, $n = 1$. Процесс $1-2_{п}$ — политропный процесс сжатия. Уравнение политропы $pv^n = \text{const}$, $1 < n < k$. Процесс $1-2_{а}$ — адиабатный процесс сжатия. Уравнение адиабаты $pv^k = \text{const}$, $k > n$.

Используя графический метод определения располагаемой работы, получаем, что наименьшая работа сжатия имеет место в

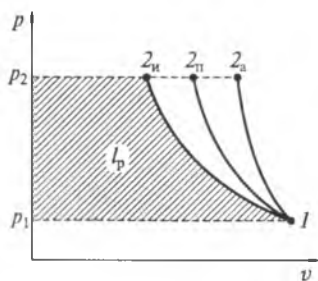


Рис. 4.34. Процесс сжатия газа в p, v -диаграмме

изотермическом процессе, наибольшая — в адиабатном, если $k > n$. Поскольку изотермический процесс преобразования энергии по техническим причинам неосуществим, он может служить только эталоном для других процессов.

Реальные процессы сжатия газа в компрессоре проводятся по политропе. Причем, чем ближе показатель политропы n к единице, тем меньше располагаемая работа.

Удельную работу газа рассчитывают по формулам:

в политропном процессе сжатия

$$l_n = -(n/(n-1))p_1 v_1 ((p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1), \quad (4.72)$$

по адиабатному процессу

$$l_a = -(k/(k-1))p_1 v_1 ((p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1); \quad (4.73)$$

при изотермическом сжатии

$$l_n = -p_1 v_1 \ln(p_2/p_1). \quad (4.74)$$

Эти формулы работы получены для компрессора, не имеющего вредного пространства. Однако эти формулы справедливы и для компрессора с вредным пространством, поскольку, во-первых, количество работы во вредном пространстве мало, а во-вторых, работа расширения газа во вредном пространстве и работа сжатия в нем практически одинаковые.

При сжатии газа одновременно с ростом давления растет и температура. Исключение составляет изотермический процесс ($T = \text{const}$). Изменение температуры газа в адиабатном, политропном и изотермическом процессах показано в T, s -диаграмме на рис. 4.35. Как видно из рисунка, в политропном и адиабатном процессах температура при сжатии газа повышается. Повышение температуры с ростом давления можно определить из соотношений параметров этих процессов.

Для политропного процесса $1-2_n$:

$$(T_2/T_1) = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \quad (4.75)$$

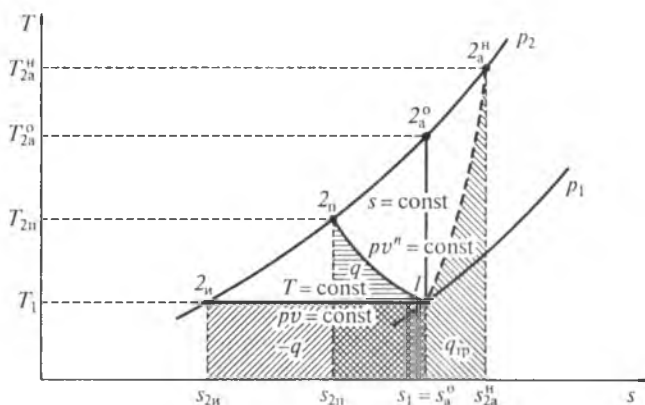


Рис. 4.35. Изменение температуры газа при адиабатном, политропном и изотермическом сжатии в T, s -диаграмме:

$1-2_n$ — политропный процесс сжатия; $1-2_n$ — изотермический процесс сжатия; $1-2_n$ — адиабатный обратимый процесс сжатия; $1-2_n$ — адиабатный не-обратимый процесс сжатия

Для обратимого адиабатного процесса $1-2_a$:

$$(T_{2a}^0/T_1) = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (4.76)$$

Температура газа за счет трения в необратимом процессе больше, чем T_{2a}^0 .

Рассмотрим изменение энтропии в процессах сжатия газа.

Изменение энтропии в политропном процессе сжатия определяется уравнением:

$$\Delta s = c \ln(T_2/T_1). \quad (4.77)$$

Поскольку в процессе политропного сжатия $T_2 > T_1$, а теплоемкость c при $1 < n < k$ отрицательна $c = c_v((n - k)/(n - 1))$, то энтропия газа уменьшается.

В обратимом адиабатном процессе сжатия энтропия остается неизменной:

$$\Delta s = \int_1^2 dq/dT = 0, \quad (4.78)$$

а в необратимом адиабатном процессе она возрастает.

Изменение энтропии в изотермическом процессе $\Delta s = (8.314/M) \ln(p_1/p_2)$.

Предел повышения температуры в компрессорах обусловлен качеством компрессорного масла. Компрессорное масло имеет температуру вспышки $200-240^\circ\text{C}$, а температуру разложения несколько ниже. Поэтому температура газа в компрессоре не должна превышать 180°C , что соответствует предельной степени сжатия газа $\lambda = p_2/p_1 = 5-6$.

Для получения газа с более высоким давлением применяют многоступенчатое сжатие.

В многоступенчатых компрессорах после каждой ступени политропного сжатия проводится изобарное охлаждение газа. Этим достигается приближение политропного процесса сжатия к изотермическому и уменьшение работы на привод компрессора.

Рабочие процессы двухступенчатого компрессора изображены на рис. 4.36. Политропный процесс сжатия газа происходит в I ступени компрессора ($1-A$). Сжатый газ поступает в холодильник, где охлаждается при $p = \text{const}$ до начальной температуры ($A-B$). Политропный процесс сжатия газа во II ступени компрессора показан кривой ($B-2_n$). Кривая $1-2_n$ — изотерма газа. Промежуточное охлаждение газа уменьшает работу компрессора.

Распределение перепада давлений между ступенями должно быть таким, чтобы суммарная работа цикла компрессора была минимальной.

Для компрессора с числом ступеней m этому условию отвечает величина повышения давления на ступени:

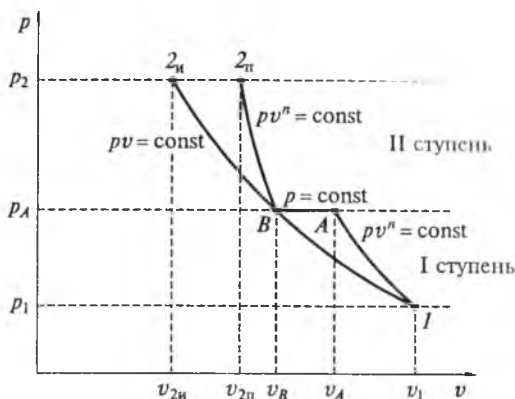


Рис. 4.36. Процесс работы двухступенчатого компрессора в p, v -диаграмме

$$p''/p' = (p_2/p_1)^{1/m}, \quad (4.79)$$

где p' , p'' — давление на входе и выходе ступени. Степень сжатия газа на ступени одинакова для всех ступеней компрессора.

Если считать, что температуры газа на входе в каждую ступень компрессора одинаковы и равны T_1 , то в соответствии с уравнением (4.75) очевидно, что будут одинаковы и перепады температур для всех ступеней компрессора.

С увеличением числа ступеней сжатия работа на привод компрессора уменьшается. Однако вопрос о выборе числа ступеней решается на основе не столько термодинамических, сколько общих технических и технико-экономических соображений.

Если температура газа на входе в каждую ступень компрессора одинакова, то работа газа в каждой ступени политропного сжатия определяется уравнением

$$l_1 = l_2 = \dots = l_m = (n/(n-1))p'v'((p''/p')^{(n-1)/n} - 1). \quad (4.80)$$

Полная удельная работа компрессора равна:

$$l = ml_m, \quad (4.81)$$

где m — число ступеней; l_m — работа газа в одной ступени.

При одинаковых условиях сжатия газа количество теплоты, отводимое от газа в процессе его сжатия в каждой ступени:

$$q_m = c_v((n-k)/(n-1))(T_2 - T_1), \quad (4.82)$$

где $(T_1 - T_2)$ — изменение температуры в ступени компрессора; n — показатель политропы; k — показатель адиабаты.

Теплота, отводимая в холодильнике при изобарном охлаждении газа, находится по формуле:

$$q = c_p(T_2 - T_1), \quad (4.83)$$

где T_1, T_2 — температуры газа на входе и выходе теплообменника.

В реальном компрессоре действительная работа l_d будет больше теоретической работы l из-за потерь, обусловленных трением, утечками газа, теплопотерями в окружающую среду, наличием вредного пространства и пр.

Эффективность работы реального компрессора определяется изотермическим $\eta_{и}$ и адиабатным $\eta_{а}$ КПД. Эти КПД равны отношению удельной теоретической работы, затрачиваемой на привод компрессора, к действительной работе:

$$\eta_{и} = l_{и}/l_d; \quad \eta_{а} = l_a/l_d. \quad (4.84)$$

Величины $\eta_{и}$ и $\eta_{а}$ представляют собой некоторые условные числа, которые характеризуют степень приближения работы реального компрессора к работе теоретического компрессора с выбранным процессом сжатия.

Чтобы приблизить реальный процесс к изотермическому процессу, компрессор охлаждают. Поэтому эффективность работы охлаждаемого компрессора оценивается $\eta_{и}$, а $\eta_{а}$ оценивает совершенство неохлаждаемой машины.

Удельная работа изотермического сжатия $l_{и}$ рассчитывается по уравнению (4.74), а удельная работа адиабатного сжатия l_a по формуле (4.73). Работа l_d может быть определена по реальной индикаторной диаграмме машины, которая снимается при его работе с помощью специального прибора — индикатора. В зависимости от типа компрессора величина КПД колеблется в пределах $\eta_{и} = 0,6 \dots 0,8$, $\eta_{а} = 0,75 \dots 0,92$.

Мощность N , затрачиваемая внутри корпуса компрессора при его производительности V , м³/с, и плотности газа на входе ρ_1 , находится по формулам:

$$\begin{aligned} N &= V\rho_1 l_a / \eta_{а}, \\ N &= V\rho_1 l_{и} / \eta_{и}. \end{aligned} \quad (4.85)$$

Мощность на валу компрессора с учетом потерь на трение находится по формуле

$$N_e = N / \eta_{мех}, \quad (4.86)$$

где $\eta_{мех}$ — механический КПД, $\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,99$.

Рассмотрим устройство и принцип действия некоторых компрессоров, используемых в технике.

Поршневой компрессор состоит из цилиндра и поршня. По числу всасываний и нагнетаний на один двойной ход поршня поршневые компрессоры делятся на машины простого и двойного действия. По числу ступеней сжатия поршневые компрессоры подразделяют на одноступенчатые и многоступенчатые.

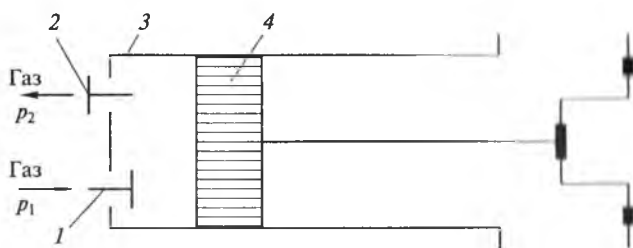


Рис. 4.37. Одноступенчатый поршневой компрессор:

1 — впускной клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — корпус; 4 — поршень.

Работа одноступенчатого поршневого компрессора простого действия (рис. 4.37) происходит следующим образом: с помощью привода поршень 4 приходит в движение, газ, находящийся в цилиндре 3 под поршнем расширяется, давление его падает, открывается впускной клапан 1 и газ поступает в цилиндр. Сжатие газа происходит до заданного давления, с которым он через нагнетательный клапан 2 идет в трубопровод.

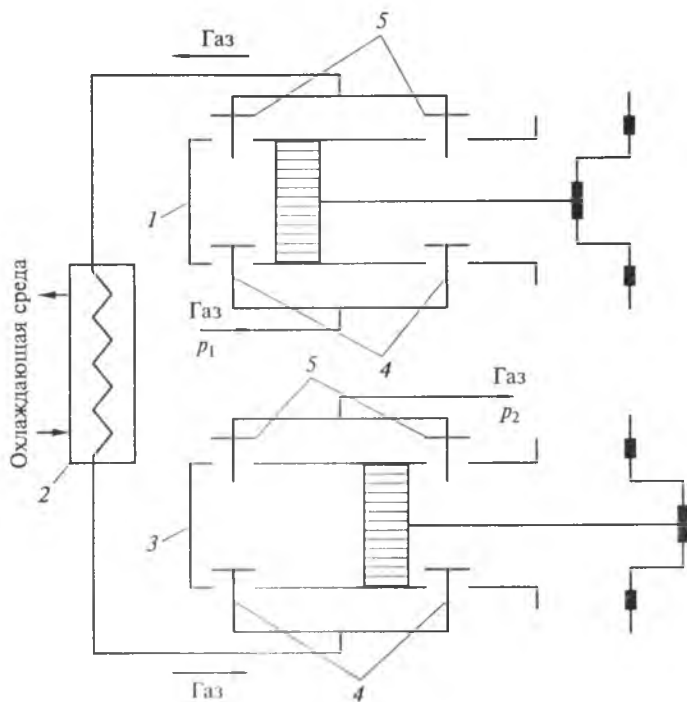


Рис. 4.38. Двухступенчатый компрессор:

1 — первая ступень компрессора; 2 — холодильник; 3 — вторая ступень компрессора; 4 — впускной клапан; 5 — нагнетательный клапан

Рассмотрим работу двухступенчатого компрессора двойного действия, принципиальная схема которого изображена на рис. 4.38. Газ с давлением p_1 поступает в первую ступень компрессора 1, где сжимается до промежуточного давления $p = (p_2/p_1)^{1/2}$. Затем газ проходит в холодильник 2, охлаждается при $p = \text{const}$. Во второй ступени компрессора 3 газ сжимается до конечного давления p_2 , с которым он поступает к потребителю. В каждой ступени компрессора газ может сжиматься попеременно по обе стороны поршня. Цилиндр снабжен двумя всасывающими клапанами 4 и двумя нагнетательными (выпускными) клапанами 5. Компрессоры двойного действия имеют более сложное устройство, но обладают почти вдвое большей производительностью при тех же габаритах, что и машины простого действия. Поршневые компрессоры имеют производительность до 10 000 м³/ч и давление до 100 МПа.

В ротационных компрессорах (рис. 4.39) в цилиндре корпуса 1 эксцентрично установлен ротор 2, в радиальные пазы которого свободно вставлены тонкие пластины 3.

С помощью привода ротор вращается, начинает действовать центробежная сила, под действием которой пластины ротора выдвигаются из пазов и скользят по поверхности цилиндра. Пластины делят рабочее пространство аппарата на отдельные камеры разных объемов. При вращении ротора объем камер сначала увеличивается, давление падает и происходит всасывание газа. Затем объем камер уменьшается, давление увеличивается до заданного предела, с которым газ уходит в нагнетательный трубопровод. Ротационные компрессоры имеют производительность до 600 м³/ч и давление до 1,5 МПа.

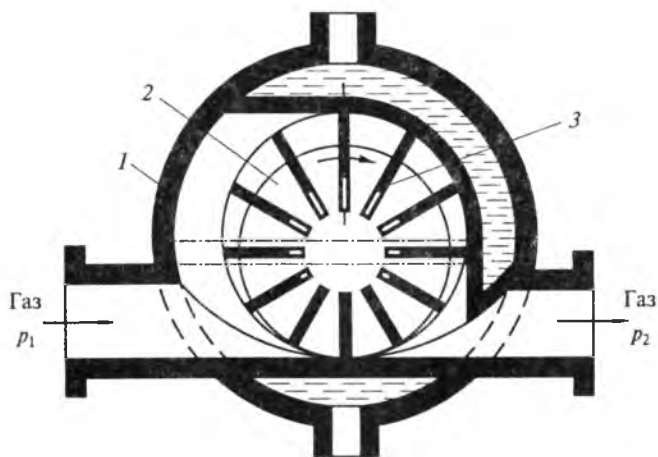


Рис. 4.39. Ротационный компрессор:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — пластины

На рис. 4.40 изображена принципиальная схема двухроторной газодувки. В корпусе газодувки 1 на двух параллельных валах вращаются два барабана (ротора) 2, один из которых приводится в движение с помощью электродвигателя. При вращении барабаны плотно прилегают друг к другу и стенкам корпуса, образуя две камеры: в одной происходит всасывание, в другой — нагнетание газа.

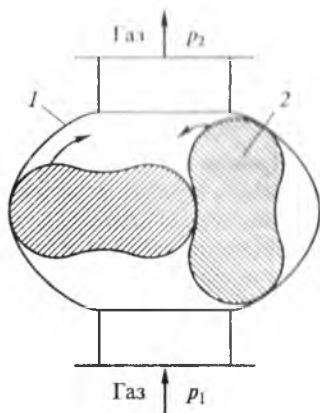


Рис. 4.40. Двухроторная газодувка:

1 — корпус; 2 — барабан

В осевом компрессоре (рис. 4.41) ротор состоит из барабана 4 с рабочими лопатками 3. В корпусе 1 закреплены неподвижные направляющие лопатки 2. При вращении ротора на подвижных рабочих лопатках происходит повышение скорости и, следовательно, кинетической энергии потока, а на неподвижных лопатках кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию. Осевые компрессоры имеют подачу до 80 000 м³/ч и более, давление до 0,6 МПа.

В центробежном компрессоре используются колеса с загнутыми назад лопатками 1. Когда колесо начинает вращаться под действием привода, возникает центробежная сила, отбрасывающая газ по лопаткам к корпусу 2 (рис. 4.42). В центре компрессора образуется вакуум и газ засасывается по оси машины в корпус.

На лопатках скорость газа увеличивается, а на стенках корпуса и в диффузоре 3 газ затормаживается и давление газа растет. Цен-

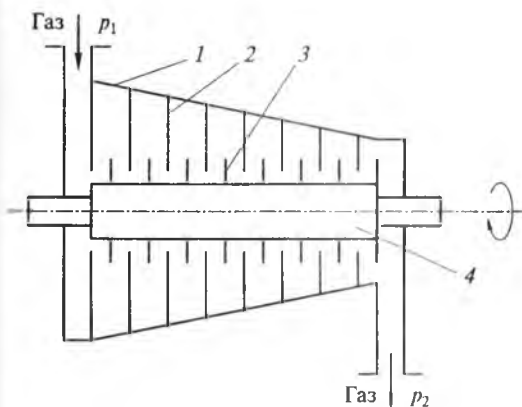


Рис. 4.41. Осевой компрессор:

1 — корпус; 2 — неподвижные направляющие лопатки; 3 — рабочие лопатки; 4 — барабан

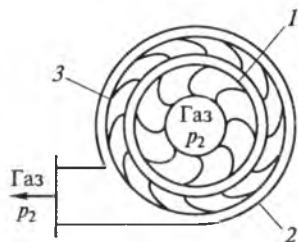


Рис. 4.42. Центробежный компрессор:

1 — лопатки; 2 — корпус; 3 — диффузор

требжные компрессоры имеют подачу до 200 000 м³/ч и давление до 3,0 МПа.

Примеры и задачи

Пример 4.3. При адиабатном сжатии воздуха определить производительность компрессора и температуру воздуха в конце сжатия, если начальная температура воздуха $t_1 = 15^\circ\text{C}$, начальное давление $p_1 = 0,09$ МПа, конечное давление $p_2 = 0,7$ МПа. Мощность компрессора $N = 40$ кВт, $\eta_a = 0,9$.

Решение

Удельная работа сжатия в адиабатном процессе

$$l = -((k/(k-1))p_1v_1((p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1)),$$

где k — показатель адиабаты, $k = 1,4$; v_1 — удельный объем воздуха до сжатия.

Удельный объем v_1 равен

$$v_1 = (8314 T_1)/(M p_1) = (8314 \cdot 288)/(29 \cdot 0,09 \cdot 10^6) = 0,91 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$l = -(1,4/(1,4-1))0,09 \cdot 10^6 \cdot 0,91((0,7/0,09)^{(1,4-1)/1,4} - 1) = -220,72 \text{ кДж/кг}.$$

Мощность компрессора

$$N = (m \cdot l)/\eta_{ад}.$$

Отсюда производительность компрессора

$$m = (N \cdot \eta)/l = (40 \cdot 0,9) \cdot 220,72 = 0,163 \text{ кг/с}.$$

Объемная производительность компрессора

$$V = m \cdot v_1 \cdot 3600 = 533,9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 4.4. Сравнить теоретические работы на привод одноступенчатого и трехступенчатого компрессоров при одинаковых начальных параметрах: давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = 10^\circ\text{C}$. Газ объемом 1 м³ сжимается до давления $p_2 = 1$ МПа. Показатель политропы $n = 1,2$. Определить температуру в конце сжатия.

Решение

Работа сжатия в одноступенчатом компрессоре

$$\begin{aligned} l_1 &= -[n/(n-1)]p_1v_1[(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1] = \\ &= -[1,2/(1,2-1)] \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1[(10/0,1)^{(1,2-1)/1,2} - 1] = -714 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(n-1)/n} = 283 (10/0,1)^{(1,2-1)/1,2} = 619 \text{ К}.$$

Степень повышения давления в каждой ступени трехступенчатого компрессора

$$\lambda = (p_2/p_1)^{1/3} = (10/0,1)^{1/3} = 4,6.$$

Работа сжатия в каждой ступени

$$\begin{aligned} l_{ст} &= -[n/(n-1)]p_1v_1(\lambda^{(n-1)/n} - 1) = \\ &= -[1,2/(1,2-1)] \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1(4,6^{0,17} - 1) = -179 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Работа сжатия в трехступенчатом компрессоре

$$l = l_{\text{ст}} m = -179 \cdot 3 = -537 \text{ КДж/м}^3.$$

Температура газа в конце каждой ступени

$$T_2 = T_1 \lambda^{(n-1)/n} = 283 \cdot 4,6^{0,17} = 367 \text{ К}.$$

При переходе от одноступенчатого к трехступенчатому сжатию затраты работы уменьшаются:

$$(714 - 537)/714 \cdot 100 = 24,8 \, \%.$$

Задача 4.5. В компрессор поступает влажный воздух при $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и давлении $p_1 = 2 \text{ МПа}$. Состав воздуха $a(\text{N}_2) = 0,78$, $a(\text{O}_2) = 0,2$, $a(\text{H}_2\text{O}) = 0,02$. Рассчитать теоретическую работу на привод одноступенчатого компрессора при сжатии воздуха до $p_2 = 2,5 \text{ МПа}$, если сжатие идет по изотермическому процессу.

Ответ: $l_p = 19,2 \text{ кДж/кг}$.

Задача 4.6. Рассчитать теоретическую работу на привод компрессора в политропном процессе с показателем политропы, равным 1,25. Значения температуры $t_1 = 10^\circ\text{C}$, давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и $p_2 = 1,5 \text{ МПа}$, состав воздуха принять таким же, как в предыдущей задаче.

Ответ: $l_p = 299 \text{ кДж/кг}$.

Задача 4.7. В турбокомпрессоре адиабатно сжимается воздух от $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и $p_1 = 1 \text{ бар}$ до $p_2 = 5 \text{ бар}$. Действительная мощность компрессора 10 000 кВт. Внутренний относительный КПД компрессора 0,85. Определить расход воздуха через компрессор.

Ответ: $v = 70,32 \text{ кг/с}$.

Контрольные вопросы

1. Какая машина называется компрессором? Назовите способы повышения давления в компрессоре.
2. Какие процессы протекают в компрессоре? Какой процесс сжатия является наиболее выгодным? Изобразите в p, v -диаграмме процессы, протекающие в компрессоре.
3. Как рассчитывается работа компрессора при различных процессах сжатия?
4. Как меняется температура газа при сжатии? Нарисуйте T, s -диаграмму процессов сжатия.
5. Принцип многоступенчатого сжатия. Какие термодинамические процессы имеют место в многоступенчатом компрессоре? Изобразите эти процессы в p, v -диаграмме.
6. Как рассчитывать работу газа в одной ступени и в m ступенях?
7. Изобразите схему и объясните принцип работы поршневого компрессора двойного действия.
8. Изобразите схему и объясните принцип работы роторного пластинчатого компрессора.
9. Изобразите схему и объясните принцип работы осевого компрессора.
10. Изобразите схему центробежного компрессора и объясните принцип его работы.
11. Как определить мощность компрессора?

ВОДА, ВОДЯНОЙ ПАР И ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ**5.1. Фазовые переходы**

Одно и то же вещество в зависимости от давления и температуры может находиться в различных агрегатных состояниях. Например, при атмосферном давлении при температуре ниже 0°C вода находится в состоянии льда, при температурах от 0 до 100°C — жидкость, а при температурах выше 100°C — пар.

В различных агрегатных состояниях вещество имеет различные физические свойства, например плотность. Это объясняется характером межмолекулярного взаимодействия.

В твердых телах силы притяжения между частицами настолько большие, что оно сохраняет свою форму, для разрушения которой надо приложить значительную энергию.

В жидкостях силы притяжения между частицами гораздо меньше, чем в твердых телах, поэтому жидкости не могут сохранять свою форму и принимают форму сосуда, в котором они находятся.

В газообразных телах расстояния между частицами больше, чем в жидкостях и твердых телах. Слабые силы взаимодействия между частицами приводят к тому, что газы распространяются по всему объему, в котором они находятся.

При переходе вещества из одного агрегатного состояния в другое подводимая к веществу энергия частично тратится на преодоление сил межмолекулярного взаимодействия, выражающееся в разрушении ассоциированных комплексов молекул. Такая трактовка является упрощенной, но позволяет объяснить изменение свойств вещества в процессах фазового перехода.

Фазовым переходом называется переход вещества из одной фазы в другую, находящуюся в термодинамическом равновесии с первой.

Под фазами чистого вещества понимается его агрегатное состояние: твердое, жидкое или газообразное. Некоторые вещества в одном и том же агрегатном состоянии могут находиться в нескольких фазах, например лед имеет несколько фаз.

Принята следующая классификация точек фазового перехода: точка перехода твердого тела в жидкое — точка плавления, точка перехода жидкости в пар — точка кипения, точка перехода твердого тела в пар — точка сублимации.

В обратных процессах превращения пара в твердое тело, пара в жидкость, а жидкости в твердое тело эти точки называются точками десублимации, конденсации, затвердевания соответственно.

Каждому значению температуры при данном давлении соответствует определенная точка фазового перехода. Совокупность таких точек дает линию фазового перехода.

Линии фазового перехода можно изобразить на диаграммах состояния вещества, например на фазовой p, T -диаграмме.

На поле фазовой диаграммы наносят три линии фазового перехода: плавления (затвердевания), кипения (конденсации) и сублимации (десублимации).

Характер этих линий определяется уравнением Клапейрона — Клаузиуса:

$$dp/dT = (s_2 - s_1)/(v_2 - v_1), \quad (5.1)$$

где s_2, s_1 — энтропии фаз; v_2, v_1 — удельные объемы фаз.

Процессы фазового перехода проходят в условиях $p = \text{const}$, поэтому из первого закона термодинамики следует:

$$dq = dh - vdp = dh; \quad Tds = dh. \quad (5.2)$$

После интегрирования этого выражения в пределах двух независимых точек и $T = \text{const}$, получим $T(s_2 - s_1) = h_2 - h_1$. Разность энтальпий фаз представляет собой удельную теплоту фазового перехода для фазового перехода твердого тела в жидкость λ , для фазового перехода жидкости в пар r и для фазового перехода твердого тела в пар q_c .

Тогда $s_2 - s_1 = \lambda/T_{\text{пл}}$; $s_2 - s_1 = r/T_s$; $s_2 - s_1 = q_c/T_c$, где $T_{\text{пл}}$ — температура плавления; T_s — температура насыщения (кипения) жидкости; T_c — температура сублимации.

Фазовый переход «твердое тело — жидкость». Применительно к этому фазовому переходу уравнение (5.1) имеет вид:

$$dp/dT = \lambda/T_{\text{пл}}(v_{\text{ж}} - v_{\text{т}}), \quad (5.3)$$

где $v_{\text{ж}}$ — удельный объем жидкости на линии плавления; $v_{\text{т}}$ — удельный объем твердого тела на линии плавления.

Плотности жидкости и твердого тела, а значит, и их удельные объемы соотносятся между собой по-разному: если $\rho_{\text{тв}} > \rho_{\text{ж}}$, тогда $v_{\text{ж}} > v_{\text{т}}$, если $\rho_{\text{ж}} > \rho_{\text{т}}$, то $v_{\text{т}} > v_{\text{ж}}$.

Если $dp/dT > 0$, то с ростом давления температура плавления увеличивается. Если $dp/dT < 0$, то с ростом давления температура плавления уменьшается.

Фазовый переход «жидкость — пар». В этом случае уравнение кривой фазового перехода имеет вид:

$$dp/dT = r/T_s(v'' - v'), \quad (5.4)$$

где v'' — удельный объем пара на линии кипения; v' — удельный объем жидкости на линии кипения.

Поскольку плотность пара всегда меньше плотности жидкости, а $v'' > v'$, то с ростом давления температура насыщения растет.

Фазовый переход «твердое тело — пар». Уравнение кривой сублимации имеет вид:

$$dp/dT = q_c/T_c(v_n - v_t), \quad (5.5)$$

где v_n — удельный объем пара на линии сублимации.

Поскольку сублимация проводится при низких давлениях, то удельный объем пара на линии сублимации на несколько порядков больше, чем удельный объем твердой фазы, т.е. $dp/dT > 0$.

Фазовая p, T -диаграмма, на которую нанесены линии фазового перехода: линия TA — линия плавления — затвердевания; линия TK — линия кипения — конденсации; линия $ТС$ — линия сублимации — десублимации показана на рис. 5.1.

Линии фазового перехода сходятся в точке T , которая называется тройной. В этой точке три фазы вещества находятся в равновесном состоянии. По решению 6-й Международной конференции по свойствам водяного пара (1963) тройная точка принята за начало отсчета внутренней энергии и энтропии воды и водяного пара. Каждое вещество в тройной точке имеет свои определенные параметры состояния, например, для воды: $p_T = 611$ Па; $t_T = 0,01$ °С; $v_T = 0,001$ м³/кг. В тройной точке энтальпия воды: $h_T = u_T + p_T v_T = 0 + (0,00611 \cdot 10^5 \cdot 0,001) \cdot 10^{-3} = 0,61 \cdot 10^{-3}$ кДж/кг.

При теплотехнических расчетах значение энтальпии в тройной точке принимается равным нулю.

Линия плавления TA уходит вверх в сторону больших давлений. Опыты показывают, что эта линия не оканчивается даже при сверхвысоких давлениях.

Кривая кипения TK оканчивается в точке K , называемой критической точкой. Критическая точка для различных веществ имеет свои параметры, например, для воды $p_{кр} = 22,1$ МПа; $t_{кр} = 374,12$ °С; $v_{кр} = 0,0031$ м³/кг.

Кривая сублимации $ТС$ продолжается вниз в сторону низких температур.

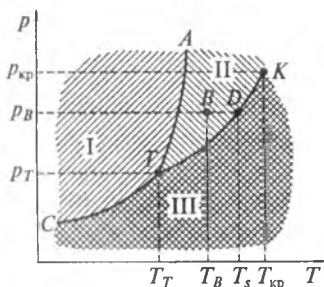


Рис. 5.1. Фазовая p, T -диаграмма

Критическая точка, в которой свойства жидкости и пара становятся одинаковыми, является предельной для термодинамического равновесия жидкости и насыщенного пара. При температурах выше критической возможно существование только перегретого пара. Чем больше температура перегретого пара, тем он ближе по своим свойствам к идеальному газу.

Линии фазового перехода делят поле p, T -диаграммы на три области: область

твёрдого состояния вещества I; область жидкости II и область пара (газа) III. В каждой из областей вещество находится в равновесном состоянии.

Принципиального различия между газом и паром нет. Паром называют вещество, которое в обычных условиях при отводе теплоты может конденсироваться. Газы же конденсируются только при относительно высоких давлениях и низких температурах.

При анализе фазовых равновесий и процессов фазовых переходов используется правило фаз Гиббса. Оно устанавливает зависимость между числом независимых параметров φ (число степеней свободы), определяющих состояние термодинамической системы, находящейся в равновесии, числом фаз r и числом компонентов n системы (под компонентами здесь подразумевается число частей системы):

$$\varphi = n - r + 2. \quad (5.6)$$

Если система однокомпонентная и имеет одну фазу, например чистое вещество (твёрдое тело, жидкость, газ), то по правилу Гиббса имеем: $\varphi = 1 - 1 + 2 = 2$, т.е. для такой системы ее состояние определяется двумя независимыми параметрами, например p и T . Все другие параметры состояния (удельный объем, энтальпия, энтропия и др.) являются функциями p и T .

Если система однокомпонентная и двухфазная, например смесь кипящей воды и пара, то $\varphi = 1 - 2 + 2 = 1$, т.е. состояние такой системы определяется одним параметром состояния, например p или T . Все другие параметры будут зависеть от заданного.

Если система однокомпонентная и трехфазная (тройная точка), то по правилу Гиббса $\varphi = 1 - 3 + 2 = 0$.

Величина $\varphi = 0$ в этом случае означает, что в такой системе три фазы находятся в равновесии только при определенных параметрах состояния, характерных для каждого вещества.

Состояние вещества (см. рис. 5.1) в одной из гомогенных зон (B) должно быть задано двумя независимыми параметрами p и T . Состояние вещества в гетерогенной области (на линии фазового перехода) может быть задано одним параметром, например, p (D).

Контрольные вопросы

1. Что называется фазовым переходом? Опишите процессы фазового перехода. 2. Нарисуйте фазовую диаграмму состояния p, T . Изобразите линии фазового перехода на p, T -диаграмме. 3. Запишите уравнение Клапейрона—Клаузиуса. 4. Что такое тройная и критическая точки состояния вещества? 5. Каково давление и температура при фазовом переходе? 6. Запишите правило Гиббса. 7. Изобразите состояние вещества в гомогенной и гетерогенной области фазового перехода на p, T -диаграмме.

5.2. Водяной пар

Водяной пар обладает хорошими термодинамическими свойствами, безвреден, недефицитен, поэтому получил широкое распространение и как рабочее тело в паросиловых установках, и как теплоноситель в теплообменных аппаратах и в технологических устройствах.

Пар образуется из жидкости путем испарения и кипения. Испарение с поверхности жидкости или твердого тела происходит при любой температуре, кипение происходит во всем объеме жидкости при достижении ею температуры насыщения t_s , °С (температуры кипения).

При испарении жидкости давление насыщенного пара намного меньше давления окружающей среды над поверхностью испарения, так как в среде кроме пара находится газ, например воздух. В этих условиях пар распространяется в окружающей среде путем диффузии очень медленно.

Если повышать температуру жидкости, то образование пара будет происходить не только на поверхности, но и во всем объеме. Центрами образования пузырьков пара становятся неровности стенок, взвешенные в воде частицы, пузырьки воздуха. Поскольку плотность пара во много раз меньше плотности воды, пузырьки всплывают к поверхности кипящей жидкости, а затем уходят в пространство над ней.

Чтобы преодолеть внешнее давление и силу поверхностного натяжения жидкости, давление пара внутри пузырьков должно быть выше. Это давление зависит от температуры кипения жидкости. Поэтому для возникновения кипения температура жидкости должна превышать температуру насыщения при данном внешнем давлении.

Величина t_s зависит от природы жидкости и давления. С ростом давления температура кипения возрастает. Обратный процесс получения жидкости из пара называется *конденсацией*. Процесс парообразования проводится в паровых котлах различной конструкции при $p = \text{const}$.

Переход воды в пар идет следующим образом. Сначала происходит изобарный процесс нагрева воды до t_s и получение кипящей жидкости. В процессе парообразования в пространстве над водой устанавливается равновесие между прямым (кипение) и обратным (конденсация) процессами. Пар при этих условиях находится в термодинамическом равновесии с водой, т.е. имеет с ней одинаковое давление и температуру и называется *насыщенным*.

Если насыщенный пар содержит частицы жидкости, то он называется *влажным насыщенным паром*. Состав влажного насыщенного пара определяется степенью сухости x :

$$x = m_{\text{сух. нас. пара}} / m_{\text{вл. нас. пара}} = m_{\text{сух. нас. пара}} / (m_{\text{кип. ж.}} + m_{\text{сух. нас. пара}}), \quad (5.7)$$

где $m_{\text{вл. нас. пара}}$ — масса влажного насыщенного пара, кг; $m_{\text{сух. нас. пара}}$ — масса сухого насыщенного пара, кг; $m_{\text{кип. ж.}}$ — масса кипящей жидкости, кг.

По мере кипения количество кипящей жидкости уменьшается, а количество сухого насыщенного пара растет. Следовательно, степень сухости возрастает и в конце кипения при получении сухого насыщенного пара становится равной единице. Степень сухости кипящей жидкости равна нулю. Таким образом, степень сухости меняется от 0 до 1.

В процессе кипения при $p = \text{const}$ температура насыщения не меняется, так как вся подводимая теплота идет на фазовый переход.

При изобарном нагреве сухого насыщенного пара, имеющего температуру t_s , образуется перегретый пар, температура которого всегда больше t_s при данном давлении.

Чем больше степень перегрева (разность температуры перегретого и насыщенного пара), тем ближе перегретый пар по своим свойствам к идеальному газу.

Чем меньше степень перегрева, тем большее влияние оказывают конечные объемы молекул и Ван-дер-Ваальсовы силы. Существенную роль начинают играть ассоциации молекул пара в комплексы.

При небольшой степени перегрева пара массовая изобарная теплоемкость c_p перегретого пара зависит от температуры и давления. С ростом давления и уменьшением температуры c_p увеличивается. При большой степени перегрева c_p увеличивается зависимость теплоемкости пара от температуры и уменьшается от давления.

Свойства воды и пара могут быть найдены по таблицам, составленным С. Л. Ривкиным и А. А. Александровым. Таблицы составлены для гомогенных областей — воды и перегретого пара и для гетерогенной области — кипящей жидкости и сухого насыщенного пара.

Для нахождения параметров (удельного объема, энтальпии, энтропии) воды и перегретого пара нужно знать их давление и температуру; для нахождения параметров кипящей жидкости и сухого насыщенного пара — только давление насыщения (упругость насыщенного пара) или температуру насыщения.

Свойства влажного насыщенного пара рассчитываются по правилу аддитивности:

$$\begin{aligned} v_x &= v'(1 - x) + v''x; \\ h_x &= h'(1 - x) + h''x; \\ s_x &= s'(1 - x) + s''x, \end{aligned} \quad (5.8)$$

где v' , v'' — удельные объемы кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; h' , h'' — энтальпии кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, $\text{кДж}/\text{кг}$; s' , s'' — энтропии кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; x — степень сухости

$$x = (v_x - v')/(v'' - v') = (h_x - h')/(h'' - h') = (s_x - s')/(s'' - s').$$

На получение из 1 кг кипящей жидкости 1 кг сухого насыщенного пара при температуре t_s расходуется удельная теплота парообразования, равная r , кДж/кг.

На получение 1 кг влажного насыщенного пара нужно затратить удельную теплоту r_x , равную rx .

При конденсации 1 кг сухого насыщенного пара выделяется удельная теплота конденсации — r , кДж/кг. Величина r находится по таблицам насыщенного пара в зависимости от p или t_s .

Теплота парообразования расходуется на увеличение внутренней энергии пара, которая идет на преодоление сил взаимодействия между молекулами (внутренняя теплота парообразования) и на работу расширения пара, равную $p(v'' - v')$ (внешняя теплота парообразования). Внутренняя теплота парообразования гораздо больше внешней. Так, при давлении $p = 0,101$ МПа на долю внутренней теплоты приходится 93 % r , а на долю внешней теплоты только 7 % r .

Аналитический расчет процессов водяного пара с помощью таблиц пара часто бывает осложнен возможностью фазовых переходов при изменении состояния пара. В процессах фазового перехода меняются свойства пара и, соответственно, соотношения между ними. Поэтому широкое распространение получили графические методы расчета с помощью диаграмм состояния воды и водяного пара. Наибольшее применение имеют T,s - и h,s -диаграммы, поскольку с их помощью можно рассчитать удельный расход теплоты на получение пара и количество теплоты, которое он выделяет при конденсации или охлаждении.

T,s -диаграмма водяного пара. На поле T,s -диаграммы расположены две пограничные кривые, которые делят поле диаграммы на три области: воды (жидкости), влажного насыщенного пара и перегретого пара (рис. 5.2).

Нижняя от a_0 до K пограничная кривая ($x = 0$) представляет собой геометрическое место точек кипящей жидкости при разном давлении, верхняя от C до K ($x = 1$) — геометрическое место точек сухого насыщенного пара при том же давлении. Слева от нижней пограничной линии находится область воды (гомогенное состояние вещества), справа от верхней пограничной кривой — область перегретого пара (гомогенное состояние вещества), между пограничными кривыми — область влажного насыщенного пара (гетерогенная область).

Процесс перехода жидкости в пар через гетерогенную область возможен только в диапазоне давлений тройной точки p_T и критической точки $p_{кр}$. Ниже давления p_T находится область, отражающая различные состояния смеси «пар—лед», выше $p_{кр}$ существование вещества в двухфазном состоянии невозможно.

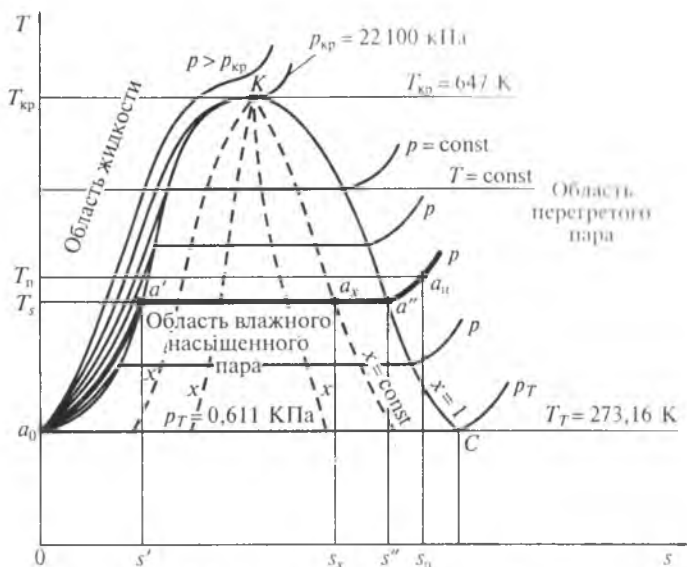


Рис. 5.2. T,s -диаграмма водяного пара

Координатами диаграммы являются температура и энтропия. Изотермы представляют собой горизонтальные линии, изоэнтропы — вертикальные. На диаграмму также наносят изобары ($p = \text{const}$), изохоры ($v = \text{const}$), линии сухости ($x = \text{const}$).

Изобара в области воды, влажного насыщенного и перегретого пара имеет разный характер. В области воды она представляет собой экспоненциальную кривую, которая начинается в тройной точке a_0 , расположенной на оси ординат, и заканчивается в точке начала кипения a' .

Изменение энтропии в этом процессе

$$\Delta s = s' - s_0 = \int_{T_0}^{T_s} c_{pv} dT/T = c_{pv} \ln T_s/T_0 = s', \quad (5.9)$$

где s' — энтропия точки начала кипения; s_0 — энтропия тройной точки ($s_0 = 0$); c_{pv} — массовая изобарная теплоемкость воды; T_s — температура насыщения при данном давлении, K ; T_0 — температура тройной точки K .

В области влажного насыщенного пара изобара сливается с изотермой ($T_s = \text{const}$ при $p = \text{const}$) и является горизонтальной линией $a'a''$.

Изменение энтропии при кипении воды составляет $\Delta s = s'' - s'$, где s'' — энтропия сухого насыщенного пара.

В области перегретого пара изобара представляет собой кривую, угловой коэффициент касательной к которой

$$\operatorname{tg} \alpha = (\partial T / \partial s)_p = T / c_{pn}, \quad (5.10)$$

где c_{pn} — теплоемкость перегретого пара.

Крутизна кривой меняется в зависимости от величины c_{pn} . В области, близкой к состоянию насыщения, c_{pn} перегретого пара больше, чем при высоких степенях перегрева, поэтому изобара сначала идет полого, а затем ее крутизна увеличивается.

Изменение энтропии при перегреве пара в процессе $a''a_n$ равно:

$$\Delta s = s_n - s'' = \int_{T_s}^{T_n} c_{pn} dT/T = c_{pn} \ln T_n/T_s, \quad (5.11)$$

где s_n — энтропия перегретого пара; T_n — температура перегретого пара.

Примем, что $s_0 = 0$, c_p воды мало зависит от давления, а является только функцией температуры. Тогда семейство изобар от p_T до $p_{кр}$ в области жидкости располагается вблизи нижней пограничной линии, почти сливаясь с ней до точки начала кипения с параметрами T_s и s' . Чем выше давление, тем больше изобара отходит от нижней пограничной кривой. Изобара тройной точки при $p_T = \text{const}$ начинается с горизонтального участка, соответствующего процессу парообразования при этом давлении и $T_h = \text{const}$.

Изобары сверхкритического давления ($p > p_{кр}$), располагаясь в области жидкости левее нижней пограничной кривой, плавно переходят в экспоненциальную кривую.

Изохоры ($v = \text{const}$) в области влажного насыщенного пара представляют собой кривые выпуклостью вверх, а в области перегретого пара — вниз.

Линии степени сухости ($x = \text{const}$) расположены в области влажного насыщенного пара и соединяют точки с одинаковым значением x при разных давлениях. Все линии $x = \text{const}$ сходятся в критической точке. Линии степени сухости строятся по отношению $x = (s_x - s')/(s'' - s')$.

Установлено, что на T, s -диаграмме площадь, ограниченная линией процесса, осями абсцисс и ординат представляет собой с учетом масштаба координат удельное количество теплоты, участвующее в процессе. Используя это свойство T, s -диаграммы, можно рассчитать удельное количество теплоты, идущее на нагрев воды до кипения — $q = \int_{T_0}^{T_s} T ds$, удельное количество теплоты на процесс парообразования — $r = T_s(s'' - s')$ и удельное количество теплоты на перегрев пара — $q = \int_{T_0}^{T_n} T ds$.

Изобарный процесс получения из воды перегретого пара в T, s -диаграмме и площади диаграммы, характеризующие удельную теплоту процесса, изображены на рис. 5.3. Площадь под кривой $a_0 a'$ характеризует удельную теплоту, идущую на нагрев воды от T_0

в точке a_0 до T_s . Площадь под кривой $a'a''$ характеризует удельную теплоту парообразования, площадь под $a''a_n$ — получение перегретого пара с T_n . Полная удельная теплота, идущая на получение из 1 кг воды 1 кг перегретого пара будет равна суммарной площади:

$$q = \int_{T_0}^{T_s} T ds + T_s(s'' - s') + \int_{T_s}^{T_n} T ds. \quad (5.12)$$

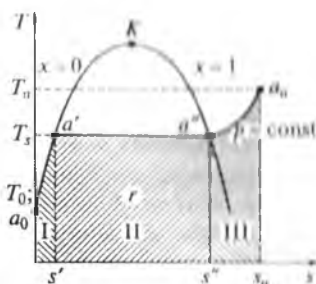


Рис. 5.3. Изобарный процесс получения перегретого пара из воды в T,s -диаграмме

h,s -диаграмма водяного пара. В технических расчетах наибольшее применение нашла h,s -диаграмма водяного пара, так как по ней в изобарном процессе можно найти удельную теплоту ($q = \Delta h$).

Координатами диаграммы (рис. 5.4) являются линии постоянной энтальпии (горизонталь h) и изоэнтропы (вертикали s).

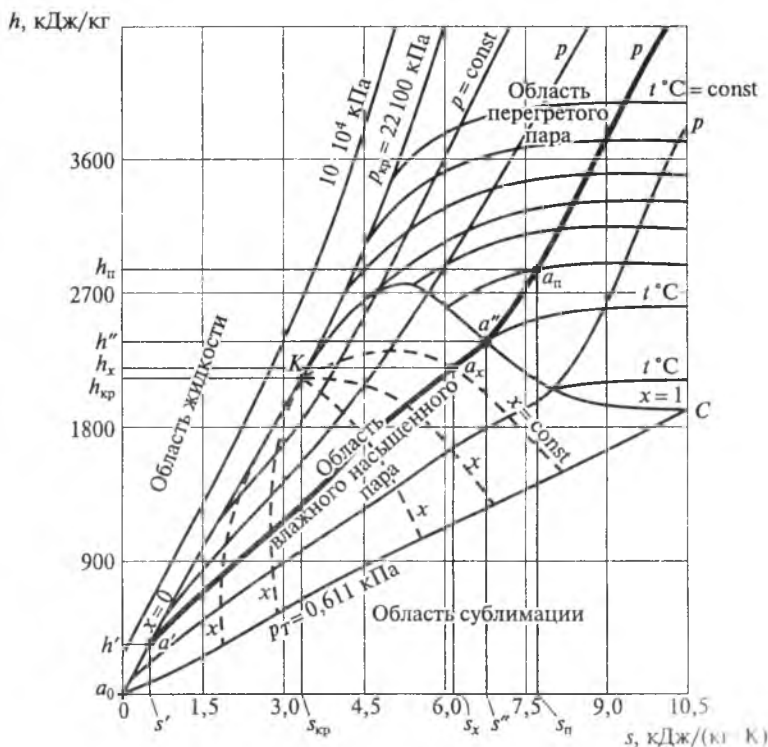


Рис. 5.4. h,s -Диаграмма водяного пара

Построение диаграммы осуществляют с помощью таблиц насыщенного пара. Точки с координатами h' и s' при разных давлениях дают нижнюю пограничную линию a_0 —К (начало кипения), а точки с координатами h'' и s'' для тех же давлений — верхнюю пограничную линию С—К (конец кипения). Если соединить точки на пограничных кривых с одинаковым давлением, получится прямая линия, которая будет являться изобарой и изотермой одновременно.

Изобара и изотерма в области насыщения являются прямыми линиями, что подтверждается следующим.

Из первого закона термодинамики для изобарного процесса следует: $Tds = dh - vdp = dh$. Тогда $(\partial h/\partial s)_p = T$.

Частная производная $(\partial h/\partial s)_p$ есть угловой коэффициент касательной к изобаре. Поскольку температура насыщения в процессе парообразования не меняется, то угловой коэффициент будет также постоянным.

Изобары начинаются в начале координат, а затем расходятся, так как чем выше температура насыщения, тем больше угловой коэффициент.

Изобара критического давления $p_{кр}$ идет достаточно круто. В области перегретого пара с ростом температуры крутизна изобары увеличивается.

Изобары в области жидкости идут так близко к нижней пограничной кривой $x = 0$, что практически сливаются с ней.

Изотермы в области перегретого пара на верхней пограничной кривой имеют перегиб, расходясь с изобарами. При высоком давлении они идут вначале с некоторым подъемом, а затем переходят в почти горизонтальные линии. При низких давлениях изотермы являются практически горизонталями.

Изохоры в h,s -диаграмме по своему характеру подобны изобарам, но идут более круто.

В области влажного насыщенного пара нанесены линии постоянной степени сухости $x = \text{const}$. Эти линии делят все изобары на пропорциональные отрезки. Как и в T,s -диаграмме линии $x = \text{const}$ сходятся в критической точке.

Пограничные линии делят h,s -диаграмму на три области: воды, насыщенного пара и перегретого пара.

В изобарном процессе нагрева воды удельная теплота рассчитывается по формуле:

$$q = h' - h_0, \quad (5.13)$$

где h' , h_0 — энтальпии кипящей воды и воды при начальной температуре, например при температуре тройной точки.

В изобарном процессе парообразования удельная теплота

$$r = h'' - h', \quad (5.14)$$

где h'' — энтальпия сухого насыщенного пара.

В изобарном процессе получения перегретого пара удельная теплота, идущая на перегрев, рассчитывается по формуле

$$q = h_{\text{п}} - h'', \quad (5.15)$$

где $h_{\text{п}}$ — энтальпия перегретого пара.

Полная теплота, расходуемая для получения перегретого пара из 1 кг воды

$$q = h' - h_0 + h'' - h' + h_{\text{п}} - h'' = h_{\text{п}} - h_0. \quad (5.16)$$

Если начальная температура воды равна температуре тройной точки $T_0 = T_{\text{т}}$, то $h_0 = 0$. Тогда $q = h_{\text{п}}$.

Энтальпия перегретого пара складывается из удельных теплот процессов получения пара. Сумму удельных теплот можно выразить формулой

$$h_{\text{п}} = c_{\text{рв}}(T_{\text{с}} - T_0) + r + c_{\text{рп}}(T_{\text{п}} - T_{\text{с}}), \quad (5.17)$$

где $c_{\text{рв}}$, $c_{\text{рп}}$ — средние массовые изобарные теплоемкости воды и перегретого пара.

С помощью диаграмм состояния можно определить состояние воды и пара, а также рассчитать удельные теплоты, удельную располагаемую работу при расширении пара в паровой турбине и др.

Состояние воды, влажного насыщенного и перегретого пара определяется двумя независимыми параметрами, например для воды и перегретого пара это могут быть давление и температура, для влажного насыщенного пара — давление и степень сухости.

Состояние кипящей жидкости и сухого насыщенного пара может быть задано одним параметром — давлением.

Пересечение линий заданных параметров дает точку равновесного состояния вещества.

На рис. 5.5 изображена рабочая часть h,s -диаграммы, которая представляет собой часть h,s -диаграммы (см. рис. 5.4), включающую область влажного пара с высокой степенью сухости и область перегретого пара, т.е. области пара, используемого в технике. На диаграмме показаны точки состояния влажного (A) и перегретого (B) пара, а также показаны линии параметров состояния, характеризующие свойства пара в этих точках.

Термодинамические процессы водяного пара. При проведении основных термодинамических процессов с реальными газами, например парами, изменение состояния определяется либо с помощью уравнений состояния веществ, либо по таблицам и диаграммам состояния.

В термодинамике паров рассматриваются четыре основных термодинамических процесса (изобарный, изохорный, изотермический, адиабатный), а также процессы дросселирования и истечения пара.

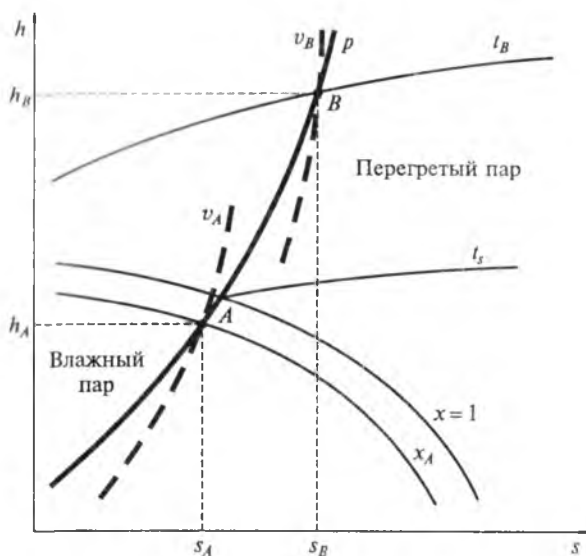


Рис. 5.5. Область влажного пара с высокой степенью сухости и область перегретого пара в h,s -диаграмме

Особенностью протекания паровых процессов является то, что при изменении параметров пар может переходить из одного состояния в другое, например влажный насыщенный пар может стать перегретым.

При проведении теплотехнических расчетов, связанных с паром, большое применение получил графический метод с использованием диаграмм состояния, например h,s -диаграммы.

Порядок расчета процессов следующий:

- по заданным параметрам состояния и данным, полученным по уравнению процесса на h,s -диаграмме, находят точки начального и конечного состояния пара, по которым строится данный процесс;

- изменение параметров состояния пара в процессе определяется как разность конечных и начальных значений, например, $\Delta p = p_2 - p_1$; $\Delta t = t_2 - t_1$; $\Delta s = s_2 - s_1$; $\Delta h = h_2 - h_1$; $\Delta v = v_2 - v_1$.

Изменение внутренней энергии пара в любом процессе, включая изотермический, находится по формуле:

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1); \quad (5.18)$$

- удельная теплота, участвующая в процессе, находится по формулам для изобарного, изохорного, изотермического и адиабатного процессов:

$$q = h_2 - h_1, \quad q = u_2 - u_1, \quad q = T(s_2 - s_1), \quad q = 0; \quad (5.19)$$

• удельная располагаемая работа, совершаемая открытой системой, если проводят изобарный процесс, изохорный процесс, изотермический процесс, адиабатный процесс, находится по формулам соответственно:

$$l_p = -\int_1^2 v dp = 0, l_p = -\int_1^2 v dp = v(p_1 - p_2), l_p = q - \Delta h, l_p = h_1 - h_2, \quad (5.20)$$

• соотношения между различными формами энергии в основных термодинамических процессах в соответствии с первым законом термодинамики для открытых систем имеют вид для изобарного, изохорного, изотермического и адиабатного процессов:

$$q = \Delta h, q = \Delta u, q = \Delta h + l_p, -\Delta h = l_p, \Delta h = -l_p. \quad (5.21)$$

На рис. 5.6 и 5.7 показаны изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный процессы пара в диаграммах состояния p, v ; T, s и h, s . На всех диаграммах состояния показаны термодинамические процессы изменения состояния с переходом влажного насыщенного пара в перегретый.

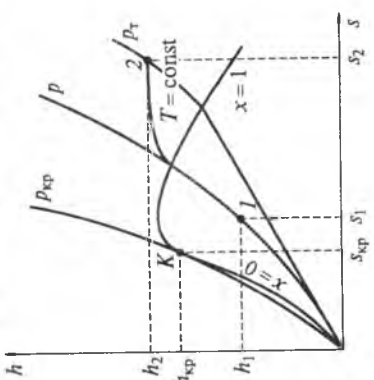
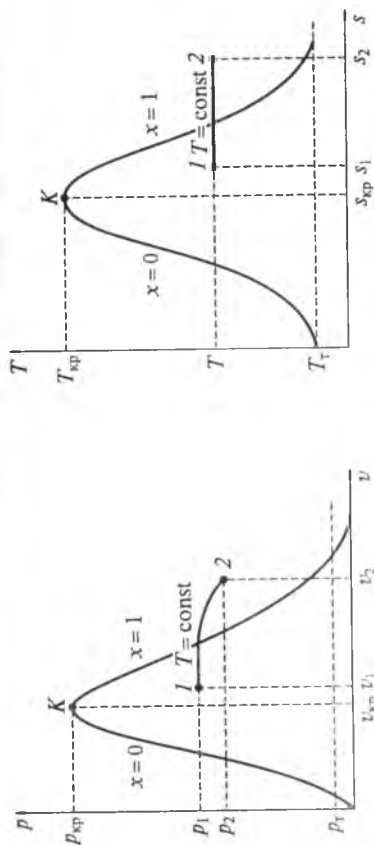
Изохорный процесс 1—2 в p, v -диаграмме представляет собой вертикальную линию, в T, s - и h, s -диаграммах — кривые с перегибом. Поскольку энтропия, как видно из T, s - и h, s -диаграмм, растет, изохорный процесс 1—2 является процессом с подводом теплоты, в котором можно получить располагаемую работу.

Изобарный процесс 1—2 проходит при подводе теплоты, но располагаемая работа в нем не совершается.

Изобара 1—2 в p, v -диаграмме представляет собой горизонтальную линию, в T, s -диаграмме в области влажного насыщенного пара она сливается с изотермой, а в области перегретого пара является слегка вогнутой линией. В h, s -диаграмме в области насыщенного пара изобара является прямой линией, а в области перегретого пара представляет собой слегка вогнутую кривую.

Изотерма 1—2 отражает процесс нагрева, который идет при $T = \text{const}$, поэтому в T, s -диаграмме она является горизонтальной линией. В p, v -диаграмме в области насыщенного пара она сливается с изобарой, а в области перегретого пара представляет собой слегка вогнутую кривую, которая по мере удаления от линии $x = 1$ переходит в гиперболу. В h, s -диаграмме изотерма в области насыщенного пара сливается с изобарой и является прямой линией, а в области перегретого пара отклоняется от изобары вправо и представляет собой кривую, которая в области высоких температур и низких давлений становится почти горизонтальной.

Адиабата 1—2 с $s = \text{const}$ характеризует собой обратимый процесс расширения и в T, s - и h, s -диаграммах представляет собой вертикаль. В p, v -диаграмме адиабата изображается плавной кривой,



Адиабатный процесс

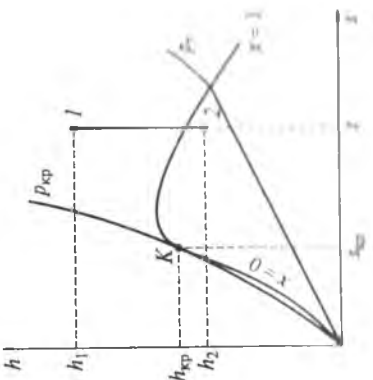
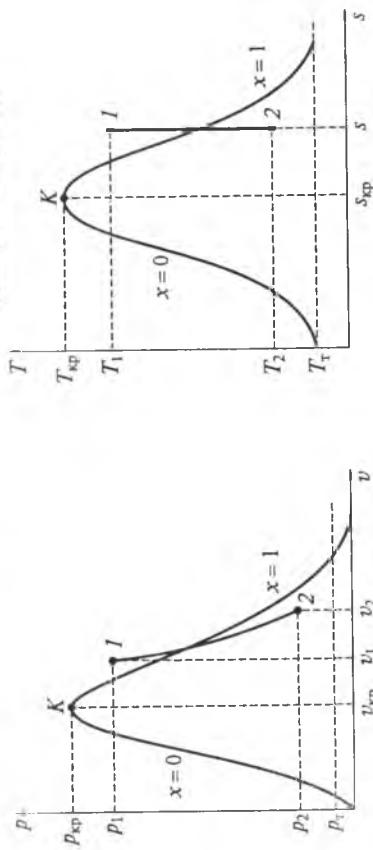
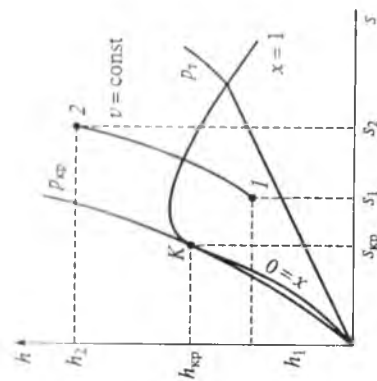
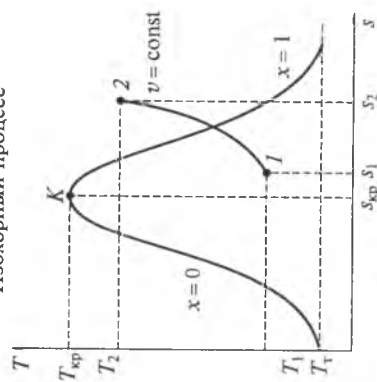
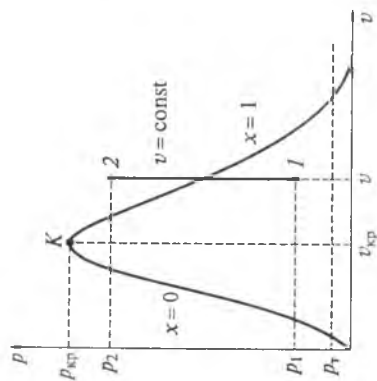


Рис. 5.7. Изотермический и адиабатный процессы водяного пара

Изохорный процесс



Изобарный процесс

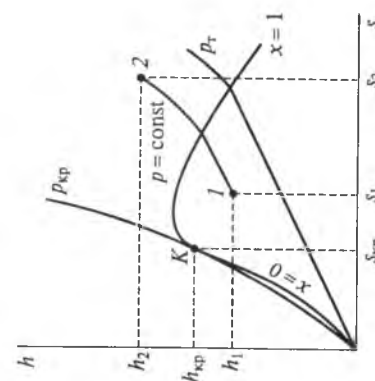
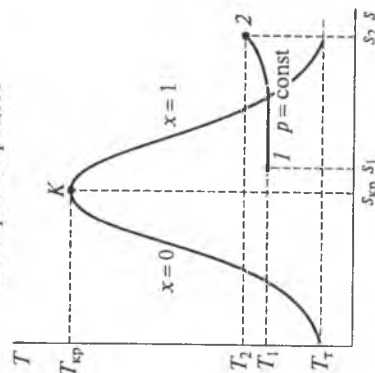
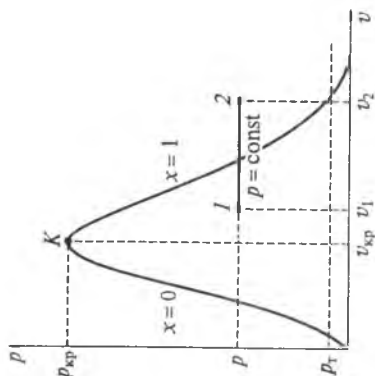


Рис. 5.6. Изохорный и изобарный процессы водяного пара

более крутой, чем верхняя пограничная линия $x = 1$. Это объясняется тем, что показатель адиабаты k для водяного пара не равен отношению c_p/c_v , как для идеальных газов. Приближенное значение этого показателя для перегретого водяного пара принято равным 1,3, а для влажного насыщенного пара $k = 1,035 + 0,1x$, где x — степень сухости пара.

Рассмотрим графический метод расчета процесса водяного пара по h,s -диаграмме.

Рассмотрим изобарный процесс перехода влажного насыщенного пара в перегретый. Для построения процесса необходимо знать два начальных параметра, уравнение линии процесса и один конечный параметр. Начальное состояние задано давлением p и степенью сухости x_1 . Конечное состояние задано температурой t_2 . Нанесем на поле h,s -диаграммы точку начального состояния 1 (рис. 5.8). Поскольку уравнение изобары $p = \text{const}$, то конечная точка 2 находится на пересечении с изотермой t_2 .

Процесс 1—2 является изобарным процессом нагрева. Подводимая удельная теплота в таком процессе равна $q = h_2 - h_1$. Состояние пара в начале процесса определяется параметрами h_1, s_1, t_{1s}, v_1 , состояние пара в конце процесса — параметрами h_2, s_2, v_2 (параметры p, x_1, t_2 заданы).

Изменение состояния пара в процессе рассчитывается как разность конечных и начальных параметров, например $\Delta t = t_2 - t_{1s}$.

Изменение внутренней энергии пара в изобарном процессе находится по уравнению

$$\Delta u = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1).$$

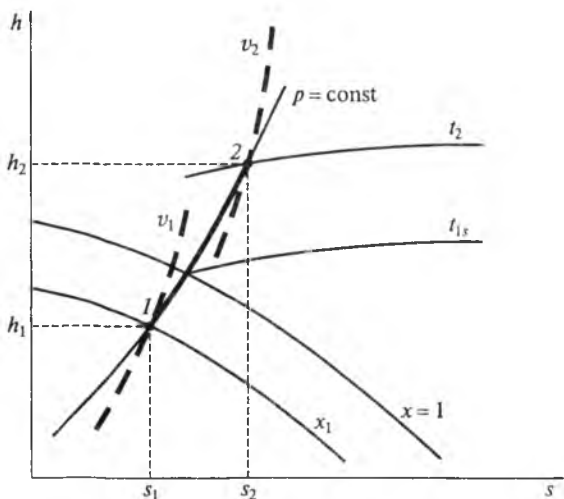


Рис. 5.8. Изобарный процесс перехода влажного насыщенного водяного пара в перегретый

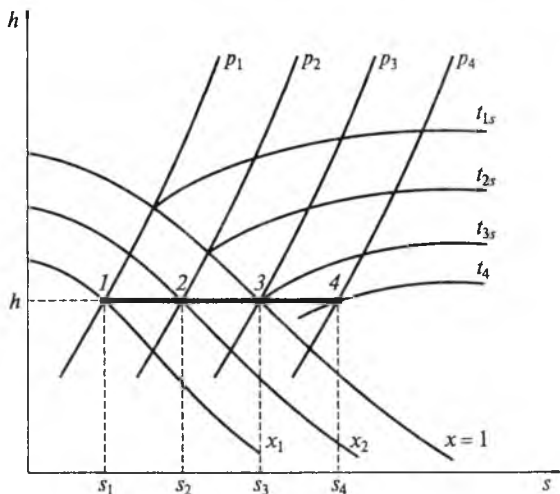


Рис. 5.9. Дросселирование влажного насыщенного водяного пара в области невысоких давлений

Аналогично рассчитываются и другие процессы.

На рис. 5.9 показан процесс дросселирования влажного насыщенного пара в области невысоких давлений. Влажный насыщенный пар при дросселировании подсушивается — процесс 1—2 и 2—3, а сухой пар перегревается — процесс 3—4. Температура пара снижается. Однако в области высоких давлений, близких к критическому, перегретый пар сначала переходит в сухой, затем увлажняется, затем снова подсушивается и, наконец, снова становится перегретым. При дросселировании перегретого пара понижение его температуры составляет $\Delta t = (0,3 \dots 3) \Delta p$.

При истечении водяного пара из суживающегося сопла расчет скорости истечения проводится по формулам:

скорость истечения меньше критической $w = 44,72(h_1 - h_2)^{1/2}$, где h_1 и h_2 — энтальпии соответственно начала и конца адиабатного обратимого процесса расширения, которые можно найти с помощью h,s -диаграммы водяного пара;

скорость истечения больше критической $w = 44,72(h_1 - h_{кр})^{1/2}$, где $h_{кр}$ — энтальпия пара при критическом давлении на выходе из сопла.

При технических расчетах сначала определяется величина $\beta_{кр} = (2/(k+1))^{k/(k-1)}$, где k — показатель адиабаты;

$k = 1,135$ для насыщенного пара с высокой степенью сухости, $k = 1,3$ для перегретого пара.

Тогда для насыщенного пара $\beta_{кр} = 0,577$, а для перегретого пара $\beta_{кр} = 0,546$.

Критическое давление определяется по формуле $p_{кр} = \beta_{кр} p_1$.

Процесс обратимого адиабатного истечения пара на h,s -диаграмме изображается вертикальной прямой, идущей из точки с начальными параметрами p_1, h_1 (параметры пара до сопла) до конечного давления p_2 или $p_{кр}$ на выходе из сопла.

В реальном процессе истечения водяного пара за счет сил трения энтропия растет и линия процесса отклоняется от вертикали. Перепад энтальпии уменьшается и, соответственно, уменьшается и скорость истечения.

Примеры и задачи

Пример 5.1. Определить параметры пара по h,s -диаграмме и по таблицам насыщенного пара при давлении $p = 0,5$ МПа и степени сухости $x = 0,95$.

Решение

По h,s -диаграмме:

энтальпия $h = 26\,485$ кДж/кг;

энтропия $s = 6,57$ кДж/(кг · К);

удельный объем $v = 0,35$ м³/кг;

температура насыщения $t_s = 150$ °С.

По таблице насыщения:

$$h = h'(1 - x) + h''x = 640,1 \cdot 0,05 + 2\,748,8 \cdot 0,95 = 2\,643,4 \text{ кДж/кг};$$

$$s = s'(1 - x) + s''x = 1,86 \cdot 0,05 + 6,82 \cdot 0,95 = 6,57 \text{ кДж/(кг · К)};$$

$$v = v'(1 - x) + v''x = 0,001 \cdot 0,05 + 0,37 \cdot 0,95 = 0,35 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$t_s = 151,84 \text{ °С}.$$

Пример 5.2. В паровой котел поступает вода при давлении 15 МПа и температуре 60 °С. Сколько теплоты нужно подвести к воде, чтобы она превратилась в перегретый пар с температурой 400 °С? Паропроизводительность котла $D = 20$ т/ч.

Решение

Расход теплоты

$$Q = D(h_n - h_v),$$

где h_n, h_v — энтальпия пара и воды.

Энтальпия пара находится по h,s -диаграмме при $p = 15$ МПа и $t = 400$ °С

$$h_n = 3\,255 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия воды находится по таблице термодинамических свойств воды при $t = 60$ °С и $p = 15$ МПа

$$h_v = 263,6 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда

$$Q = (20\,000/3\,600)(3\,255 - 263,6) = 16\,618,8 \text{ кВт}.$$

Задача 5.1. Параметры пара $p = 2$ МПа, $t = 260$ °С. Определить состояние пара.

Ответ: перегретый пар.

Задача 5.2. Влажный насыщенный пар имеет параметры $p = 2$ МПа, $x = 0,96$. Определить другие параметры.

Ответ: $h = 2728$ кДж/кг, $v = 0,095$ м³/кг, $u = 2548$ кДж/кг.

Задача 5.3. Задано состояние пара $p = 2$ МПа, $t = 340$ °С. Определить, пользуясь h,s -диаграммой, остальные параметры.

Ответ: $h = 2660$ кДж/кг, $s = 6,32$ кДж/(кг · К), $v = 0,187$ м³/кг, $u = 2472$ кДж/кг.

Задача 5.4. 1 кг пара расширяется по адиабате от начальных параметров состояния $p_1 = 3$ МПа, $t_1 = 300$ °С до $p_2 = 0,05$ МПа. Найти h_1 , v_1 , h_2 , v_2 , x_2 и работу в процессе.

Ответ: $h_1 = 3000$ кДж/кг, $v = 0,0829$ м³/кг, $h_2 = 2280$ кДж/кг, $v_2 = 2,77$ м³/кг, $l = 612$ кДж/кг.

Контрольные вопросы

1. Какой пар называется влажным насыщенным, сухим насыщенным и перегретым? 2. Что такое степень сухости пара и как она меняется в процессе парообразования? 3. При каких условиях протекает процесс парообразования? 4. Что показывает удельная теплота парообразования? Как она находится при получении сухого и влажного насыщенного пара? 5. Почему в изотермическом процессе парообразования происходит изменение внутренней энергии? Как рассчитывается величина Δu ? 6. Как с помощью таблиц воды и водяного пара определить состояние влажного насыщенного пара? 7. Изобразите процесс парообразования на T,s -диаграмме состояния. Расчет удельной теплоты с помощью T,s -диаграммы. 8. Изобразите процесс парообразования на h,s -диаграмме состояния. Расчет удельной теплоты с помощью h,s -диаграммы. 9. Изобразите основные термодинамические процессы водяного пара на диаграммах состояния. 10. Изобразите процессы дросселирования пара в h,s -диаграмме. Как меняются параметры пара в процессе дросселирования? 11. Как рассчитать удельную теплоту в основных термодинамических процессах водяного пара? 12. Как рассчитать располагаемую работу в основных термодинамических процессах водяного пара? 13. Запишите соотношение между теплотой и располагаемой работой в основных термодинамических процессах водяного пара. 14. Как с помощью h,s -диаграммы рассчитать скорость истечения водяного пара?

5.3. Влажный воздух

Влажный воздух используется в качестве сушильного агента в конвективных сушилках, в установках кондиционирования и вентиляции, в холодильных агрегатах, в топках котельных и др.

Для правильной эксплуатации таких установок, выбора рабочего режима и анализа процессов во влажном воздухе необходимо знать термодинамические особенности влажного воздуха.

Влажный воздух представляет собой бинарную смесь сухого воздуха (смесь азота, кислорода и аргона) с водяными парами.

Процентный состав сухого атмосферного воздуха над уровнем моря: по массе: N_2 — 75,5 %, O_2 — 23,2 %, Ar — 1,3 %;

по объему: N_2 — 78,08 %, O_2 — 20,25 %, Ar — 0,93 %.

В состав сухого воздуха могут входить примеси — CO_2 , H_2 , Ne и другие газы.

Влажный воздух рассматривается как частный случай идеальной газовой смеси. В отличие от газовой смеси один из компонентов влажного воздуха в зависимости от внешних условий может находиться в смеси в виде пара, жидкости или твердого тела (льда).

Используемый в теплотехнических установках воздух является ненасыщенным, в его состав входит перегретый пар. При охлаждении влажного ненасыщенного воздуха до состояния насыщения, при котором парциальное давление пара становится равным давлению насыщения, перегретый пар переходит в сухой насыщенный, а при дальнейшем понижении температуры — во влажный насыщенный пар. При этом из воздуха выпадает влага (роса). Температура, при которой парциальное давление пара становится равным насыщенному, называется *точкой росы*, $t_{г.р.}$

Расчеты процессов во влажном воздухе проводят из предположения, что масса сухого воздуха в смеси не меняется, переменной величиной является масса пара. Поэтому все удельные величины, характеризующие свойства влажного воздуха, относятся к массе сухого воздуха, а не смеси.

В дальнейшем сухой воздух будем называть газом, а водяной пар — паром.

В соответствии с законом Дальтона каждый компонент, входящий в состав смеси, имеет свое парциальное давление p_i , занимает объем V всей смеси и имеет температуру T смеси. Общее давление смеси p равно сумме парциальных давлений компонентов:

$$p = p_g + p_n, \quad (5.22)$$

где p_g , p_n — парциальные давления газа и пара соответственно, Па.

Содержание пара во влажном воздухе характеризуется такими параметрами, как абсолютная и относительная влажность, влагосодержание.

Абсолютная влажность. Под абсолютной влажностью ρ_n понимается масса водяного пара, содержащаяся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютной влажностью также является парциальное давление пара p_n . Численно эти две величины, если они измеряются в г/м^3 или мм рт. ст. почти равны, а при температуре $16,5^\circ\text{C}$ равны между собой.

Относительная влажность. Относительной влажностью φ называется отношение парциального давления пара, содержащегося во влажном воздухе, к давлению насыщения пара при данной температуре, т.е.

$$\varphi = p_n/p_s, \quad (5.23)$$

где p_s — давление насыщенного пара, Па.

Для сухого воздуха $\phi = 0\%$, для насыщенного — 100% . В диапазоне $0 < \phi < 100\%$ находится влажный ненасыщенный воздух. Относительная влажность воздуха замеряется с помощью гигрометра и психометра.

Влагосодержание. Влагосодержание x равно отношению массы пара к массе газа. Отношение масс можно заменить отношением плотностей пара и газа:

$$x = m_{\text{п}}/m_{\text{г}} = \rho_{\text{п}}/\rho_{\text{г}}. \quad (5.24)$$

Плотность пара и плотность газа могут быть рассчитаны из уравнения Клапейрона:

$$\rho_{\text{п}} = p_{\text{п}} M_{\text{п}} / 8314 T, \quad \rho_{\text{г}} = p_{\text{г}} M_{\text{г}} / 8314 T, \quad (5.25)$$

где $M_{\text{п}}$, $M_{\text{г}}$ — молярные массы пара и газа ($M_{\text{п}} = 18$ кг/кмоль, $M_{\text{г}} = 29$ кг/кмоль).

Подставляя значения $\rho_{\text{п}}$ и $\rho_{\text{г}}$ в уравнение (5.24) получаем:

$$\begin{aligned} x &= (p_{\text{п}} M_{\text{п}} / 8314 T) / (p_{\text{г}} M_{\text{г}} / 8314 T) = (M_{\text{п}} / M_{\text{г}}) (p_{\text{п}} / p_{\text{г}}) = \\ &= 0,622 p_{\text{п}} / (p - p_{\text{п}}) = 0,622 \phi p_{\text{с}} / (p - \phi p_{\text{с}}). \end{aligned} \quad (5.26)$$

Как видно из уравнения (5.26) влагосодержание воздуха определяется парциальным давлением пара и давлением смеси. Парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ может меняться от нуля (сухой воздух) до величины p (чистый водяной пар), а величина x меняется от нуля до бесконечности. Если в уравнение (5.26) вместо $p_{\text{п}}$ подставить его максимальное значение, т.е. давление насыщения $p_{\text{с}}$ при той же температуре, то

$$x = 0,622 p_{\text{с}} / (p - p_{\text{с}}). \quad (5.27)$$

Давление насыщения пара зависит от температуры, с ростом которой оно увеличивается, поэтому, чем выше температура воздуха, тем выше его максимальное влагосодержание.

Энтальпия влажного воздуха. Энтальпия влажного воздуха определяется из уравнения

$$h = h_{\text{г}} + h_{\text{п}} x, \quad (5.28)$$

где $h_{\text{г}}$ — энтальпия газа, кДж/кг; $h_{\text{п}}$ — энтальпия пара, кДж/кг; x — влагосодержание, кг пара/кг газа.

При расчете энтальпий газа и пара за начало отсчета принимается температура 0°C , тогда $h_{\text{г}} = c_{\text{пр}} t = t$, где $c_{\text{пр}}$ — изобарная теплоемкость газа для интервала температур $0 \dots 100^\circ\text{C}$, величина $c_{\text{пр}} = 1$ кДж/(кг · К); t — температура воздуха, $^\circ\text{C}$.

Энтальпия пара рассчитывается по уравнению $h_{\text{п}} = 2500 + c_{\text{прп}} t$, где 2500 — теплота парообразования при 0°C , кДж/кг; $c_{\text{прп}}$ — изобарная теплоемкость перегретого пара при рассматриваемом интервале температур воздуха, $c_{\text{прп}} = 1,93$ кДж/(кг · К).

Подставив выражения h_r и h_n в уравнение (5.28), получим:

$$h = c_{pr}t + (2500 + c_{pn}t)x = t + (2500 + 1,93t)x. \quad (5.29)$$

Теплоемкость влажного воздуха. Теплоемкость влажного воздуха рассчитывается по правилу аддитивности:

$$c_p = c_{pr}a_r + c_{pn}a_n = 1a_r + 1,93a_n = 1(1 - a_n) + 1,93a_n, \quad (5.30)$$

где a_n , a_r — массовая доля пара и газа во влажном воздухе.

h, x -Диаграмма влажного воздуха. Для расчетов процессов во влажном воздухе используется h, x -диаграмма (рис. 5.10). Диаграмма построена для давления воздуха $p = 745$ мм рт. ст., но может с достаточной точностью применяться и при небольших отклонениях от него. Выбор системы координат объясняется тем, что разность эн-

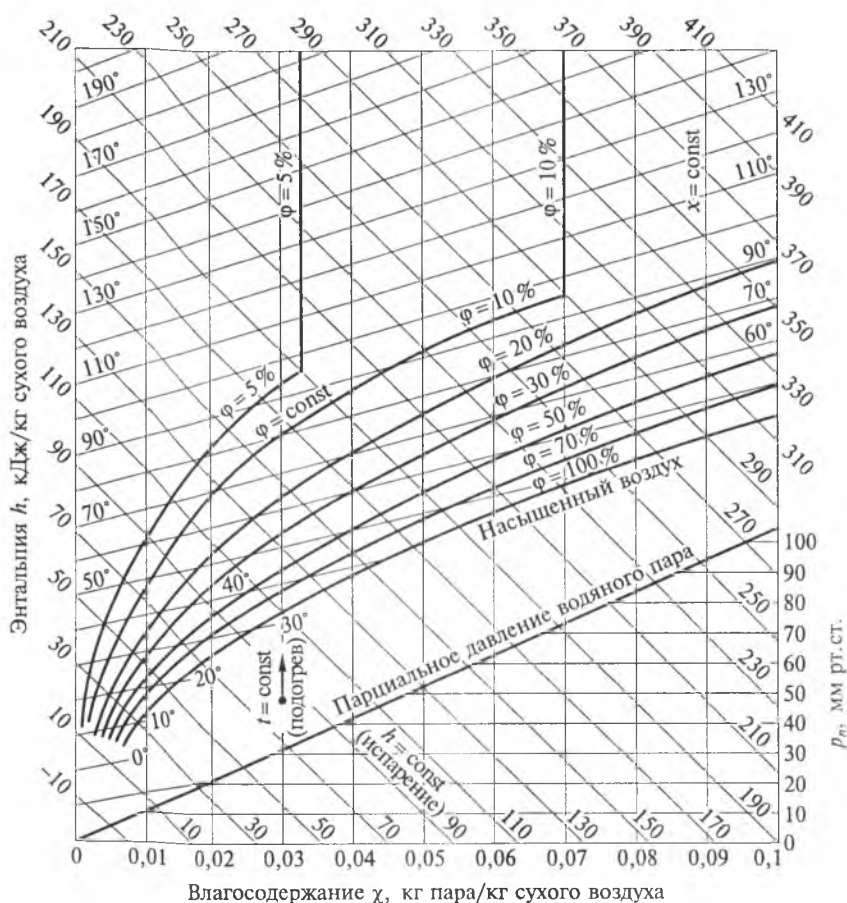


Рис. 5.10. h, x -Диаграмма влажного воздуха

тальпий в изобарных процессах определяет тепловой баланс, а влажностное содержание x дает представление о составе влажного воздуха.

Для удобства пользования диаграммой она построена в координатной системе координат. По оси абсцисс откладывается влагосодержание, линии $x = \text{const}$ проводятся вертикально, а по оси ординат с углом 135° к оси x расположены линии энтальпии. Из формулы (5.29) следует, что энтальпия является линейной функцией t и x , поэтому изотермы на поле диаграммы показаны прямыми линиями с наклоном к оси абсцисс. Они начинаются на ординате и заканчиваются на линии насыщенного воздуха ($\varphi = 100\%$). Для разных значений φ по (5.23) определяется соответствующее значение p_n , а затем по уравнению (5.26) находится величина влагосодержания x . На каждой изотерме имеются точки с одинаковым значением относительной влажности φ , которые дают семейство кривых $\varphi = \text{const}$. Все линии $\varphi = \text{const}$ заканчиваются на изотерме $t = 99,6^\circ\text{C}$ ($\sim 100^\circ\text{C}$) (t_s при $p = 0,1$ МПа), так как при температурах выше 100°C и атмосферном давлении понятие относительной влажности теряет смысл ($x = \infty$).

Кривая с $\varphi = 100\%$ (линия насыщения) служит границей между различными состояниями влажного воздуха. Выше линии $\varphi = 100\%$ находится область ненасыщенного влажного воздуха, по линии $\varphi = 100\%$ — состояние насыщенного влажного воздуха, ниже — область тумана, в которой влага может находиться в виде пара, жидкости или твердого тела (снег, туман из ледяных кристаллов).

Кроме линий $h = \text{const}$, $x = \text{const}$, $t = \text{const}$ и $\varphi = \text{const}$ на поле диаграммы имеется линия парциального давления водяного пара p_n .

На некоторых h, x -диаграммах наносится система линий постоянной температуры мокрого термометра $t_{\text{MT}} = \text{const}$.

Под *температурой мокрого термометра* понимается температура воздуха, при которой устанавливается динамическое равновесие между водой и воздухом. Если ввести в ограниченный объем воздуха некоторое количество воды, то она начинает испаряться, поскольку парциальное давление пара в слое воздуха у поверхности воды будет больше, чем в остальной массе воздуха. В процессе испарения температура воды будет уменьшаться, так как испарение происходит за счет внутренней энергии воды. С течением времени уменьшение внутренней энергии начнет восполняться потоком теплоты от окружающего воздуха, разность парциальных давлений пара у поверхности воды и в ядре потока воздуха уменьшится, что приводит к установлению баланса масс и энергии.

Уравнение теплового баланса процесса насыщения имеет вид

$$h_1 + c_p t_{\text{MT}}(x_2 - x_1) = h_2,$$

где $c_p t_{\text{MT}}(x_2 - x_1)$ — теплота, передаваемая влагой воздуху.

Уравнение теплового баланса можно записать в виде: $h_1 = h_2 - c_p t_{\text{MT}}(x_2 - x_1) = \alpha + bx$, где $\alpha = h_2 - c_p t_{\text{MT}} x_2$, $b = c_p t_{\text{MT}}$, α и b — постоянные.

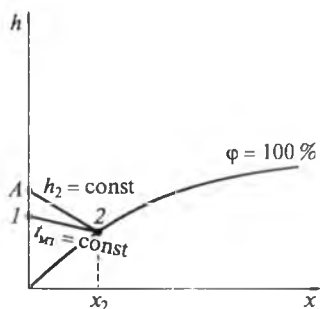


Рис. 5.11. Построение линии $t_{\text{MT}} = \text{const}$ в h, x -диаграмме влажного воздуха

ные коэффициенты, поскольку параметры воздуха в конце процесса насыщения заданы (h_2, x_2) и процесс насыщения идет при $t_{\text{MT}} = \text{const}$, т. е. $t_2 = t_{\text{MT}}$.

Начальная точка прямой $t_{\text{MT}} = \text{const}$ лежит на оси ординат ($x_1 = 0$). Тогда значение энтальпии в начале этой прямой $h_1 = h_2 - c_p t_{\text{MT}} x_2$.

Для построения линии $t_{\text{MT}} = \text{const}$ (рис. 5.11) нужно из точки 2 на линии насыщения ($\phi = 100\%$) с координатами t_{MT}, x_2 сначала построить линию $h_2 = \text{const}$ до пересечения с осью ординат (A). Затем из A отложить вниз отрезок A1, равный $c_p t_{\text{MT}} x_2$. Полученная точка 1

относится к линии мокрого термометра (линия 1—2).

Линии $h = \text{const}$ и $t_{\text{MT}} = \text{const}$ имеют разные значения на оси h . Это связано с тем, что температура мокрого термометра и температура адиабатного насыщения воздуха различны.

Адиабатное насыщение воздуха идет за счет влаги, которую воздух поглощает из высушиваемого материала в идеальной сушилке (сушилка без теплотерь). В этом случае уравнение теплового баланса процесса будет иметь вид:

$$h_1 = h_2, \quad (5.31)$$

т. е. насыщение воздуха происходит при $h = \text{const}$, поскольку теплота, идущая на испарение влаги, равна теплоте, возвращаемой влагой воздуху.

Следовательно, такой процесс можно рассматривать как адиабатный, а температуру, которую приобретает воздух в конце насыщения — температурой адиабатного насыщения воздуха (t_a).

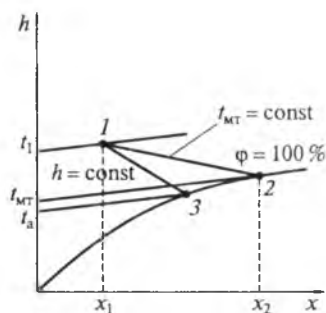


Рис. 5.12. Процессы насыщения воздуха при $t_{\text{MT}} = \text{const}$ и $h = \text{const}$ в h, x -диаграмме влажного воздуха

На рис. 5.12 показаны процесс насыщения воздуха при $t_{\text{MT}} = \text{const}$ (линия 1—2) и процесс насыщения воздуха при $h = \text{const}$ (линия 1—3). При насыщении при $t_{\text{MT}} = \text{const}$ к воздуху дополнительно подводится теплота в количестве $c_p t_{\text{MT}} (x_2 - x_1)$, поэтому $t_a < t_{\text{MT}}$.

При расчетах процессов конвективной сушилки, систем вентиляции воздуха используется область ненасыщенного воздуха h, x -диаграммы.

Любая точка на поле h, x -диаграммы обозначает определенное состояние влажного воздуха, а изменение этого состояния изображается линией процес

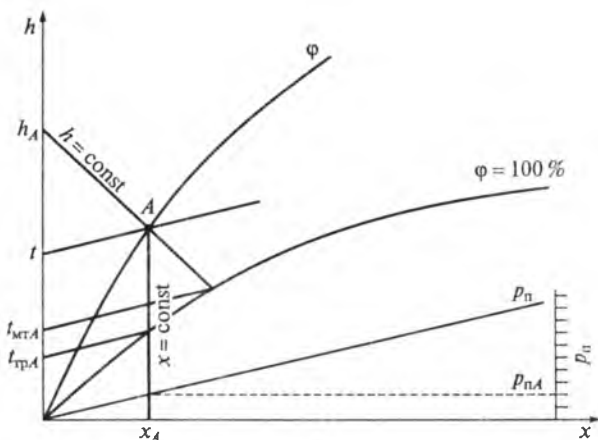


Рис. 5.13. Параметры состояния ненасыщенного воздуха в h, x -диаграмме влажного воздуха

са. На рис. 5.13 точка A характеризует параметры состояния ненасыщенного влажного воздуха и показаны параметры состояния.

Для нахождения точки A состояния воздуха необходимо знать два независимых параметра, например $t^{\circ}\text{C}$ и $\varphi, \%$, которые определяют по приборам (термометру, гигрометру, психрометру). По двум известным параметрам находят другие параметры состояния: энтальпию h , влагосодержание x , парциальное давление пара p_n , парциальное давление газа p_r ($p_r = p - p_n$), температуру мокрого термометра $t_{\text{мт}}$, температуру точки росы $t_{\text{тр}}$. Температурой точки росы является температура, до которой надо охлаждать ненасыщенный влажный воздух при $x = \text{const}$, чтобы он стал насыщенным.

Процесс нагрева воздуха в калорифере (воздухонагревателе) изображается вертикальной линией ($x = \text{const}$) (рис. 5.14). Для построения процесса нагрева должны быть известны два начальных параметра воздуха и один конечный. Удельная теплота на нагрев 1 кг воздуха рассчитывается по уравнению $q = h_2 - h_1$.

Процесс охлаждения ненасыщенного воздуха при $x = \text{const}$ изображается линией 2—1. Если при охлаждении воздух становится насыщенным ($\varphi = 100 \%$), то его состояние определяется точкой 3. При дальнейшем охлаждении температура воздуха понижается, происходит конденсация водяных паров и, следовательно, воздух осушается (линия 3—4). Количество сконденсированной влаги характеризуется разностью влагосодержаний ($x_3 - x_4$).

Процесс смешения двух потоков воздуха, имеющих различные параметры состояния (A и B), показан на рис. 5.15. Для расчетов состояние смеси должно быть задано одним параметром: температурой смеси $t_{\text{см}}$; соотношением масс двух потоков и т. д.

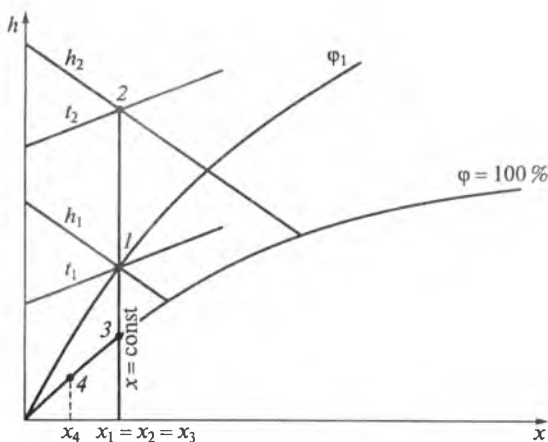


Рис. 5.14. Нагрев воздуха в калорифере в h, x -диаграмме влажного воздуха

Тепловой баланс процесса смешения рассчитывается по формуле

$$h_1 m_1 + h_2 m_2 = h m, \quad (5.32)$$

где h_1, h_2 — энтальпии потоков; h — энтальпия смеси; m_1, m_2 — массы потоков; m — масса смеси.

Материальный баланс процесса смешения:

$$m_1 x_1 + m_2 x_2 = m x, \quad (5.33)$$

где x_1, x_2 — влагосодержание потоков; x — влагосодержание смеси.

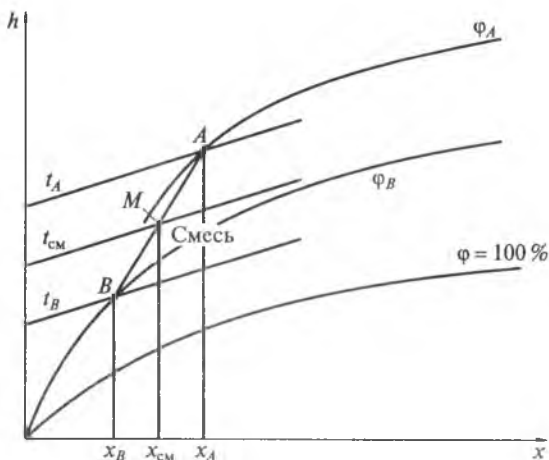


Рис. 5.15. Смешение двух потоков воздуха, имеющих различные параметры состояния, в h, x -диаграмме влажного воздуха

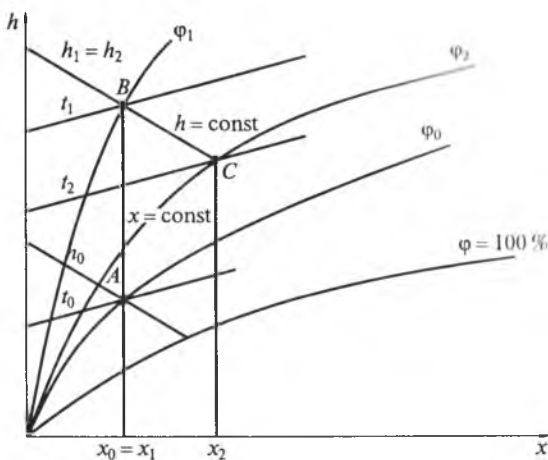


Рис. 5.16. Изменение параметров воздуха при конвективной сушке материалов

Поскольку $m = m_1 + m_2$, то уравнение (5.33) можно записать в виде $m_1 x_1 + m_2 x_2 = x(m_1 + m_2)$.

Разделив обе части уравнения на m_1 , получим: $x_1 + (m_2/m_1)x_2 = x(1 + m_2/m_1)$ или $x_1 + n x_2 = x(1 + n)$, где n — кратность смешения, $n = m_2/m_1$.

Отсюда влагосодержание смеси: $x = (x_1 + n x_2)/(1 + n)$.

При конвективной сушке материалов (рис. 5.16) сначала воздух нагревается в калорифере от начальной температуры до заданной

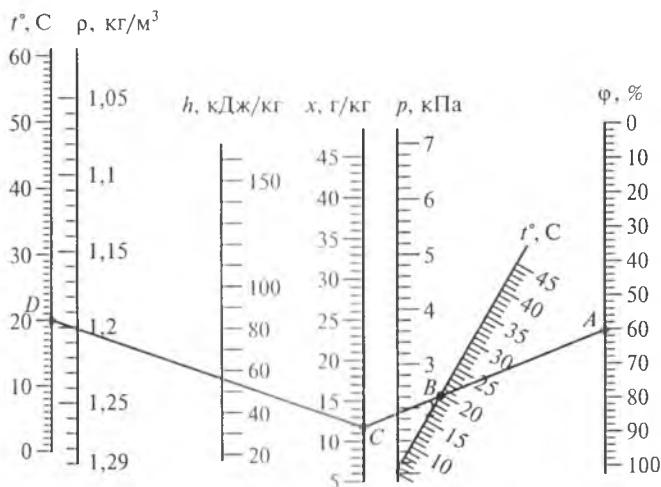


Рис. 5.17. Номограмма для определения свойств влажного воздуха

(процесс $A—B$), затем нагретый воздух идет на сушку (процесс $B—C$). За счет испарения влаги из материала воздух увлажняется и охлаждается. Если теплота, отдаваемая воздухом, идет только на испарение влаги (сушка без теплотерь), то энтальпия воздуха остается постоянной (адиабатное насыщение воздуха).

Свойства влажного воздуха можно определить и по номограмме, построенной для общего давления $p = 101,3$ кПа (рис. 5.17). На номограмме приведены шесть основных шкал: температура t , °C; плотность ρ , кг/м³; энтальпия h , кДж/кг; влагосодержание x , кг/кг; парциальное давление пара p_n , кПа; относительная влажность ϕ , %.

Для того чтобы найти свойства воздуха, нужно знать температуру (например, 20 °C) и влажность воздуха (например, $\phi = 60$ %). Соединяя заданные значения прямой AB , доводим ее до шкалы влагосодержания C . Затем из C строим прямую до вспомогательной шкалы температур (D). Пересечение прямых со шкалами дает значения параметров состояния воздуха.

Примеры и задачи

Пример 5.3. В цехе установлен психрометр, по которому определена температура воздуха $t = 18$ °C и его относительная влажность $\phi = 65$ %. Давление воздуха по барометру равно 740 мм рт. ст. Определить абсолютную влажность и влагосодержание воздуха, а также парциальные давления сухого воздуха и водяных паров.

Решение

Парциальное давление пара

$$p_n = \phi p_s = 0,65 \cdot 2\,000 = 1\,300 \text{ Па},$$

где $p_s = 2\,000$ Па — давление насыщенного пара при $t = 18$ °C.

Парциальное давление сухого воздуха

$$p_r = p - p_n = 98\,666 - 1\,300 = 97\,366 \text{ Па}.$$

Абсолютная влажность воздуха

$$\rho_n = (p_n \cdot M)/(8\,314 \cdot T) = (1\,300 \cdot 18)/(8\,314 \cdot 291) = 0,009 \text{ кг/м}^3.$$

Влагосодержание воздуха

$$x = 0,622(p_n/p_r) = 0,622(1\,300/97\,366) = 0,0083 \text{ кг пара/кг сух. воздуха}.$$

Пример 5.4. Парциальное давление водяных паров в воздухе комнаты равно 2 кПа. Определить массу паров в комнате размерами $5 \times 5 \times 3$ м при температуре 20 °C.

Решение

Плотность пара

$$\rho_n = (p_n \cdot M)/(8\,314 \cdot T) = (2 \cdot 10^3 \cdot 18)/(8\,314 \cdot 293) = 0,0014 \text{ кг/м}^3.$$

Масса водяных паров

$$m = V \rho_n = 75 \cdot 0,0014 = 0,105 \text{ кг}.$$

Задача 5.5. Психрометр показывает $t_{\text{мт}} = 30$ °C, $t_c = 35$ °C. Определить параметры воздуха.

Ответ: $\varphi = 70 \%$, $x = 0,025$ кг пара/кг сух. воздуха, $p_n = 3\,732,4$ Па, $h = 101$ кДж/кг, $t_p = 29^\circ\text{C}$.

Задача 5.6. Определить по h,x -диаграмме параметры воздуха в помещении, если гигрометр показывает $\varphi = 85 \%$, а термометр 22°C .

Ответ: $t_m = 20^\circ\text{C}$, $t_p = 18,5^\circ\text{C}$, $p_n = 2\,133$ Па, $h = 54,5$ кДж/кг, $x = 0,014$ кг пара/кг сух. воздуха.

Задача 5.7. Определить по h,x -диаграмме параметры воздуха, если известно: $\varphi = 75 \%$, $p_n = 20$ мм рт. ст.

Ответ: $t_m = 27^\circ\text{C}$, $t_p = 26^\circ\text{C}$, $t = 31^\circ\text{C}$, $x = 0,022$ кг пара/кг сух. воздуха, $h = 88$ кДж/кг.

Контрольные вопросы

1. Что такое влажный воздух, насыщенный и ненасыщенный влажный воздух? 2. Состав влажного воздуха. Как определяют массовые и молярные доли? 3. Закон Дальтона для влажного воздуха. Как определяют парциальные давления компонентов влажного воздуха? 4. Как определяют плотность влажного воздуха, плотность сухого воздуха, плотность водяных паров? 5. Что такое абсолютная и относительная влажность воздуха? 6. Как рассчитывается влагосодержание влажного воздуха? Расскажите о работе психрометра и гигрометра. 7. Как определяется теплоемкость и энтальпия влажного воздуха? 8. Нарисуйте h,x -диаграмму влажного воздуха. 9. Определение свойств влажного воздуха с помощью h,x -диаграммы. Что называется температурой точки росы и как она определяется по h,s -диаграмме? Что называется температурой мокрого термометра и как она определяется по h,s -диаграмме? 10. Как изображаются процессы нагрева и охлаждения воздуха на h,s -диаграмме? 11. Как построить процесс смешения двух потоков воздуха на h,s -диаграмме и найти свойства смеси?

5.4. Оценка необратимых потерь в термодинамических процессах

Необратимые процессы. В изолированной термодинамической системе хаотическое движение молекул рабочего тела приводит к тому, что они равномерно распределяются по всему объему. Взаимный обмен энергией между молекулами способствует равномерному распределению внутренней энергии рабочего тела. Термодинамическое состояние, при котором параметры рабочего тела в различных точках одинаковы, называется *равновесным*.

Внешние воздействия на систему (подвод теплоты, работа и т.д.) нарушают состояние равновесия и в системе начинают протекать процессы перехода в другое состояние.

Опытным путем установлено, что все естественные процессы самопроизвольно могут идти только в одном направлении — выравнивания потенциалов. Согласно второму закону термодинамики все естественные процессы необратимы.

Процессы в тепловых установках проходят под действием разности давлений, температур, плотностей, кинетических энергий. В реальных процессах имеют место необратимые потери на трение, на потери теплоты в окружающее пространство и т.д. Поэтому реальные процессы являются неравновесными и необратимыми.

Необратимые процессы можно условно разделить на процессы выравнивания и диссипативные процессы.

Процессы выравнивания (процессы расширения газа и пара, процессы смещения и т.д.) обусловлены конечными разностями давлений, температур или плотностей. В этих процессах система проходит через точки неравновесного состояния. Равновесными принимают только начальное и конечное состояние системы. Такие неравновесные необратимые процессы на диаграммах состояния изобразить нельзя.

Вернуть систему в начальное состояние без вмешательства извне невозможно. Однако при этом во внешней среде возникают необратимые изменения.

Диссипативные процессы, связанные с трением, рассматриваются как квазистатическое изменение состояния системы.

Квазистатическое изменение состояния системы представляет собой случай, когда система постоянно находится вблизи равновесных состояний. Поэтому диссипативные процессы не всегда приводят к существенным отклонениям от термодинамического равновесия. Если считать, что система в необратимых процессах проходит через точки квазистатического состояния, то исследование процессов упрощается.

На практике квазистатическое изменение состояния системы не может быть осуществлено.

Пределом идеализации процессов являются обратимые процессы — равновесные процессы, протекающие без трения.

В теплотехнических установках широко используются процессы, в которых поток рабочего тела непрерывно проходит через тепловой двигатель, теплообменный аппарат, сопло, диффузор и т.д. При прохождении потока через теплотехническое устройство возможно два случая: в первом случае поток совершает техническую работу (газовые и паровые турбины), во втором нет (теплообменники).

При изучении работы тепловых машин принимается, что процессы расширения и сжатия идут в адиабатных условиях. Движение рабочего тела через сопло и диффузор также протекает без теплообмена. В теплообменных аппаратах перенос теплоты осуществляется в изобарном процессе.

Рассмотрим способы оценки необратимых потерь энергии в термодинамических процессах, протекающих в тепловых установках.

Энергия состоит из двух частей: эксергии и анергии. Эксергия — это часть энергии, которая может быть преобразована в другую форму, анергия — энергия, которая не преобразуется в эксергию.

Эксергия (работоспособность) потока. Следствием второго закона термодинамики является положение о существовании форм энергии, которые могут быть полностью преобразованы в другие формы (кинетическая и потенциальная энергия потока, электрическая энергия, механическая работа), и существование форм энергии, ограниченно преобразуемых в другие формы (теплота и внутренняя энергия).

Первый закон термодинамики утверждает, что в процессах преобразования энергии сумма эксергии и анергии постоянна.

Второй закон термодинамики: в необратимых процессах преобразования энергии запас эксергии снижается, она превращается в анергию.

Задачами, которые решает термодинамика, являются: определение потерь эксергии; нахождение процессов, в которых потери эксергии значительны; анализ причин этих потерь и нахождение путей их снижения.

Максимальная работоспособность, или *эксергия потока* рабочего тела, — это максимальное количество располагаемой работы, которое может быть получено при переходе рабочего тела в обратимом процессе от неравновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Под термином «окружающая среда» понимается атмосфера, воды рек, озер, морей, т.е. неограниченно большая масса вещества, находящаяся в равновесии и имеющая давление p_0 и температуру T_0 .

Рассмотрим работу тепловой машины, в которой поток рабочего тела совершает техническую работу.

Предположим, что при входе в машину поток имеет параметры p_1 и T_1 , которые больше параметров окружающей среды p_0 и T_0 . Следовательно, поток и окружающая среда образуют неравновесную систему, способную совершать работу.

Определим условия, при которых работоспособность потока рабочего тела будет иметь максимально возможную величину.

Первое условие заключается в том, что поток должен перейти в термическое и механическое равновесие с окружающей средой, т.е. его давление и температура должны снизиться до значений p_0 и T_0 . Для того чтобы исключить из баланса энергии кинетическую энергию потока (что уменьшает долю технической работы), необходимо принять начальную и конечную скорость потока близкой к нулю (второе условие). Третьим условием является обратимость процессов, протекающих в машине, так как любая потеря энергии снижает работоспособность потока.

Если рабочим телом является газ, то единственным возможным путем обратимого перехода его от начального состояния до равновесного состояния с окружающей средой являются процессы изменения температуры от T_1 до T_0 в адиабатных условиях и снижение давления до p_0 при изотермическом процессе ($T_0 = \text{const}$).

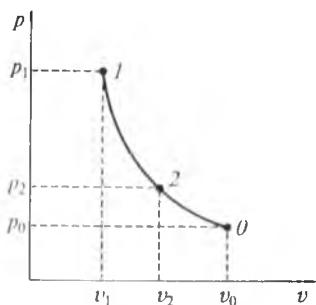


Рис. 5.18. Процесс перехода рабочего тела от состояния с параметрами p_1, v_1, T_1 до равновесия с окружающей средой (p_0, v_0, T_0):

$1-2$ — адиабатное расширение; $2-0$ — изотермическое расширение

Рассмотрим в p, v -диаграмме (рис. 5.18) переход рабочего тела от состояния, которое характеризуется параметрами p_1, v_1, T_1 , к состоянию равновесия с окружающей средой (p_0, v_0, T_0). Переход идет сначала по адиабатному процессу расширения $1-2$ до достижения параметров p_2, v_2, T_0 , а затем идет по изотермическому процессу расширения $2-0$ до давления p_0 .

Располагаемая работа:
в адиабатном процессе:

$$l_p = -\Delta h = h_1 - h_2;$$

в изотермическом процессе

$$l_p = q - \Delta h = T_0(s_0 - s_2) - (h_0 - h_2).$$

Суммарная работа двух процессов

$$\sum l_p = h_1 - h_2 + T_0(s_0 - s_2) - h_0 + h_2 = h_1 - h_0 + T_0(s_0 - s_1), \quad (5.34)$$

так как в обратимом адиабатном процессе $s_1 = s_2$, $\sum l_p = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)$.

Величина удельной работоспособности, или эксергии потока, равна

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0), \quad (5.35)$$

т.е. эксергия потока может быть определена, если известны параметры потока (p, t) и параметры среды (p_0, T_0).

Проведем расчет работоспособности 1 кг воздуха с параметрами $p_1 = 4$ МПа и $t_1 = 500^\circ\text{C}$, давление и температура окружающей среды 0,1 МПа и 27°C соответственно. Изменение энтальпии $\Delta h = c_p \Delta t$.

$$e = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) = c_p(t_1 - t_0) - T_0(c_p \ln T_1/T_0 - (8,314 \ln p_1/p_0)/M;$$

$$e = 1 \cdot (500 - 27) - 300(1 \cdot \ln 773/300 - 8,314/29 \ln 4/0,1) = 310 \text{ кДж/кг}.$$

Поскольку принимается, что $p_0 = \text{const}$ и $T_0 = \text{const}$, то эксергия потока будет являться только функцией состояния рабочего тела.

Как параметр состояния эксергия может быть выражена графически на диаграммах состояния, например на h, s -диаграмме (рис. 5.19). Нанесем на поле диаграммы точки состояния рабочего тела в начале процесса (p_1, t_1, h_1, s_1) — точка I и в конце процесса (p_0, t_0, h_0, s_0) — точка O . Отрезок IB равен разности энтальпий ($h_1 - h_0$), а отрезок OB — разности энтропий ($s_1 - s_0$). Согласно характеристической функции термодинамики имеем $(\partial h / \partial s)_p = \text{tg} \alpha = T_0$ (см.

стр. 62). Прямая, проведенная через точку O под этим углом, называется прямой среды. Прямая среды представляет собой касательную к изобаре $p_0 = \text{const}$ в точке O . Из точки I проведем вертикаль до пересечения прямой среды: получаем отрезок $IA = IB - AB$. Длина отрезка AB равна величине $BO \cdot \tan \alpha = T_0(s_1 - s_0)$. Следовательно, длина отрезка $IA = IB - AB = ((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0))$.

Таким образом, эксергия потока с начальными параметрами p_1 и t_1 относительно среды с параметрами p_0 и T_0 выражается в h,s -диаграмме вертикалью, опущенной из точки равновесного состояния потока I до прямой среды.

Если рабочим телом является водяной пар, то переход потока из состояния с параметрами p_1, T_1 в состояние равновесия p_0, T_0 с окружающей средой (рис. 5.20) осуществляется сначала в адиабатных условиях до достижения глубокого вакуума и температуры T_0 , процесс $1-2$, затем следует изобарно-изотермическая конденсация пара, процесс $2-3$, и изотермическое сжатие воды с повышением давления до p_0 ($3-0$).

Уравнения баланса энергии будут иметь вид:

для адиабатного процесса расширения $l_p = h_1 - h_2$;

для изобарно-изотермического процесса конденсации $q_{23} = h_3 - h_2 + l_{p23} = T_0(s_3 - s_2)$, откуда $h_2 - h_3 = T_0(s_2 - s_3)$.

В изобарном процессе располагаемая работа не совершается ($l_{p23} = 0$), для изотермического процесса сжатия $q_{30} = h_0 - h_3 + l_{p30} = T_0(s_3 - s_0)$, откуда $l_{p30} = T_0(s_3 - s_0) - (h_0 - h_3) = h_3 - h_0 + T_0(s_3 - s_0) = h_3 - h_0 - T_0(s_0 - s_3)$.

Суммируя полученные выражения для располагаемой работы, находим максимальную работоспособность потока водяного пара

$$e = h_1 - h_2 + h_3 - h_0 - T_0(s_0 - s_3) = h_1 - h_0 - (h_2 - h_3) - T_0(s_0 - s_3) = h_1 - h_0 - T_0(s_2 - s_3) - T_0(s_0 - s_3) = h_1 - h_0 - T_0(s_2 - s_0).$$

Рис. 5.20. Переход водяного пара от точки I до равновесия с окружающей средой (p_0, T_0) в T,s -диаграмме:

$1-2$ — адиабатный процесс расширения;
 $2-3$ — изобарно-изотермический процесс конденсации;
 $3-0$ — изотермический процесс сжатия

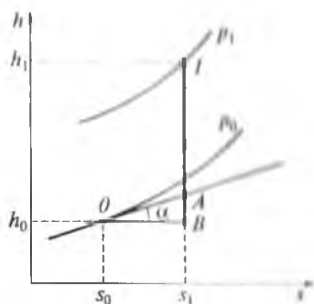
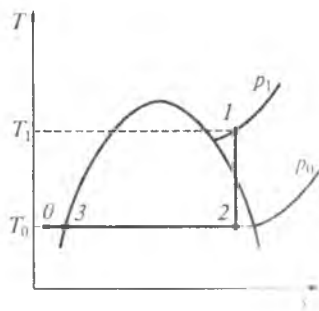


Рис. 5.19. Определение эксергии с помощью h,s -диаграммы



Так как в обратимом процессе адиабатного расширения $s_1 = s_2$, то

$$e = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0). \quad (5.36)$$

Таким образом, выражения максимальной работоспособности одинаковы для потока газа и потока водяного пара.

Изменение эксергии потока в обратимых процессах. Рассмотрим обратимый процесс расширения рабочего тела от состояния с параметрами p_1, T_1 до состояния с параметрами p_2, T_2 , т.е. рабочее тело не достигает термомеханического равновесия с окружающей средой (p_0, T_0).

Эксергия потока:

в начальном состоянии $e_1 = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)$;

в конечном состоянии $e_2 = h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0)$.

Изменение эксергии потока в процессе $\Delta e = e_2 - e_1 = h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0) - h_1 + h_0 + T_0(s_1 - s_0)$.

Так как $s_1 = s_2$, то $\Delta e = h_2 - h_1$.

В обратимом адиабатном процессе расширения изменение эксергии равно располагаемой работе потока, т.е. эксергия потока затрачивается на совершение работы.

В обратимом адиабатном процессе сжатия работа потока идет на увеличение эксергии потока

$$l_p = -\Delta h = \Delta e. \quad (5.37)$$

Изменение эксергии потока в необратимых процессах. Рассмотрим потери эксергии в реальных тепловых установках.

Если рабочее тело входит в тепловую машину с эксергией e_1 и, совершив работу l , выходит из машины с эксергией e_2 , то очевидно, что разница эксергий $\Delta e = e_1 - e_2$ характеризует необратимые потери энергии внутри машины.

О степени обратимости процессов внутри машины можно судить по внешней характеристике — эксергии потока.

Потеря работоспособности потока рабочего тела, если он совершает работу l , рассчитывается по уравнению

$$\Delta e_p = e_1 - e_2 - l. \quad (5.38)$$

Потоки эксергии тепловой машины, в которой в адиабатных условиях совершается полезная работа, можно представить в виде схемы (рис. 5.21).

Для тепловой машины, в которой совершается процесс сжатия, потеря работоспособности равна $\Delta e_{сж} = (e_1 - e_2) + l$, где l — работа сжатия.



Рис. 5.21. Потоки эксергии тепловой машины, совершающей полезную работу

Потеря работоспособности тепловой машины, в которой работа совершается при подводе теплоты (рис. 5.22), рассчитывается по формуле

$$\Delta e_T = ((e_1 + e_q) - e_2) - l, \quad (5.39)$$

$$e_q = q(1 - T_0/T_n), \quad (5.40)$$

где e_q — эксергия потока теплоты, отдаваемая телом с температурой T_n ; q — подведенная теплота; T_n — температура источника энергии.

Для теплового аппарата, в котором при подводе теплоты работа не совершается (рис. 5.23), потеря работоспособности

$$\Delta e = (e_1 + e_q) - e_2. \quad (5.41)$$

Если в тепловой аппарат теплота не подводится, то потеря работоспособности равна

$$\Delta e = e_1 - e_2. \quad (5.42)$$

Изменение энтропии в необратимых процессах. Оно характеризует потерю работоспособности системы. Рассмотрим необратимый процесс передачи теплоты Q от горячего тела с температурой T_1 к более холодному телу с температурой T_2 при температуре окружающей среды T_0 ($T_0 < T_2 < T_1$). Удельная энтропия системы, состоящей из двух тел с разной температурой, будет увеличиваться $\Delta s = s_1 + s_2 = -Q/T_1 + Q/T_2 = Q(1/T_2 - 1/T_1)$.

Термический КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого в диапазоне температур от T_1 до T_0 , равен $\eta_r = L_1/Q = 1 - T_0/T_1$.

Откуда максимальное количество работы, получаемое при подводе теплоты Q , рассчитывают по формуле $L_{\max 1} = Q(1 - T_0/T_1)$.

Аналогично можно определить максимальное количество работы $L_{\max 2}$ в обратимом цикле Карно, если он совершается в диапазоне температур от T_2 до T_0 : $L_{\max 2} = Q(1 - T_0/T_2)$.

Уменьшение работоспособности системы в необратимом процессе находится по уравнению: $\Delta L = L_{\max 1} - L_{\max 2} = Q(1 - T_0/T_1) - Q(1 - T_0/T_2) = Q(T_0/T_2 - T_0/T_1) = T_0 Q (1/T_2 - 1/T_1)$.

Поскольку $\Delta s = Q(1/T_2 - 1/T_1)$, то

$$\Delta L = T_0 \Delta s. \quad (5.43)$$

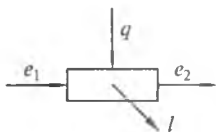


Рис. 5.22. Потоки эксергии тепловой машины, совершающей полезную работу при подводе теплоты

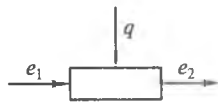


Рис. 5.23. Потоки эксергии теплового аппарата

Выражение (5.43) называется уравнением Гуи — Стодолы и это уравнение применяется при анализе эффективности работы тепловых установок. Согласно этому уравнению необратимые процессы, сопровождающие переход теплоты с более высокого на более низкий температурный уровень, ведут к потере работоспособности системы. При этом происходит рассеивание энергии и ее деградация, а также возрастание энтропии, пропорциональное потере работоспособности.

Таким образом, энтропию можно рассматривать как количественную меру потери работоспособности системы в необратимых процессах.

Контрольные вопросы

1. Назовите равновесные и неравновесные процессы изменения состояния системы. **2.** Какие потери энергии в термодинамических процессах называют необратимыми? **3.** Какие формы энергии могут быть полностью преобразованы в другие формы? **4.** Какие формы энергии полностью не преобразуются? **5.** Что такое энергия и эксергия? **6.** Что такое максимальная работоспособность? **7.** Приведите расчет эксергии потока газа. **8.** Приведите расчет эксергии потока пара. **9.** Изобразите эксергии потока в h,s -диаграмме. **10.** Как рассчитывается изменение эксергии потока в обратимом адиабатном процессе идеальной машины? **11.** Как найти изменение эксергии потока в необратимых процессах реальной машины? **12.** Как найти изменение эксергии потока в теплообменном аппарате? **13.** Как рассчитать потерю работоспособности энтропийным методом?

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

6.1. Термодинамические основы циклов

Прямые и обратные циклы. Назначением любого теплового двигателя является преобразование теплоты в работу. В термодинамическом процессе расширения рабочего тела можно получить лишь ограниченное количество работы. Для повторного получения работы необходимо рабочее тело вернуть в первоначальное состояние.

Процесс изменения состояния системы, в результате которого она возвращается в начальное состояние, называется *циклом*.

Цикл, в котором работа расширения больше работы сжатия ($l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$), называется *прямым* (прямой цикл на диаграммах показывается по часовой стрелке (рис. 6.1, а). По прямому циклу работают тепловые двигатели, в которых теплота преобразуется в работу, например двигатель внутреннего сгорания, газотурбинная или паротурбинная установки. Цикл, в котором работа сжатия больше работы расширения ($l_{\text{сж}} > l_{\text{расш}}$), называется *обратным*. На диаграммах он показан против часовой стрелки (рис. 6.1, б). По обратному циклу работают термотрансформаторы и холодильные установки. Назначением таких установок является перенос теплоты с низкого на более высокий температурный уровень. Для любого цикла изменение параметров состояния рабочего тела равно нулю ($\int dp = 0$; $\int dT = 0$; $\int dh =$ и т.д.). На различных участках цикла параметры состояния могут расти или уменьшаться, быть постоянными, т.е. процессы цикла могут идти с подводом или отводом теплоты, быть адиабатными и т.д.

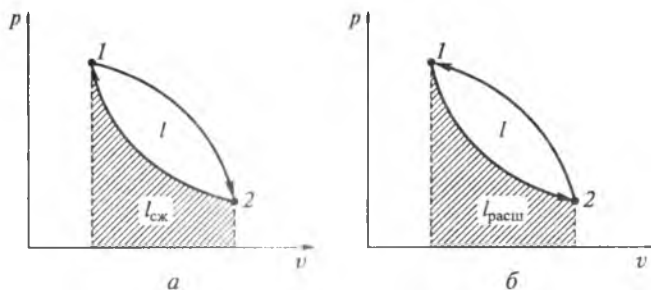


Рис. 6.1. Прямой (а) и обратный (б) циклы в p, v -диаграмме

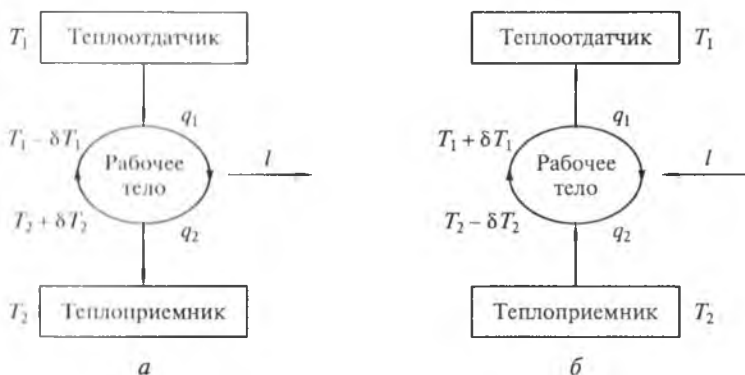


Рис. 6.2. Схемы работы прямого (а) и обратного (б) циклов

Техническая термодинамика рассматривает обратимые циклы, состоящие из обратимых равновесных процессов. Главными условиями обратимости циклов является отсутствие конечных разностей температур в процессах теплообмена как внутри рабочего тела, так и между рабочим телом и внешним источником энергии, а также отсутствие трения.

Для осуществления цикла необходимо иметь два внешних источника энергии с разной температурой. Источник с высокой температурой называется *теплоотдатчиком*, источник с низкой температурой — *теплоприемником* (рис. 6.2). Для рабочего тела не имеет значения, что является источником энергии. Например, в прямых циклах теплоотдатчиком может являться органическое топливо, ядерное топливо и т.д., а теплоприемником — окружающая среда, вода и т.д. В прямом цикле (см. рис. 6.2, а) энергия q_1 , подводимая к рабочему телу от источника с более высокой температурой T_1 , расходуется на получение полезной работы l и на теплотери q_2 в окружающую среду с температурой T_2 . Чем больше подводимая энергия q_1 и меньше теплотери q_2 , тем больше полезная работа цикла l . В обратном цикле (см. рис. 6.2, б) рабочее тело забирает теплоту q_2 от источника с низкой температурой T_2 , затем с помощью дополнительно подведенной энергии l увеличивает ее потенциал и передает теплоту q_1 источнику с температурой T_1 .

На рис. 6.2, а — δT_1 — разница температур теплоотдатчика и рабочего тела, δT_2 — разница температур рабочего тела и теплоприемника, а на рис. 6.2, б — δT_1 — разница температур рабочего тела и теплоотдатчика, δT_2 — разница температур теплоприемника и рабочего тела.

Оценка эффективности циклов методом КПД. Эффективность прямого цикла оценивается *термическим коэффициентом полезного*

действия (КПД) η , т.е. отношением полезной работы цикла к затраченной теплоте

$$\eta = l/q. \quad (6.1)$$

Аналитическое выражение первого закона термодинамики для прямого цикла при условии, что $\oint du = 0$; $\oint dh = 0$ имеет вид

$$q = l, \quad (6.2)$$

где q — полезно используемая теплота в цикле, равная разности подведенной и отведенной теплоты, $q = q_1 - q_2$; l — полезная работа цикла.

Из уравнения (6.2) следует, что полезная работа цикла равна полезной теплоте. Тогда

$$\eta = l/q = q/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1. \quad (6.3)$$

Для тепловых двигателей $\eta < 1$.

Второй закон термодинамики для циклов дается в виде постулатов. Согласно постулату М. Планка невозможно построить периодически действующую машину, все действие которой сводилось бы к поднятию некоторого груза и охлаждению теплового источника. Другими словами, для преобразования теплоты в работу в тепловом двигателе необходимо иметь два источника энергии с разной температурой. Это подтверждается и видоизмененной формулировкой постулата Планка: осуществление вечного двигателя второго рода невозможно, т.е. нельзя всю энергию, полученную рабочим телом от теплоотдатчика, перевести в работу, так как часть полученной энергии рассеивается в пространстве в виде теплотерьер.

Эффективность холодильных установок, работающих по обратному циклу, оценивается *холодильным коэффициентом* ϵ , равным отношению теплоты, отводимой от источника с низкой температурой к затраченной работе:

$$\epsilon = q_2/l. \quad (6.4)$$

Для холодильных установок $\epsilon > 1$.

Характеристикой совершенства работы термотрансформаторов является *коэффициент теплоиспользования* ξ , равный отношению теплоты, отданной внешнему потребителю, к затраченной работе:

$$\xi = q_1/l. \quad (6.5)$$

Величина $\xi > 1$.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики для обратного цикла имеет вид

$$q_1 = q_2 + l, \quad (6.6)$$

т.е. для того чтобы отдать теплоту потребителю на верхнем температурном уровне, необходимо затратить внешнюю работу.

Это положение соответствует постулату Клаузиуса, являющегося формулировкой второго закона термодинамики для обратных циклов: некомпенсированный перенос энергии с низшего на высший температурный уровень невозможен.

Цикл Карно. Для осуществления обратимого цикла необходимо иметь бесконечно большое количество источников с высокой и с низкой температурой. Их количество можно сократить, если подвод теплоты к рабочему телу от теплоотдатчика и отвод теплоты к теплоприемнику проводить в изотермических условиях, а процессы расширения и сжатия осуществлять в адиабатных условиях, т. е. без теплообмена. Тогда цикл машины должен состоять из двух изотерм и двух адиабат. На рис. 6.3 показан прямой цикл Карно в p, v -диаграмме и обратный цикл Карно в T, s -диаграмме (рис. 6.4). Цикл Карно играет большую роль при оценке эффективности работы тепловых установок. Он является эталоном для оценки величин η_i и ϵ реальных циклов.

Термический КПД цикла Карно:

$$\eta_i = (T_1 - T_2)/T_1 = 1 - T_2/T_1. \quad (6.7)$$

Холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\epsilon = T_2/(T_1 - T_2). \quad (6.8)$$

Как видно из уравнений (6.7) и (6.8), величины η_i и ϵ не зависят от природы рабочего тела, а определяются только температурами T_1 и T_2 .

Значение η_i растет с ростом T_1 и уменьшением T_2 .

В тепловых двигателях температура T_2 обычно близка к температуре окружающей среды, поэтому η_i цикла Карно является функцией T_1 . Ниже приведены значения $\eta_i = f(t_1)$ при $t_2 = 20^\circ\text{C}$.

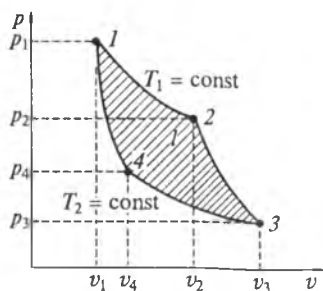


Рис. 6.3. Прямой цикл Карно в p, v -диаграмме:

1—2 — изотермический процесс расширения; 2—3 — адиабатный процесс расширения; 3—4 — изотермический процесс сжатия; 4—1 — адиабатный процесс сжатия

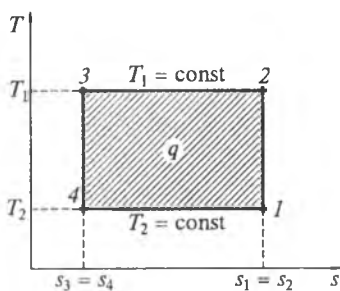


Рис. 6.4. Обратный цикл Карно в T, s -диаграмме:

1—2 — адиабатный процесс сжатия; 2—3 — изотермический процесс сжатия; 3—4 — адиабатный процесс расширения; 4—1 — изотермический процесс расширения

$t_1, ^\circ\text{C}$	100	400	800	1000	2000
η_i	0,21	0,56	0,73	0,77	0,81

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно ϵ растет с ростом T_2 и уменьшением T_1 .

Оценка эффективности реальных циклов. Оценка эффективности реальных циклов проводится методом КПД, энтропийным и эксергетическим методами.

Оценка эффективности цикла методом КПД заключается в следующем:

а) рабочий цикл тепловой установки идеализируется. Реальные процессы заменяются равновесными обратимыми термодинамическими процессами, например, процесс сгорания топлива заменяется изохорным или изобарным процессами подвода теплоты к рабочему телу. Рабочим телом газовых установок является идеальный газ;

б) определяется η_i или ϵ идеального цикла;

в) проводится сравнение полученных значений η_i и ϵ с соответствующими значениями η_i и ϵ цикла Карно. Чем ближе η_i и ϵ реальных циклов к η_i и ϵ цикла Карно, тем более реальный обратимый цикл приближен к циклу Карно, следовательно, эффективнее идет преобразование энергии. Образцовым циклом называется идеальный цикл тепловой установки, у которого КПД максимально приближен к КПД цикла Карно. Повышение η_i циклов возможно за счет регенерации теплоты, ступенчатого подвода и отвода теплоты и т.д.;

г) необратимые потери в реальном необратимом цикле оцениваются с помощью КПД, например механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ учитывает механические потери на трения в подшипниках; внутренний относительный КПД трения η_{oi} учитывает потери на лопатках турбины; электрический КПД $\eta_{\text{э}}$ учитывает потери на трение в подшипниках электрогенератора и т.д.

Эффективный КПД тепловой установки

$$\eta_e = \eta_i \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots, \quad (6.9)$$

где η_i — термический КПД обратимого цикла установки; η_1, η_2, η_3 — КПД, учитывающие необратимые потери в элементах и узлах установки.

Как видно из уравнения (6.9), необратимые потери уменьшают величину η_e , поэтому необходимо снижать потери, тем самым увеличивая значения η_1, η_2 и т.д. Метод КПД позволяет дать количественную оценку эффективности работы тепловых установок, однако он не учитывает, что теплота и работа не равноценны и теплота различного потенциала имеет различную ценность. Метод КПД не устанавливает основные причины необратимости и не указывает процессы, в которых потери наибольшие.

Оценка энергетических потерь в необратимых процессах тепловых двигателей. Рассмотрим ряд необратимых процессов, протекающих в тепловых установках, и проведем оценку имеющих в них место необратимых потерь.

Необратимое расширение пара в турбине. В паровой турбине энергия пара преобразуется в механическую энергию. Изобразим в h,s -диаграмме адиабатное расширение пара в обратимом $1-2т$ и необратимом $1-2д$ процессах (рис. 6.5). В обратимом адиабатном процессе расширения пара энтропия остается постоянной ($s = \text{const}$). Располагаемая работа турбины в адиабатном обратимом процессе $l_{рл} = h_1 - h_{2т}$.

В необратимом адиабатном процессе расширения пара за счет потерь на трение в проточной части турбины величина располагаемой работы уменьшается $l_{рд} = h_1 - h_{2д}$.

Уменьшение работы пара в необратимых условиях характеризуется внутренним относительным КПД турбины

$$\eta_{0т} = l_{рд}/l_{рл} = (h_1 - h_{2д})/(h_1 - h_{2т}). \quad (6.10)$$

Величина внутреннего относительного КПД современных паровых турбин большой мощности составляет 0,85...0,90.

Если известна величина $\eta_{0т}$, то точку 2д на h,s -диаграмме можно найти, откладывая вверх от точки 2т отрезок $h_{\text{пот}} = (h_1 - h_{2т})\eta_{0т}$ и проводя прямую, параллельную оси s , до пересечения с изобарой p_2 .

Необратимое сжатие воды в насосе. На h,s -диаграмме изображены обратимый $1-2т$ и необратимый $1-2д$ процессы сжатия воды в насосе (рис. 6.6). Обратимый адиабатный процесс сжатия воды в насосе протекает при $s = \text{const}$. В действительном необратимом адиабатном процессе сжатия воды за счет трения энтропия возрастает до $s_{2д}$.

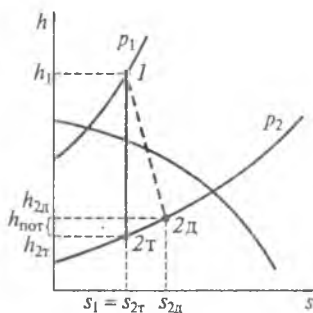


Рис. 6.5. Адиабатный процесс расширения пара в турбине:

$1-2т$ — обратимый процесс; $1-2д$ — необратимый процесс

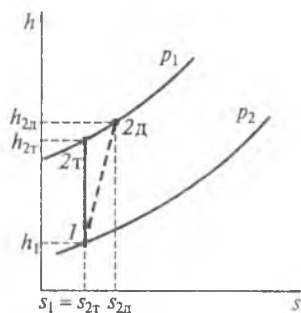


Рис. 6.6. Адиабатное сжатие воды в насосе или газа в компрессоре:

$1-2т$ — обратимый процесс; $1-2д$ — необратимый процесс

Необратимые потери энергии в насосе оцениваются с помощью внутреннего относительного КПД насоса:

$$\eta_{0i} = (h_{2\tau} - h_1) / (h_{2д} - h_1). \quad (6.11)$$

Величина η_{0i} насосов обычно составляет 0,85...0,90.

Аналогично учитываются необратимые потери при сжатии газа в компрессоре.

Адиабатное необратимое течение потока рабочего тела. При движении потока рабочего тела происходят потери энергии за счет трения о стенки канала.

Рассмотрим адиабатный процесс истечения в h,s -диаграмме (рис. 6.7). Вследствие необратимых потерь энтропия возрастает ($ds = dq_{тр}/T > 0$) и процесс истечения идет по линии $1-2д$. Если бы процесс истечения был обратимым, то он изображался бы линией $1-2\tau$ ($s = \text{const}$).

Энтальпия рабочего тела на выходе из сопла за счет потерь на трение становится больше, чем в обратимом процессе $h_{2д} > h_{2\tau}$. Из первого закона термодинамики для адиабатного процесса при $z = \text{const}$ (3.32) следует $h_1 - h_{2д} = (w_{2д}^2 - w_1^2)/2$.

Если разность энтальпий при истечении уменьшается, то скорость потока рабочего тела на выходе из сопла w_2 становится меньше

$$w_{2д} = w_{2\tau}\varphi, \quad (6.12)$$

где φ — скоростной коэффициент, величина которого зависит от состояния поверхности сопла; для хорошо обработанных и спроектированных сопел $\varphi = 0,95...0,98$.

Энтальпию в конце процесса расширения находят по формуле

$$h_{2д} = h_{2\tau} + \xi(h_1 - h_{2\tau}), \quad (6.13)$$

где ξ — коэффициент потери энергии, равный $\xi = 1 - \varphi^2$.

Эксергетический метод оценки эффективности циклов основывается на первом и втором законах термодинамики и позволяет количественно и качественно оценить работу тепловых установок.

Рассмотрим основные положения эксергетического метода оценки эффективности циклов теплосиловых установок.

Согласно этому методу каждый элемент установки можно рассматривать как самостоятельную термодинамическую систему, в которой происходит необратимый термодинамический процесс.

Эффективность работы каждого элемента оценивается сравнением работоспособности, которой обладало рабочее тело на входе в элемент установки, с работоспособностью его на выходе. При

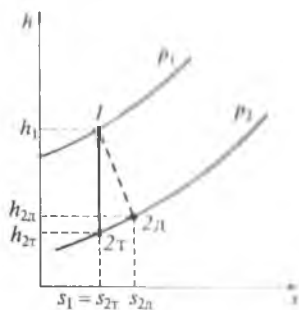


Рис. 6.7. Адиабатный процесс истечения.

$1-2\tau$ — обратимый процесс; $1-2д$ — необратимый процесс

анализе работы элемента учитываются также подводимые к рабочему телу потоки тепловой или механической энергии.

После расчета потерь работоспособности в отдельных элементах установки по формулам (5.38) — (5.42) рассчитывается общая потеря, как сумма отдельных эксергетических потерь.

Количественную оценку степени термодинамического совершенства тепловой установки дает величина эксергетического КПД.

Для тепловых аппаратов, в которых совершается полезная работа

$$\eta_{\text{эк}} = e/(e_1 - e_2), \quad \eta_{\text{эк}} = e/((e_1 + e_d) - e_2). \quad (6.14)$$

Для тепловых аппаратов, не производящих полезную работу

$$\eta_{\text{эк}} = e_2/e_1. \quad (6.15)$$

При расчете потерь работоспособности в необратимых циклах энтропийным методом определяют потери работоспособности в отдельных элементах установки ΔL_i , а потери работоспособности всей установки, работающей по данному циклу, равны сумме этих потерь

$$\Delta L_{\text{уст}} = \sum \Delta L_i. \quad (6.16)$$

Вычисленные по (5.43) значения ΔL_i показывают, в каких элементах установки необратимые процессы вносят основной вклад в $\Delta L_{\text{уст}}$. Следовательно, процессы в этих элементах требуют первоочередного усовершенствования.

В реальных циклах тепловых установок необратимость циклов вызвана двумя причинами: трением (внутренняя необратимость) и конечной разностью температур между рабочим телом и источником теплоты (внешняя необратимость). В отличие от метода КПД энтропийный метод позволяет учесть обе эти необратимости.

Коэффициент потери работоспособности $\eta_{\text{п.р}}$ показывает, какая доля работоспособности теряется в результате необратимости процессов в тепловой установке:

$$\eta_{\text{п.р}} = \Delta L/L_{\text{max}}. \quad (6.17)$$

Относительный коэффициент работоспособности $\eta_{\text{о.р}}$ показывает, как используется энергия, т. е. характеризует степень термодинамического совершенства установки:

$$\eta_{\text{о.р}} = 1 - \Delta L/L_{\text{max}} = 1 - \eta_{\text{п.р}}. \quad (6.18)$$

Абсолютный эффективный КПД тепловой установки может быть выражен как произведение коэффициента работоспособности системы на термический КПД обратимого цикла Карно, который осуществляется в интервале температур T_1 и T_2 : $\eta_e = \eta_{\text{о.р}} \cdot \eta_i^{\text{о.ц.К}}$.

Контрольные вопросы

1. Какие тепловые установки работают по прямому циклу, а какие по обратному циклу? 2. Запишите первый закон термодинамики для циклов. 3. Запишите второй закон термодинамики для циклов. 4. Как рассчитывается термический коэффициент полезного действия η_t и от чего зависит его величина? 5. Как рассчитывается холодильный коэффициент ξ и от чего зависит его величина? 6. Сравните величины η_t и ξ реальных циклов и цикла Карно. 7. Как учитывается необратимость процессов, входящих в цикл, при расчете эффективного КПД? 8. Как определить потерю работоспособности в элементе установки? 9. Как определить потерю работоспособности во всей установке? 10. Как рассчитать коэффициент потери работоспособности? 11. Как рассчитать относительный коэффициент работоспособности? 12. Как определяется эксергетический КПД?

6.2. Циклы газотурбинной установки

Газотурбинной установкой (ГТУ) называется теплоэнергетическое устройство, в котором рабочим телом служат продукты сгорания топлива, а рабочим двигателем является газовая турбина.

Схема газотурбинной установки представлена на рис. 6.8. Воздушный компрессор 2 сжимает воздух до требуемого давления p_2 и направляет его в камеру сгорания 3. Туда же топливным насосом 1 подается топливо. Сгорание топлива происходит при $p = \text{const}$. Образующиеся продукты сгорания топлива поступают на лопатки турбины 4, где совершают работу, приводя во вращение вал турбины. Турбина является приводом электрогенератора 5, вырабаты-

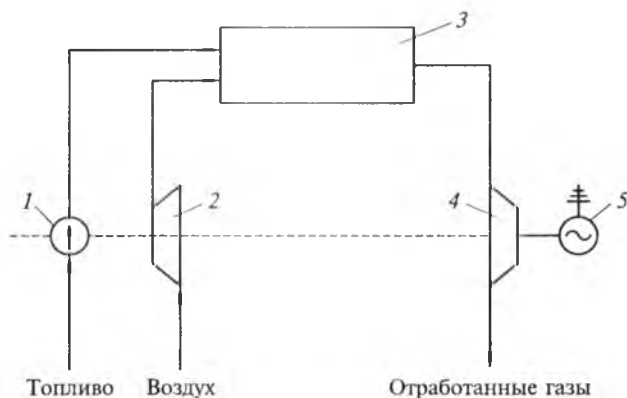


Рис. 6.8. Схема газотурбинной установки:

1 — насос для подачи топлива; 2 — воздушный компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — электрогенератор

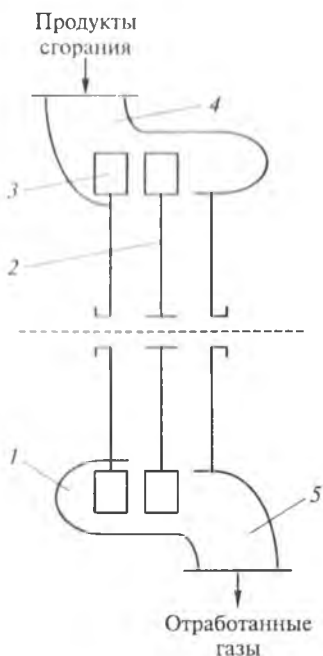


Рис. 6.9. Схема газовой турбины:

1 — корпус; 2 — рабочий диск с лопатками; 3 — направляющие лопатки; 4 — входной патрубок; 5 — выходной патрубок

вающего электрический ток, а также приводом компрессора 2 и насоса 1. Отработавшие в турбине газы при давлении, несколько превышающем атмосферное, выбрасываются в окружающую среду.

Одноступенчатая газовая турбина (рис. 6.9) состоит из неподвижного корпуса 1, внутри которого вращается рабочий диск 2 с укрепленными на нем рабочими лопатками.

Перед рабочими лопатками установлены направляющие лопатки 3, заделанные в корпус турбины. Направляющие лопатки образуют сопловую решетку, в которую поступают продукты сгорания топлива по входному патрубку 4. В сопловой решетке газы увеличивают скорость и запас энергии, который передают рабочим лопаткам. Отработанные газы удаляются через выходной патрубок 5.

Работа газотурбинной установки осуществляется по прямому циклу. На рис. 6.10 изображен цикл газотурбинной установки в p, v -диаграмме.

При построении цикла принимают, что цикл замкнутый, т.е. количество газа является постоянной величиной; состав газа в процессах преобразования энергии не меняется; процесс сжатия воздуха в компрессоре идет в обратимом адиабатном процессе; про-

При построении цикла принимают, что цикл замкнутый, т.е. количество газа является постоянной величиной; состав газа в процессах преобразования энергии не меняется; процесс сжатия воздуха в компрессоре идет в обратимом адиабатном процессе; про-

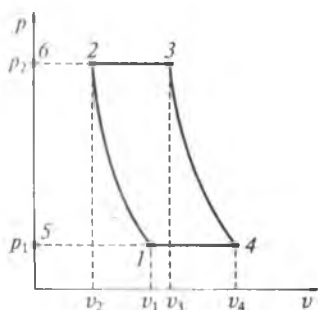


Рис. 6.10. Цикл газотурбинной установки в p, v -диаграмме:

1—2 — адиабатный процесс сжатия воздуха в компрессоре; 2—3 — изобарный процесс подвода теплоты в камере сгорания; 3—4 — адиабатный процесс расширения газа в турбине; 4—1 — изобарный процесс отвода теплоты

процесс сгорания топлива в камере сгорания заменяется процессом подвода теплоты извне, протекающим при $p = \text{const}$, процесс расширения газа в турбине принимается обратимым адиабатным процессом; выход отработанных газов рассматривается как изобарный процесс, условно замыкающий цикл.

Таким образом, идеальный цикл газотурбинной установки на p, v -диаграмме состоит из двух изобар и двух адиабат.

Количество теплоты, подведенной в камеру сгорания при $p_2 = \text{const}$ находят по формуле $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$. Количество отведенной теплоты при $p_1 = \text{const}$ рассчитывают по выражению $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$.

Полезная теплота цикла равна разности подведенной и отведенной теплоты: $q = q_1 - q_2$.

Из первого закона термодинамики для прямых циклов следует, что полезная теплота цикла равна полезной работе цикла l , т.е. $q = l$.

Полезную работу цикла также можно получить из выражения $l = l_T - l_K$, где l_T — работы турбины; l_K — работа на привод компрессора.

Работа газа в турбине в адиабатном процессе расширения $l_T = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4)$.

Работа адиабатного сжатия в компрессоре $l_K = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$.

На p, v -диаграмме состояния (см. рис. 6.10) площадь 3—4—5—6 с учетом масштаба координат характеризует работу турбины, а площадь 2—1—5—6 — работу компрессора. Разность этих площадей — площадь 1—2—3—4 — представляет собой полезную работу цикла, равную полезной теплоте цикла.

Термический КПД цикла газотурбинной установки

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - (c_p(T_4 - T_1)/c_p(T_3 - T_2)) = 1 - ((T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)). \quad (6.19)$$

Выразим температуры T_2 , T_3 и T_4 через начальную температуру T_1 , используя соотношения между параметрами состояния в адиабатном и изобарном процессах с учетом, что $p_2 = p_3$ и $p_4 = p_1$.

Адиабатный процесс 1—2: $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k}$; $T_2 = T_1\beta^{(k-1)/k}$, где $\beta = p_2/p_1$ — степень повышения давления воздуха в компрессоре.

Изобарный процесс 2—3: $T_3/T_2 = v_3/v_2 = \rho$; $T_3 = T_2\rho = T_1\beta^{(k-1)/k}\rho$, где $\rho = v_3/v_2$ — степень изобарного расширения газа.

Адиабатный процесс 3—4: $T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(k-1)/k} = (p_1/p_2)^{(k-1)/k} = (p_1/\beta p_1)^{(k-1)/k} = (1/\beta)^{(k-1)/k}$; $T_4 = T_3(1/\beta)^{(k-1)/k} = T_1\beta^{(k-1)/k}\rho(1/\beta)^{(k-1)/k} = T_1\rho$.

Подставляя полученные выражения в уравнение (6.19) для расчета термического КПД цикла, получим

$$\eta_t = 1 - ((T_1\rho - T_1)/(T_1\rho\beta^{(k-1)/k} - T_1\beta^{(k-1)/k})) = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k}. \quad (6.20)$$

Как видно из полученного уравнения, η_i зависит от степени повышения давления, с ростом которого η_i увеличивается. При показателе адиабаты $k = 1,33$ КПД η_i имеет следующие значения для β

β	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η_i , %	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5

Цикл газотурбинной установки в T,s -диаграмме изображен на рис. 6.11. Повышение степени сжатия воздуха β в компрессоре увеличивает температуру T_2 в конце сжатия до T_2' . Чем больше температура T_2 , тем больше количество подведенной теплоты q_1 ($q_1 = q + q_2$) при том же количестве отведенной теплоты q_2 .

Рост температуры газа перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают элементы турбины. Обычно эти температуры не превышают $800 \dots 1200^\circ\text{C}$.

В реальных газотурбинных установках происходят потери энергии на трение о стенки сопел, лопаток, на завихрение потока и т.д. В результате часть кинетической энергии газа превращается в теплоту, приводящую к повышению температуры газа на выходе из турбины.

Повышение температуры в точке 4, а следовательно, и энтальпии h_4 приводит к уменьшению работы расширения газа в турбине $l_T = h_3 - h_{4\text{д}}$, где $h_{4\text{д}}$ — энтальпия в действительном процессе расширения.

Отношение действительной работы расширения к теоретической называется внутренним относительным КПД турбины

$$\eta_{0i} = (h_3 - h_{4\text{д}})/(h_3 - h_4). \quad (6.21)$$

Чем лучше выполнена проточная часть турбины, тем меньше в ней потерь от трения и завихрения газа, тем больше η_{0i} . У современных турбин $\eta_{0i} = 0,8 \dots 0,92$.

В реальной газотурбинной установке работа сжатия газа в компрессоре больше теоретической на величину необратимых потерь,

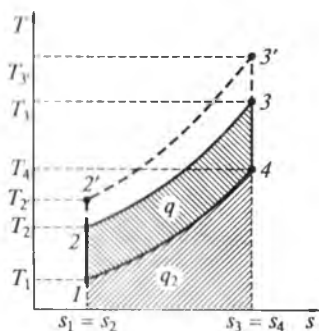


Рис. 6.11. Цикл газотурбинной установки в T,s -диаграмме:

1—2 — адиабатный процесс сжатия; 2—3 — изобарный процесс подвода теплоты в камере сгорания; 3—4 — адиабатный процесс расширения газа в турбине; 4—1 — изобарный процесс отвода теплоты

которые учитываются адиабатным КПД ($\eta_a = 0,8 \dots 0,85$) $l_k = h_{2д} - h_1 = (h_2 - h_1)/\eta_a$, где $h_{2д}$ — энтальпия в конце действительного процесса сжатия.

Полезная работа цикла равна разности действительных работ расширения и сжатия газа:

$$l = l_T - l_k = (h_3 - h_4)\eta_o\eta_m - (h_2 - h_1)/\eta_a, \quad (6.22)$$

где η_m — механический КПД.

Эффективный КПД газотурбинной установки равен отношению полезной работы к затраченной теплоте:

$$\eta_e = l/q_{1д} = ((h_3 - h_4)\eta_o\eta_m - (h_2 - h_1)/\eta_a)/(h_3 - h_{2д}). \quad (6.23)$$

Проведем оценку потерь энергии в турбине эксергетическим методом. Поскольку турбина производит полезную работу, то потеря работоспособности $\Delta e = (e_1 - e_2) - l$, где e_1 , e_2 — эксергия газа на входе и выходе турбины.

Эксергия на входе турбин определяется по формуле $e_1 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$. Эксергию на выходе из турбины запишем в виде $e_2 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$. Тогда потеря работоспособности вследствие необратимости процессов, протекающих внутри турбины, равна

$$\Delta e = (((h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)) - ((h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0))) - l. \quad (6.24)$$

Чтобы повысить эксергию газа перед турбиной, необходимо увеличить температуру T_3 и снизить температуру газа T_4 в конце процесса расширения до температуры окружающей среды T_0 .

Поскольку на выходе из турбины температура T_4 выше температуры сжатого в компрессоре воздуха T_2 , то можно уменьшить подводимую теплоту q_1 за счет регенерации теплоты отработанных газов.

Для этого отработанные газы направляются в теплообменник, где охлаждаются до температуры T_5 , отдавая теплоту $q = c_p(T_4 - T_5)$. При этом воздух в регенераторе нагревается, получая теплоту равную $q_p = c_p(T_6 - T_2)$.

Схема установки с регенерацией теплоты отработанных газов дана на рис. 6.12.

В процессе сжатия воздуха в компрессоре температура воздуха повышается от T_1 до T_2 .

При подводе дополнительной теплоты q_p к сжатому воздуху в регенераторе 3 его температура повышается до величины T_6 (на рис. 6.13 в T,s -диаграмме показан регенеративный цикл газотурбинной установки).

Если температура $T_{5'} = T_2$, а температура $T_{6'} = T_4$, то регенерация будет полной, поскольку нагрев воздуха до температуры большей, чем T_4 , невозможен. В случае, если $T_6 < T_4$ и соответственно $T_5 > T_2$, то регенерация является неполной и характеризуется сте-

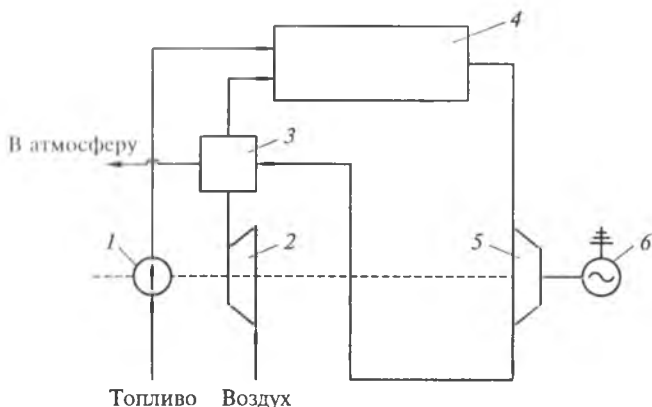


Рис. 6.12. Схема газотурбинной установки с регенерацией теплоты отработанных газов:

1 — насос для подачи топлива; 2 — воздушный компрессор; 3 — регенератор; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — электрогенератор

пенью регенерации σ , равной отношению фактически регенерируемой теплоты к максимально возможной

$$\sigma = c_p(T_6 - T_2)/c_p(T_4 - T_2) = (T_6 - T_2)/(T_4 - T_2). \quad (6.25)$$

При полной регенерации $\sigma = 1$, при ее отсутствии $\sigma = 0$.

Вследствие ограниченных размеров регенератора и разности температур между потоками газа и воздуха температура нагретого в регенераторе воздуха и температура охлаждаемых газов будут отличаться от температур, которые были бы при полной регенерации теплоты.

Термический КПД газотурбинной установки с регенерацией рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} \eta_{\text{рег}} &= (q_1 - q_2)/(q_1 - q_p) = \\ &= (c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1))/(c_p(T_3 - T_2) - \sigma c_p(T_4 - T_2)) = \quad (6.26) \\ &= [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)]/((T_3 - T_2) - \sigma(T_4 - T_2)). \end{aligned}$$

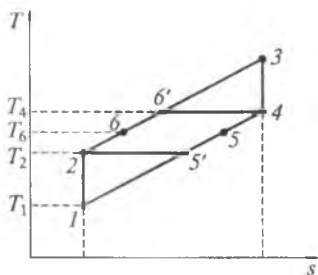


Рис. 6.13. Регенеративный цикл газотурбинной установки в T,s -диаграмме:

1—2 — адиабатный процесс сжатия воздуха в компрессоре; 2—6 — изобарный процесс подвода теплоты в регенераторе; 6—3 — изобарный процесс подвода теплоты в камере сгорания; 3—4 — адиабатный процесс расширения газа в турбине; 4—5 — изобарный отвод теплоты в регенераторе; 5—1 — изобарный отвод теплоты

Если выразить все температуры через температуру T_1 и использовать коэффициенты β и ρ , то уравнение (6.23) приобретает вид

$$\eta_{\text{рег}} = 1 - ((\rho - 1)(\beta^{(k-1)/k} - 1))/((\beta^{(k-1)/k}(\rho - 1) - \sigma(\rho - \beta^{(k-1)/k})). \quad (6.27)$$

При полной регенерации ($\sigma = 1$)

$$\eta_{\text{рег}} = 1 - 1/\rho = 1 - v_2/v_3 = 1 - T_2/T_3. \quad (6.28)$$

Если регенерация отсутствует ($\sigma = 0$), то

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k}, \quad (6.29)$$

т.е. формула (6.29) аналогична (6.20).

Дальнейшее повышение термического КПД газотурбинной установки достигается за счет ступенчатого сжатия воздуха в компрессоре и ступенчатого сжигания топлива.

Помимо цикла с подводом теплоты при постоянном давлении $p = \text{const}$ возможно осуществление цикла с подводом теплоты при постоянном объеме $v = \text{const}$, однако газотурбинные установки с таким циклом получили меньшее распространение.

Примеры

Пример 6.1. Для идеального цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = \text{const}$ определить параметры характерных точек, термический КПД цикла. Начальные параметры рабочего тела (воздуха): $p_1 = 0,1$ МПа, $T_1 = 293$ К. Степень повышения давления в компрессоре $\beta = p_2/p_1 = 6$; показатель адиабаты $k = 1,4$; степень изобарного расширения $\rho = v_3/v_2 = 1,5$. Расчет провести для 1 кг воздуха.

Решение

Начальный удельный объем воздуха

$$v_1 = (8\,314 \cdot T)/(M \cdot p_1) = (8\,314 \cdot 293)/(29 \cdot 0,1 \cdot 10^6) = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Параметры воздуха после сжатия в компрессоре

$$p_2 = p_1 \cdot \beta = 0,1 \cdot 6 = 0,6 \text{ МПа},$$

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = 293(0,6/0,1)^{(1,4-1)/1,4} = 484 \text{ К},$$

$$v_2 = (8\,314 \cdot T_2)/(M \cdot p_2) = (8\,314 \cdot 484)/(29 \cdot 0,6 \cdot 10^6) = 0,23 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Параметры воздуха в конце изобарного расширения

$$v_3 = v_2 \cdot \rho = 0,23 \cdot 1,5 = 0,345 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$p_3 = p_2 = 0,6 \text{ МПа},$$

$$T_3 = (p_3 \cdot v_3 \cdot M)/8\,314 = (0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,345 \cdot 29)/8\,314 = 722 \text{ К}.$$

Параметры воздуха в конце адиабатного расширения

$$p_4 = p_1 = 0,1 \text{ МПа},$$

$$v_4 = v_3 (p_3/p_4)^{1/k} = 0,345(0,6/0,1)^{1/1,4} = 1,23 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$T_4 = (p_4 \cdot v_4 \cdot M)/8\,314 = (0,1 \cdot 10^6 \cdot 1,23 \cdot 29)/8\,314 = 426 \text{ К}.$$

Работа сжатия в адиабатном процессе

$$l_{12} = (1/(k-1))(p_2 v_2 - p_1 v_1) = \\ = (1/(1,4-1))(0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,23 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,84) = 135\,000 \text{ Дж/кг} = 135 \text{ кДж/кг}.$$

Работа расширения в адиабатном процессе

$$l_{34} = (1/(k-1))(p_3 v_3 - p_4 v_4) = \\ = (1/(1,4-1))(0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,345 - 0,110^6 \cdot 1,23) = 210\,000 \text{ Дж/кг} = 210 \text{ кДж/кг}.$$

Работа сжатия в изобарном процессе

$$l_{41} = p_1 (v_4 - v_1) = 0,1 \cdot 10^6 (1,23 - 0,84) = 39\,000 \text{ Дж/кг} = 39 \text{ кДж/кг}.$$

Работа расширения в изобарном процессе

$$l_{23} = p_2 (v_3 - v_2) = 0,6 \cdot 10^6 (0,345 - 0,23) = 69\,000 \text{ Дж/кг} = 69 \text{ кДж/кг}.$$

Работа сжатия цикла

$$l_c = l_{12} + l_{41} = 135 + 39 = 174 \text{ кДж/кг}.$$

Работа расширения цикла

$$l_p = l_{34} + l_{23} = 210 + 69 = 279 \text{ кДж/кг}.$$

Полезная работа

$$l = l_p - l_c = 279 - 174 = 105 \text{ кДж/кг}.$$

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 1(722 - 484) = 238 \text{ кДж/кг}.$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1) = 1(426 - 293) = 133 \text{ кДж/кг}.$$

Полезная теплота

$$q = q_1 - q_2 = 238 - 133 = 105 \text{ кДж/кг, т.е. } q = l.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = l/q_1 = 105/238 = 0,44.$$

Контрольные вопросы

1. Назначение газотурбинной установки. Какие машины и аппараты составляют схему газотурбинной установки? Какие процессы идут в них?
2. Цикл газотурбинной установки при подводе теплоты при $p = \text{const}$ и адиабатном сжатии и расширении газа. Изобразите цикл в p, v -диаграмме состояния.
3. Какие условия принимаются при изучении цикла?
4. Как рассчитывается термический КПД газотурбинной установки?
5. Какие факторы влияют на величину η_t ?
6. Оценка необратимых потерь в газотурбинной установке методом КПД.
7. Оценка необратимых потерь в турбине эксергетическим методом.
8. Газотурбинная установка с регенерацией теплоты. Изобразите схему установки.
9. Что показывает степень регенерации?
10. Цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и адиабатном сжатии и расширении в T, s -диаграмме.
11. Как меняются температуры в характерных точках цикла с регенерацией теплоты?
12. Как рассчитывается термический КПД цикла ГТУ с частичной и полной регенерацией?

6.3. Циклы паротурбинной установки

Цикл Ренкина. Термодинамическую основу работы современной тепловой электростанции составляет цикл Ренкина. Схема паросиловой установки, работающей по этому циклу, дана на рис. 6.14. В схеме отражена взаимосвязь и последовательность процессов, протекающих в элементах установки.

В котлоагрегате при сгорании органического топлива выделяется теплота, которая идет на получение пара из питательной воды. Питательная вода подается в водяной экономайзер, где она нагревается до температуры насыщения. В паровом котле кипящая вода образует насыщенный пар, который в пароперегревателе перегревается.

Процессы нагрева воды, парообразования и перегрева пара проходят при $p_1 = \text{const}$.

Перегретый пар с давлением p_1 и температурой t_1 с большой скоростью поступает на лопатки турбины. В турбине при адиабатном расширении пара происходит преобразование энергии пара в работу на валу. Турбина является приводом электрогенератора, который преобразует механическую работу в электрическую энергию. Турбогенератор состоит из турбины и генератора. Отработанный пар с давлением p_2 и температурой t_2 из турбины поступает в конденсатор, где конденсируется при $p_2 = \text{const}$. Конденсат насосом сжимается до давления p_1 и подается в котлоагрегат. В реальных условиях после конденсационного насоса стоит бак с запасом питательной воды, которая питательным насосом подается в котел. Потери пита-

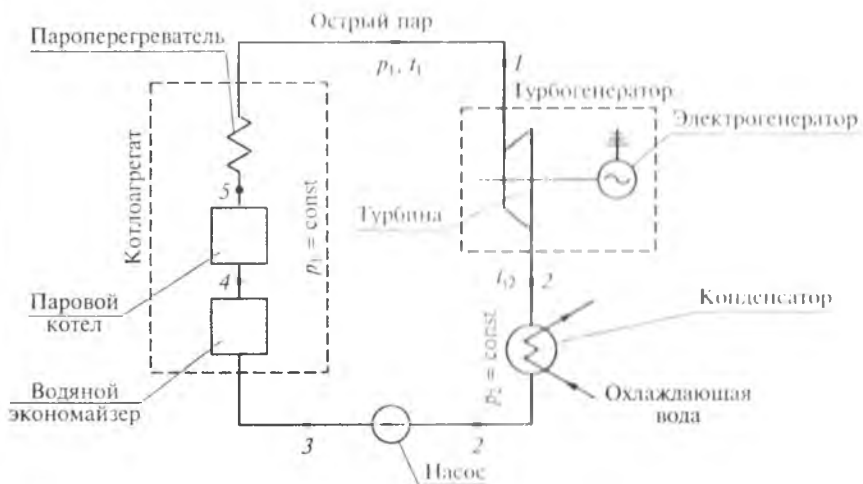


Рис. 6.14. Схема паротурбинной (паросиловой) установки, работающей по циклу Ренкина

тельной воды компенсируются. Точками 1—5 на рис. 6.14 обозначены состояния воды и водяного пара в элементах установки.

На рис. 6.15 и 6.16 изображен идеальный цикл Ренкина в T,s - и h,s -диаграммах. Все процессы идеального цикла принимаются об-

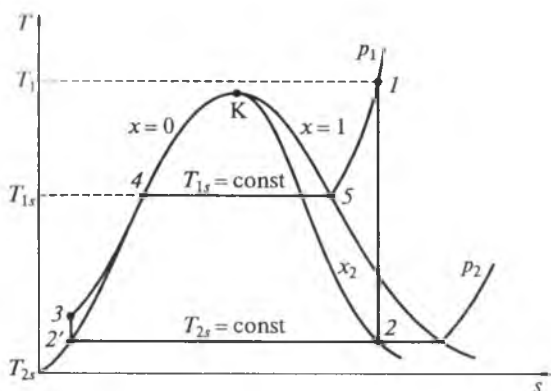


Рис. 6.15. Изображение цикла Ренкина в T,s -диаграмме:

1—2 — адиабатный процесс расширения пара в турбине; 2—2' — изобарно-изотермический процесс конденсации пара; 2'—3 — адиабатный процесс сжатия воды в насосе; 3—4 — изобарный процесс нагрева воды; 4—5 — изобарно-изотермический процесс парообразования; 5—1 — изобарный процесс перегрева пара

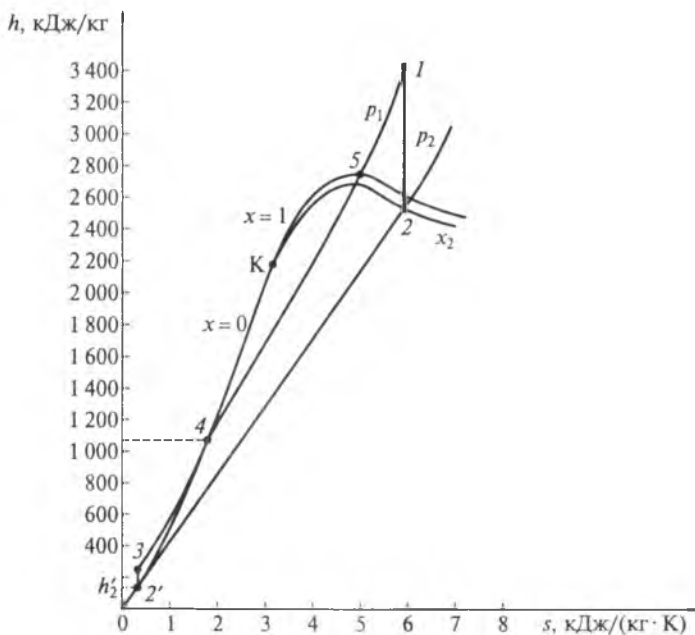


Рис. 6.16. Цикл Ренкина в h,s -диаграмме

ратимыми и равновесными, количество рабочего вещества, совершающего цикл, неизменно и равно 1 кг. Точка 1 характеризует равновесное состояние перегретого пара на входе в турбину. Процесс 1—2 является адиабатным процессом расширения, который протекает в турбине. В конце расширения образуется влажный насыщенный пар (точка 2). Конденсация пара 2—2' является изобарно-изотермическим процессом. В точке 2' конденсат после сжатия в насосе переходит в состояние, которое характеризуется точкой 1. Процесс сжатия воды в насосе можно рассматривать как изохорный (жидкость практически несжимаема), адиабатный (нет теплообмена) и изотермический (температура воды изменяется ничтожно мало).

Процесс 3—4 — это изобарный нагрев воды в водяном экономайзере до состояния кипящей жидкости (точка 4); 4—5 — изобарно-изотермический процесс парообразования в паровом котле; в точке 5 достигается состояние сухого насыщенного пара, процесс 5—1 — изобарный перегрев пара в пароперегревателе до температуры t_1 .

Достоинством цикла Ренкина является: изотермический подвод теплоты в паровом котле и изотермический отвод теплоты в конденсаторе; затрачиваемая работа на привод питательного насоса гораздо меньше, чем работа на валу турбины.

Термический КПД цикла Ренкина без учета работы насоса определяется из уравнения

$$\eta_r = (q_1 - q_2)/q_1 = l/q_1, \quad (6.30)$$

где q_1 — удельная теплота, подводимая к воде и пару в котлоагрегате; q_2 — удельная теплота, отводимая от пара в конденсаторе; l — полезная работа цикла.

Поскольку процессы парообразования и конденсации являются изобарными, то

$$q_1 = h_1 - h_3; \quad q_2 = h_2 - h'_2. \quad (6.31)$$

Тогда

$$\eta_r = ((h_1 - h_3) - (h_2 - h'_2))/(h_1 - h_3). \quad (6.32)$$

Так как температура воды в процессе сжатия в насосе практически не меняется, то можно принять, что $h_3 = h'_2$.

Отсюда полезная работа цикла Ренкина равна работе паровой турбины без учета работы на привод насоса:

$$\eta_r = (h_1 - h_2) / (h_1 - h'_2). \quad (6.33)$$

Энтальпию кипящей жидкости h'_2 находят по таблицам свойств насыщенного пара при давлении p_2 .

Удельная работа, совершаемая паром в паровой турбине, рассчитывается по уравнению $l_T = h_1 - h_2$.

Рассматривая процесс сжатия воды в насосе как адиабатный и предполагая, что вода несжимаема, получаем уравнение для расчета удельной работы в насосе $l_n = h_3 - h_2' = v_2'(p_1 - p_2)$.

Отсюда находим выражение для энтальпии воды, поступающей в котел, $h_3 = h_2' + v_2'(p_1 - p_2)$.

С учетом работы насоса полезная работа цикла $l = l_t - l_n = (h_1 - h_2) - v_2'(p_1 - p_2)$.

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу в цикле, составит $q_1 = h_1 - h_3 = (h_1 - h_2') - v_2'(p_1 - p_2)$.

Термический КПД цикла Ренкина с учетом затраты энергии на привод насоса находится из уравнения

$$\eta_t = l/q_1 = ((h_1 - h_2) - v_2'(p_1 - p_2)) / ((h_1 - h_2') - v_2'(p_1 - p_2)), \quad (6.34)$$

где v_2' — удельный объем воды.

Значения энтальпий находят с помощью таблиц водяного пара и диаграммы состояния $h-s$.

Влияние параметров пара на величину КПД цикла Ренкина. Величина термического КПД прямого цикла увеличивается с ростом температуры на верхнем температурном уровне — в процессах подвода теплоты к рабочему телу и уменьшением температуры на нижнем температурном уровне — в процессах отвода теплоты от рабочего тела. Анализ η_t при различных значениях p_1, p_2, t_1 показывает, что с ростом давления p_1 и температуры t_1 и с понижением давления p_2 величина η_t растет.

Увеличение давления p_1 в процессах получения пара приводит к росту температуры насыщения, что ведет к повышению η_t цикла Ренкина.

С ростом p_1 при постоянных значениях t_1 и p_2 увеличивается разность энтальпий h_1 и h_2 , т. е. увеличивается работа турбины. Но при

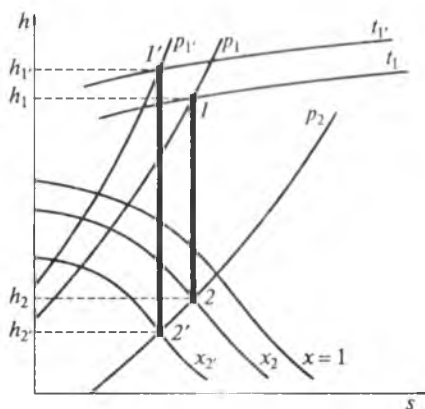


Рис. 6.17. Влияние начального давления и начальной температуры на КПД цикла Ренкина

этом увеличивается влажность пара на выходе из турбины, что может привести к разрушению лопаток последних ступеней турбины. Поэтому степень сухости отработанного пара не должна быть менее $x = 0,96$. В настоящее время используется давление p_1 до 30 МПа.

При повышении температуры t_1 возрастает работа турбины (рис. 6.17). Предел повышения температуры пара в котлоагрегате ограничивается жаропрочностью металла, из которого он изготовляется. В настоящее время температура перегретого пара достигает порядка 565°C .

Одновременное повышение p_1 до p'_1 и t_1 до t'_1 (точка 1') увеличивает величину η_r (см. рис. 6.17, 6.18).

Снижение давления в конденсаторе p_2 приводит к уменьшению температуры конденсации, что способствует росту величины η_r . Однако понижение давления p_2 в конденсаторе ограничено температурой охлаждающей воды, которая должна быть ниже температуры конденсации пара на $10 \dots 15^\circ\text{C}$.

При расчете эффективного КПД паротурбинной установки учитываются потери на всех стадиях процессов преобразования энергии. Так, в котлоагрегате часть энергии теряется из-за неполноты сгорания топлива, часть теряется вместе с дымовыми газами, также происходят теплотери в окружающую среду со шлаком. В турбинной установке энергия теряется на трение на лопатках турбины, в подшипниках турбины и электрогенератора. Имеются теплотери от наружных поверхностей оборудования и трубопроводов в окружающее пространство. Большая часть тепловой энергии в конденсаторе теряется на нагрев охлаждающей воды.

Оценка теплотерь паротурбинной установки методом КПД. Определение эффективного КПД паросиловой установки проводится по формуле $\eta_e = \eta_i \eta_{oi} \eta_{ka} \eta_{пп} \eta_r \eta_g$, где η_r — термический КПД цикла Ренкина; η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины, учитывающий внутренние потери ($\eta_{oi} = 0,85 \dots 0,9$); η_{ka} — КПД котлоагрегата ($\eta_{ka} = 0,89 \dots 0,93$); $\eta_{пп}$ — потери в паропроводах ($\eta_{пп} = 0,99$); η_r — механический КПД турбины ($\eta_r = 0,97 \dots 0,995$); η_g — механический КПД генератора ($\eta_g = 0,97 \dots 0,99$).

Если принять $\eta_r = 0,54$, то η_e находится в пределах от 0,38 до 0,44 (38...44 %). В действительности, среднегодовая величина η_e паросиловой установки около 38 %.

На рис. 6.19 изображена диаграмма тепловых потоков паросиловой установки. Энергия, выделяемая при сгорании топлива, принимается за 100 %.

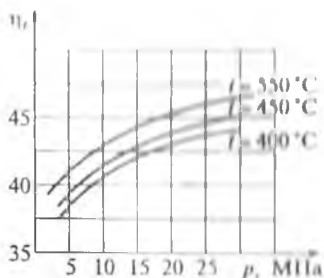


Рис. 6.18. Зависимость КПД цикла Ренкина от начальных параметров пара

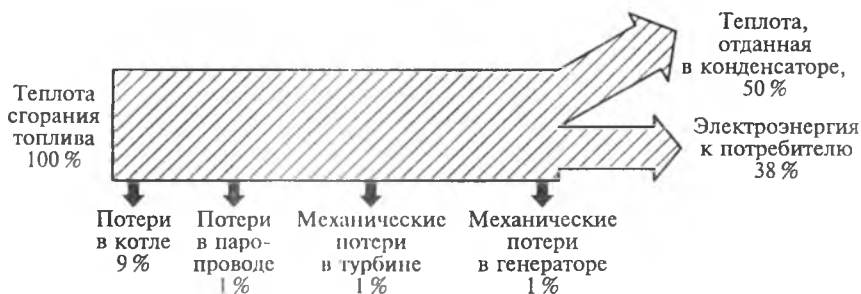


Рис. 6.19. Диаграмма тепловых потоков паротурбинной установки

При принятых потерях в элементах установки только 38 % энергии сгорания топлива используется полезно, а 62 % ее теряется.

Оценка тепловых потерь паротурбинной установки эксергетическим методом. При эксергетическом методе сначала определяются потери по отдельным элементам установки, а затем они суммируются.

Рассмотрим расчет потерь эксергии в основных элементах паротурбинной установки.

Паровой котел. Расчет потерь в паровом котле, в котором при подводе теплоты полезная работа не совершается, находим по формуле $\Delta e = (e_1 + e_q) - e_2$, где e_1 , e_2 — эксергия потока на входе и выходе из аппарата; e_q — эксергия подведенной теплоты.

Принимаем, что в паровой котел поступает питательная вода с $t = 33^\circ\text{C}$ при давлении 17 МПа. Также в котел вводится теплота, полученная при сгорании топлива. Из котла выходит пар с $p = 17$ МПа и $t = 550^\circ\text{C}$. Параметры окружающей среды (вода) $p_0 = 0,098$ МПа, $t_0 = 10^\circ\text{C}$.

Потеря эксергии $\Delta e = (e_1 + e_q) - e_2 = ((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + q(1 - T_0/T_T) - ((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)))$.

Энтальпия питательной воды $h_1 = 139$ кДж/кг; энтальпия окружающей среды $h_0 = 42$ кДж/кг; энтальпия пара $h_2 = 3472$ кДж/кг; температура окружающей среды $T_0 = 283$ К; температура горения топлива $T_T = 2273$ К; энтропия воды $s_1 = 0,424$ кДж/(кг · К); энтропия окружающей среды $s_0 = 0,151$ кДж/(кг · К); энтропия пара $s_2 = 6,5$ кДж/(кг · К).

Удельная теплота, передаваемая от топлива к воде и пару, рассчитывается по уравнению: $q = h_2 - h_1 = 3472 - 139 = 3333$ кДж/кг, значит, $\Delta e = ((139 - 42) - 283(0,424 - 0,151) + 3333(1 - 283/2273)) - ((3472 - 42) - 283(6,5 - 0,151)) = 1319,45$ кДж/кг.

Турбина. Для тепловой машины, в которой совершается полезная работа в адиабатных условиях, потеря эксергии находится по формуле:

$$\Delta e = (e_1 - e_2) - l,$$

где e_1 , e_2 — эксергии потока на входе и выходе машины; l — работа расширения потока.

В турбину из парового котла подается поток пара с параметрами $p_1 = 17$ МПа и $t_1 = 550$ °С. После совершения работы поток выходит из турбины с параметрами $p_2 = 0,004$ МПа, $t_2 = 30$ °С, $x = 0,87$. Параметры окружающей среды те же, что и для парового котла.

Потери в турбине найдем из выражения $\Delta e = ((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_2)) - ((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)) - l$.

Принимаем, что энтальпия и энтропия пара на входе в турбину те же, что и при выходе из котла. Энтальпия отработанного пара $h_2 = 2280$ кДж/кг, энтропия отработанного пара $s_2 = 7,4$ кДж/(кг · К). Работа расширения пара в адиабатных условиях равна $l = h_1 - h_2 = 3472 - 2280 = 1192$ кДж/кг.

Тогда $\Delta e = ((3472 - 42) - 283(6,5 - 0,151)) - ((2280 - 42) - 283(7,4 - 0,151)) - 1192 = 254,3$ кДж/кг.

Конденсатор. Потери эксергии в конденсаторе рассчитываются по формуле: $\Delta e = e_1 - e_2$,

$$\Delta e = ((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)) - ((h'_2 - h_0) - T_0(s'_2 - s_0)),$$

где e_1, e_2 — эксергии потока на входе и выходе аппарата соответственно.

Энтальпия конденсата $h'_2 = 120$ кДж/кг; энтропия конденсата $s'_2 = 0,418$ кДж/(кг · К).

Тогда $\Delta e = ((2280 - 42) - 283(7,4 - 0,151)) - ((120 - 42) - 283(0,418 - 0,151)) = 184,5$ кДж/кг.

Анализ величин эксергетических потерь в трех основных элементах паротурбинной установки показывает, что наибольшие потери эксергии происходят в паровом котле (котлоагрегате). Они для данных условий расчета в пять раз превышают потери работоспособности в турбине и в семь — потери в конденсаторе.

Для снижения потерь эксергии нужно повышать параметры пара на выходе из котла, совершенствовать конструкции котлоагрегата и паровой турбины, снижать давление конденсации. Для этого необходимо проводить технико-экономические расчеты, чтобы изменение условий работы установки было экономически оправдано.

Степень совершенства элемента установки оценивается эксергетическим КПД:

для машин, производящих работу, $\eta_3 = 1/(e_1 - e_2)$;

для теплообменных аппаратов $\eta_3 = e_2/e_1$.

При принятых условиях работы элементов паротурбинной установки эксергетические КПД:

для парового котла $\eta_{3, \text{ПК}} = ((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0))/((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + q(1 - T_0/T_T)) = ((3472 - 42) - 283(6,5 - 0,151))/((138 - 42) - 283(0,424 - 0,151) + 3333(1 - 283/2273)) = 0,55$;

для турбины $\eta_{3, \text{Т}} = ((h_1 - h_2)/((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)) - ((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)))/((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)) = (3472 - 2280)/((3472 - 42) - 283(6,5 - 0,151)) - ((2280 - 42) - 283(7,4 - 0,151)) = 0,82$.

Величина $\eta_{3,T}$ учитывает потери эксергии как внутри турбины, так и механические потери в турбине и генераторе:

$$\text{для конденсатора } \eta_{3,K} = ((h'_2 - h_0) - T_0(s'_2 - s_0))/((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)) = ((120 - 42) - 283(0,418 - 0,151))/((2280 - 42) - 283(7,4 - 0,151)) = 0,014.$$

Оценка теплопотерь паротурбинной установки энтропийным методом. Потеря работоспособности в элементе системы $\Delta L = T_0 \Delta s$, где T_0 — температура окружающей среды; Δs — увеличение энтропии в этом элементе.

Проведем расчет для элементов паротурбинной установки, включающей в себя паровой котел, турбину и конденсатор, используя данные предыдущего примера. Расчет ведется для 1 кг рабочего тела.

Потеря работоспособности, возникающая в паровом котле, происходит по двум причинам: во-первых, часть теплоты, выделяемая при сгорании топлива, теряется; во-вторых, процесс передачи теплоты между телами с разной температурой (топочный газ и рабочее тело) является необратимым.

Потеря работоспособности, связанная с потерями в котлоагрегате, рассчитывается по уравнению: $\Delta L_1 = T_0 \Delta s = (1 - \eta_{ка})q(1 - T_0/T_T)$, где q — теплота, выделяемая в процессе сгорания топлива, в расчете на 1 кг рабочего тела; $\eta_{ка}$ — КПД котлоагрегата; T_0 — температура окружающей среды; T_T — температура топочных газов. Принимаем $T_0 = 283$ К; $T_T = 2273$ К; $\eta_{ка} = 0,9$; $q = 3333$ кДж/кг. Тогда

$$\Delta L_1 = (1 - 0,9) \cdot 3333(1 - 283/2273) = 291,9 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря работоспособности, связанная с необратимостью процесса подвода теплоты, находится по формуле: $\Delta L_2 = T_0 \Delta s = T_0 q \eta_{ка} ((s_1 - s_5)/(h_1 - h_5) - 1/T_T)$, где s_1 — энтропия пара, кДж/(кг · К); s_5 — энтропия питательной воды, кДж/(кг · К); h_1 — энтальпия пара, кДж/кг; h_5 — энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Изменение энтропии в процессе подвода теплоты рассчитывается по уравнению $\Delta s = (s_1 - s_5) - q \eta_{ка}/T_T$.

Количество теплоты, усваиваемое рабочим телом в процессе нагрева в котле, $q \eta_{ка} = h_1 - h_5$. Принимаем $s_1 = 6,5$ кДж/(кг · К); $s_5 = 0,424$ кДж/(кг · К); $h_1 = 3472$ кДж/кг; $h_5 = 42$ кДж/кг. Тогда $\Delta L_2 = 283 \cdot 3333 \cdot 0,9((6,5 - 0,424)/(3472 - 42) - 1/2273) = 1163$ кДж/кг.

Суммарная потеря работоспособности в котле $\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 = 291,9 + 1163 = 1454,9$ кДж/кг.

В турбине происходят потери на трение при адиабатном расширении пара, механические потери в турбине и в электрогенераторе.

Потеря работоспособности за счет трения при расширении пара в турбине $\Delta L_1 = T_0 \Delta s = T_0(1 - \eta_{oi})l/T_2$, где η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины; l — теоретическая работа расширения пара в турбине, кДж/кг, $l = h_1 - h_2$; T_2 — температура отработавшего пара.

Приращение энтропии находим из уравнения $T_2(s_{2д} - s_2) = h_{2д} - h_2$, т.е. $s_{2д} - s_2 = (h_{2д} - h_2)/T_2 = ((h_1 - h_2)(1 - \eta_{oi}))/T_2$, где $h_{2д}$ — энтропия в конце действительного (необратимого) адиабатного расширения, кДж/кг; s_2 — энтропия в конце обратимого адиабатного расширения, кДж/(кг·К); $h_{2д}$ — энтальпия в конце необратимого адиабатного процесса расширения, кДж/кг; h_2 — энтальпия в конце обратимого адиабатного процесса расширения, кДж/кг.

Принимаем $\eta_{oi} = 0,85$; $T_2 = 303$ К; $h_2 = 2280$ кДж/кг. Тогда

$$\Delta L_1 = 283(1 - 0,85)(3472 - 2280)/303 = 166,9 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности за счет механических потерь в турбине $\Delta L_2 = l \cdot \eta_{oi}(1 - \eta_m)$, где η_m — механический КПД турбины.

Принимаем $\eta_m = 0,97$. Тогда

$$\Delta L_2 = (3472 - 2280) \cdot 0,85(1 - 0,97) = 30,39 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря работоспособности за счет механических и электрических потерь в электрогенераторе находится по формуле:

$$\Delta L_3 = l \cdot \eta_{oi} \eta_m (1 - \eta_r),$$

где η_r — механический КПД электрогенератора.

Принимаем $\eta_r = 0,98$, тогда

$$\Delta L_3 = (3472 - 2280) \cdot 0,85 \cdot 0,97(1 - 0,98) = 19,6 \text{ кДж/кг.}$$

Суммарная потеря работоспособности в турбине:

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 = 166,9 + 30,39 + 19,6 = 216,9 \text{ кДж/кг.}$$

Для конденсатора потеря работоспособности определяется как

$$\Delta L = T_0 \Delta s = T_0(h_{2д} - h'_2)(1/T_0 - 1/T_2) = (h_{2д} - h'_2)(1 - T_0/T_2),$$

где h'_2 — энтальпия конденсата, кДж/кг.

Приращение энтропии рассчитывается по формуле:

$$\Delta s = q_2(1/T_0 - 1/T_2) \cdot (h_{2д} - h'_2) \cdot (1 - T_0/T_2).$$

Так как расход охлаждающей воды, протекающей через конденсатор, велик, то считаем температуру воды $T_0 = \text{const}$.

Энтальпия в конце необратимого процесса адиабатного расширения равна

$$\begin{aligned} h_{2д} &= h_2 + (h_1 - h_2)(1 - \eta_{oi}) = \\ &= 2280 + (3472 - 2280)(1 - 0,85) = 2458,8 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Принимаем $h'_2 = 120$ кДж/кг. Тогда потеря работоспособности в конденсаторе

$$\Delta L = (2458,8 - 120)(1 - 283/303) = 116,94 \text{ кДж/кг.}$$

Анализ величин потери работоспособности в паровом котле, турбине и конденсаторе показал, что наибольшие потери работоспособности имеют место в паровом котле.

Наибольшая потеря работоспособности связана с большой разностью температур топочных газов и рабочего тела, т.е. недоиспользование теплоты, полученной при сжигании топлива, составляет 1 163 кДж/кг. Снижение потери ΔL_2 в котлоагрегате возможно за счет повышения температуры рабочего тела, т.е. температуры пара, получаемого в паровом котле. Однако повышение температуры пара, выгодное с термодинамической точки зрения, увеличивает капитальные затраты и требует экономического обоснования.

Потеря работоспособности всей установки рассчитывается как сумма потерь работоспособности всех элементов установки.

Коэффициент потери работоспособности в паровом котле $\eta_{п.р} = \Delta L_i / L_{\max}$, где $L_{\max}$ — максимальная работоспособность, кДж/кг.

Максимальная работоспособность для обратимого цикла Карно $L_{\max} = q \eta_i^{\text{о.ц.К}} = q(T_T - T_0) / T_T = 3\,333(2\,273 - 283) / 2\,273 = 2\,918$ кДж.

Тогда

$$\eta_{п.р} = 1\,454,9 / 2\,918 = 0,499.$$

Относительный коэффициент работоспособности $\eta_{о.р}$ в паровом котле

$$\eta_{о.р} = 1 - \eta_{п.р} = 1 - 0,499 = 0,501.$$

Аналогично рассчитываются $\eta_{п.р}$ и $\eta_{о.р}$ для других элементов установки.

Цикл паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара. Для повышения величины термического КПД цикла Ренкина необходимо повышать параметры пара (p_1 , t_1) перед турбиной. Однако при этом снижается степень сухости x отработанного пара.

При необратимом адиабатном расширении энтальпия отработанного пара $h_{2д}$ будет больше энтальпии обратимого процесса h_2 за счет потерь на трение и завихрения. При этом степень сухости пара несколько возрастает ($x_{2д} > x_2$) (рис. 6.20). Тем не менее даже такая влажность пара является недопустимо высокой, так как ухудшаются условия работы лопаток последних ступеней турбины. Содержащиеся в паре капельки воды вызывают эрозию рабочих поверхностей и лопаток.

Для создания хороших условий работы турбины вводится промежуточный перегрев пара.

Схема паротурбинной установки с одним промежуточным перегревом пара представлена на рис. 6.21. В этой схеме перегретый пар из котла 1 поступает в первую ступень турбины 2, где он адиабатно расширяется до некоторого давления p_3 . Затем отработанный

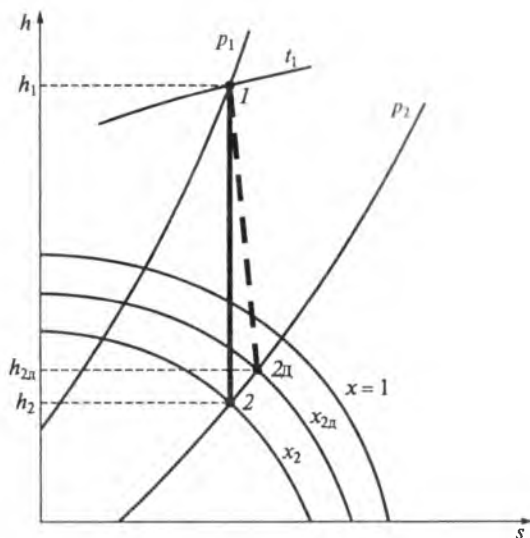


Рис. 6.20. Обратимый и необратимый процесс адиабатного расширения пара в турбине в h,s -диаграмме

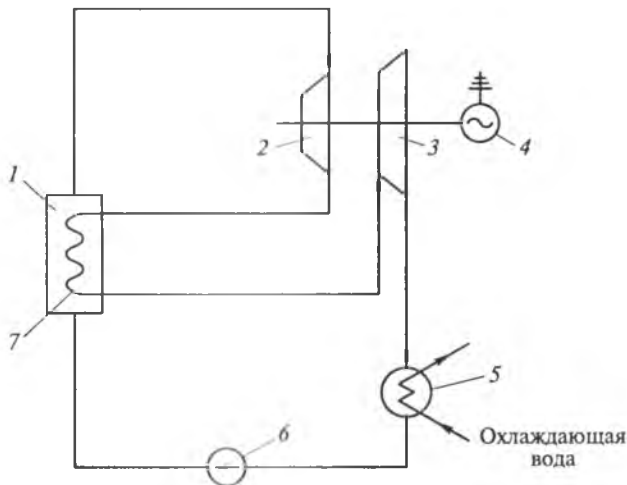


Рис. 6.21. Схема паротурбинной установки с одним промежуточным подогревом пара:

1 — котлоагрегат; 2 — первая ступень турбины; 3 — вторая ступень турбины; 4 — электрогенератор; 5 — конденсатор; 6 — насос; 7 — дополнительный парогреватель

пар первой ступени турбины отводят в специальный пароперегреватель 7, где происходит вторичный перегрев пара при $p_3 = \text{const}$. Вторично перестроенный пар возвращается в турбину, где адиабатно расширяется по второй ступени 3 до давления p_2 конденсатора.

Процессы расширения пара с одним промежуточным перегревом показывают (рис. 6.22): 1—5 — обратимый процесс расширения пара в турбине без промежуточного перегрева; 1—3, 4—2 — обратимые процессы расширения пара в первой и второй ступенях турбины соответственно; 1—3д, 4—2д — необратимые процессы расширения пара в первой и второй ступенях турбины. Промежуточный перегрев пара 3д—4 приводит к росту степени сухости $x_{2д}$ отработанного пара, что улучшает работу турбины.

Термический КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара без учета работы насоса представим в виде формулы:

$$\eta_t = (l_1 + l_2)/(q + q_{вп}) = ((h_1 - h_{3д}) + (h_4 - h_{2д}))/((h_1 - h_2^*) + (h_4 - h_{3д})), \quad (6.35)$$

где l_1, l_2 — работа пара в первой и второй ступенях турбины; q — теплота, подводимая в котлоагрегате для получения перегретого пара с параметрами p_1 и t_1 ; $q_{вп}$ — теплота вторичного перегрева пара.

Расчет термического КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара показал, что его величина в зависимости от выбора промежуточных параметров пара может как увеличиваться, так и уменьшаться по сравнению с η_t цикла Ренкина без перегрева.

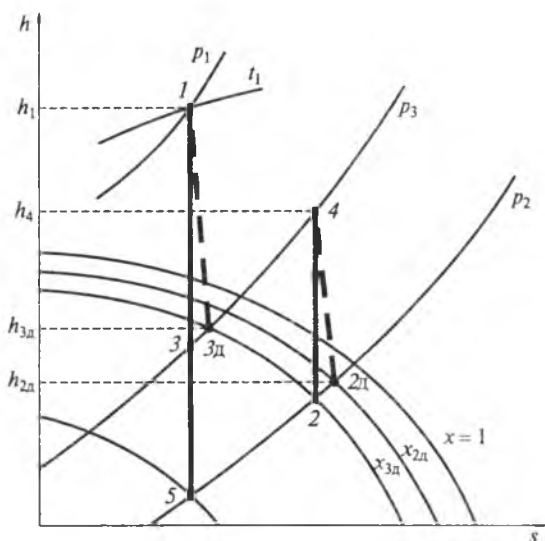


Рис. 6.22. Процесс расширения пара с одним промежуточным перегревом пара в h,s -диаграмме

Несмотря на то что основной целью введения перегрева пара является повышение степени сухости пара в конце его расширения в турбине, следует стремиться к повышению величины η , подбором параметров перегрева. Обычно удается повысить величину η на 2...4 % по сравнению с η цикла Ренкина без перегрева.

При давлениях, близких к критическому и сверхкритическому, применяют два и более перегрева пара.

Регенеративный цикл паротурбинной установки. Для повышения термического КПД паротурбинной установки может использоваться регенерация теплоты. В отличие от газотурбинной установки, в которой регенерация осуществляется в теплообменном аппарате при передаче теплоты от отработавших газов к воздуху, в паротурбинной установке регенерация теплоты проводится следующим образом (рис. 6.23).

Перегретый пар поступает в паровую турбину 2. Основная его часть расширяется в турбине от начального давления p_1 до давления p_2 в конденсаторе 3. Затем эта часть пара конденсируется при давлении $p_2 = \text{const}$. Конденсат с помощью насоса 4 направляется в регенеративный подогреватель 5. Другая часть пара отбирается из промежуточной ступени турбины при давлении $p_{\text{отб}} > p_2$ и тоже направляется в регенеративный подогреватель 5. В регенеративном подогревателе отбираемый пар конденсируется, отдавая теплоту конденсату, поступающему из конденсатора паровой турбины.

Количество пара, поступающего в отбор, должно быть таким, чтобы конденсат был нагрет до максимально возможной температуры. Нагрев конденсата происходит при смешении двух потоков.

Смесь, имеющая температуру, близкую к температуре кипения при давлении $p_{\text{отб}}$, направляется в котлоагрегат 1 с помощью на-

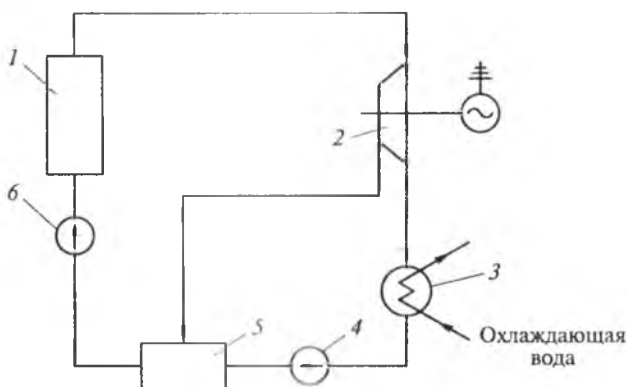


Рис. 6.23. Схема паротурбинной установки с регенеративным циклом
1 — котлоагрегат; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4, 6 — насос; 5 — регенеративный подогреватель

сосо б. Поскольку в паровой турбине общий поток пара разделяется на две части с разным расходом и каждая часть изменяет свое состояние по-разному, изобразить регенеративный цикл в плоских диаграммах состояния можно только условно.

Обозначим долю пара, поступающего в отбор, через α ; тогда доля пара, поступающего в конденсатор, будет равна $1 - \alpha$.

Уравнение теплового баланса регенеративного подогревателя имеет вид:

$$\alpha(h_{отб} - h'_{отб}) = (1 - \alpha)(h'_{отб} - h'_2), \quad (6.36)$$

где $h_{отб}$ — энтальпия пара, поступающего в отбор; $h'_{отб}$ — энтальпия конденсата при $p_{отб}$; h'_2 — энтальпия конденсата, поступающего из конденсатора.

Из уравнения теплового баланса $\alpha = (h'_{отб} - h'_2)/(h_{отб} - h'_2)$.

Энтальпия $h_{отб}$ может быть определена по h,s -диаграмме по точке пересечения адиабаты расширения пара в турбине и изобары отбора $p_{отб}$.

Энтальпии $h'_{отб}$ и h'_2 находят по таблице насыщенного пара при давлениях $p_{отб}$ и p_2 .

Работа 1 кг пара, поступающего в турбину, складывается из работы $(1 - \alpha)$ кг пара в процессе расширения от давления p_1 до давления p_2 и работы α кг пара в процессе расширения от давления p_1 до давления $p_{отб}$

$$l = (1 - \alpha)(h_1 - h_2) + \alpha(h_1 - h_{отб}). \quad (6.37)$$

Термический КПД регенеративного цикла определяется как отношение работы двух потоков пара к теплоте, затраченной на его получение

$$\eta_t = l/q_1 = ((1 - \alpha)(h_1 - h_2) + \alpha(h_1 - h_{отб})) / (h_1 - h'_{отб}). \quad (6.38)$$

Использование регенерации для нагрева питательной воды паровых котлов повышает термический КПД цикла на 10... 14 %. На практике регенеративный подогрев питательной воды осуществляется в нескольких последовательно включенных подогревателях, в каждый из которых поступает небольшое количество пара, отбираемого из соответствующей ступени турбины.

Цикл бинарной парогазовой установки. Рабочим телом паротурбинной установки является вода, которая имеет существенный недостаток: с ростом температуры насыщения повышается давление. Так, при сравнительно невысокой критической температуре $t_{кр} = 374,15^\circ\text{C}$ она имеет высокое критическое давление $p_{кр} = 22,11$ МПа. Для повышения термического КПД η_t приходится повышать температуру перегрева пара t_1 при достаточно высоком давлении пара p_1 .

Сравнивая цикл Ренкина для перегретого пара с циклом Карно в том же температурном интервале (рис. 6.24), можно видеть, что полезная теплота q цикла Карно больше полезной теплоты q цикла

Ренкина на величину заштрихованной области. С уменьшением полезной теплоты цикла снижается величина η_r .

Чтобы приблизить величину η_{rp} реального цикла к величине η_{rk} цикла Карно, разработан бинарный цикл парогазовой установки, состоящей из двух турбин — газовой и паровой. Рабочим телом газовой турбины являются продукты сгорания топлива, которые в парогенераторе отдают теплоту воде на получение пара, поступающего на лопатки паровой турбины.

Использование продуктов сгорания топлива в области высоких температур, а водяного пара в области низких температур даст положительные результаты. Применение парогазовых циклов позволяет повысить КПД установки до 0,6.

Схема парогазовой установки приведена на рис. 6.25. Компрессором 1 воздух вместе с газообразным или жидким топливом подается в камеру сгорания парогенератора 2. Продукты сгорания топлива, отдавая теплоту воде в парогенераторе, охлаждаются до температуры 700...800 °С и поступают в газовую турбину 3, являющуюся приводом электрогенератора 4. В газодводяном подогревателе 5 отработанные продукты сгорания топлива нагревают питательную воду, которая подается в парогенератор 2. При этом температура газов снижается до 40...50 °С. Из подогревателя продукты сгорания топлива выбрасываются в атмосферу.

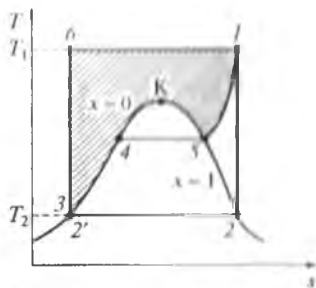


Рис. 6.24. Цикл Ренкина (1-2-2'-3-4-5-1) и цикл Карно (1-2-2'-6-1) в диапазоне температур T_1 и T_2

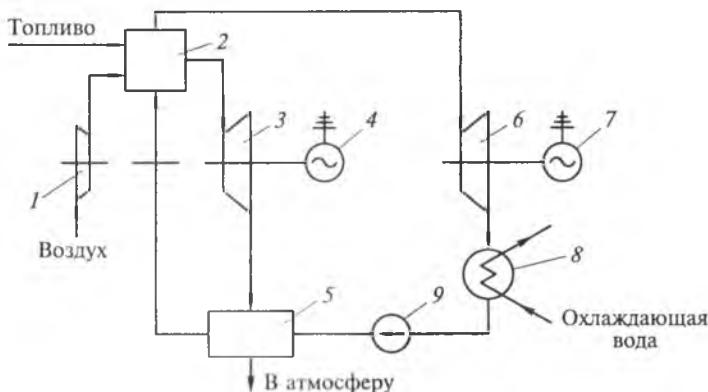


Рис. 6.25. Схема парогазовой установки:

1 — компрессор; 2 — парогенератор; 3 — газовая турбина; 4, 7 — электрогенераторы; 5 — газодводяной подогреватель; 6 — паровая турбина; 8 — конденсатор; 9 — насос

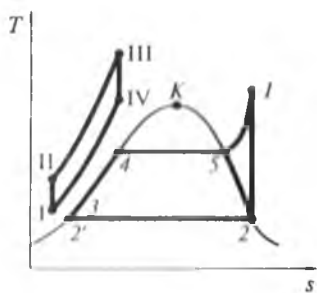


Рис. 6.26 Газовый (I—II—III—IV—I) и паровой (I—2—2'—3—4—5—I) циклы парогазовой установки

Образующийся в парогенераторе водяной пар поступает в паровую турбину 6, служащую приводом электрогенератора 7. Оработанный водяной пар из паровой турбины подается в конденсатор 8. Конденсат (питательная вода) насосом 9 направляется в газоводяной подогреватель.

Термодинамический цикл парогазовой установки в T,s -диаграмме показан на рис. 6.26. Как видно из рисунка, термодинамический цикл состоит из двух циклов — газового цикла (I—II—III—IV—I) и парового цикла (I—2—2'—3—4—5—I).

В газовом цикле проходят следующие процессы: I—II — адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; II—III — изобарный подвод теплоты, заменяющий процесс сгорания топлива; III—IV — адиабатное расширение газа в турбине; IV—I — изобарный отвод теплоты в подогревателе.

Подогрев воды в подогревателе (изобарный процесс 3—4) протекает за счет регенерации сбросной теплоты отработанных продуктов сгорания, уходящих из турбины (изобарный процесс IV—I).

Кратность расхода газа m , кг, на выработку 1 кг пара определяется из уравнения теплового баланса подогревателя

$$m(h_{IV} - h_I) = h_4 - h_3.$$

Откуда

$$m = (h_4 - h_3)/(h_{IV} - h_I). \quad (6.39)$$

Работа парогазового цикла складывается из работы парового цикла и работы газового цикла.

Работа парового цикла

$$l_{\text{п}} = l_{\text{т}} - l_{\text{н}} = (h_1 - h_2) - (h_3 - h'_2), \quad (6.40)$$

где $l_{\text{т}}$ — работа в турбине; $l_{\text{н}}$ — работа в насосе.

Работа газового цикла

$$l_{\text{г}} = m(l_{\text{т}} - l_{\text{к}}) = m((h_{III} - h_{IV}) - (h_{II} - h_I)), \quad (6.41)$$

где $l_{\text{к}}$ — работа в компрессоре.

Теплота, затрачиваемая в цикле, складывается из теплоты, расходуемой в газовом цикле, и теплоты, расходуемой в паровом цикле.

Теплота парового цикла

$$q_{\text{п}} = h_1 - h_3. \quad (6.42)$$

Теплота газового цикла

$$q_r = m(h_{III} - h_{II}). \quad (6.43)$$

Расчет термического КПД парогазового цикла проводится по формуле

$$\eta_t = (l_p + l_r)/(q_p + q_r) = \{((h_1 - h_2) - (h_3 - h'_2)) + m((h_{III} - h_{IV}) - (h_{II} - h_I))\}/((h_1 - h_3) + m(h_{III} - h_{II})). \quad (6.44)$$

Реальный цикл парогазовой установки отличается от идеального многоступенчатым сжатием воздуха, многоступенчатым подводом теплоты в газовой части, необратимыми потерями при расширении и сжатии пара и газа и др.

Использование парогазовой установки улучшает тепловую схему электростанции, снижает капитальные затраты при ее строительстве, повышает экономичность установки.

Основы теплофикации. Одновременная выработка электрической и тепловой энергии на ТЭЦ позволяет повысить коэффициент использования теплоты сгорания топлива.

Степень использования теплоты рассчитывается по формуле

$$K = (l + q_2)/q_1, \quad (6.45)$$

где l — механическая энергия, преобразуемая в электрическую; q_2 — тепловая энергия, идущая к потребителю; q_1 — теплота, затрачиваемая на получение пара.

Степень использования энергии сгорания топлива может достигать более 80 %, что в 2—2,5 раза превышает η_t тепловой станции, вырабатывающей только электрическую энергию.

Работа ТЭЦ осуществляется по схемам: с ухудшенным вакуумом; с промежуточным отбором пара; с противодавлением.

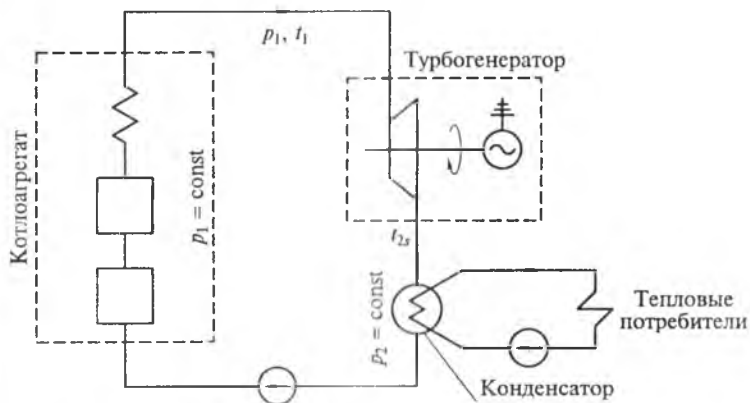


Рис. 6.27. Схема ТЭЦ с ухудшенным вакуумом

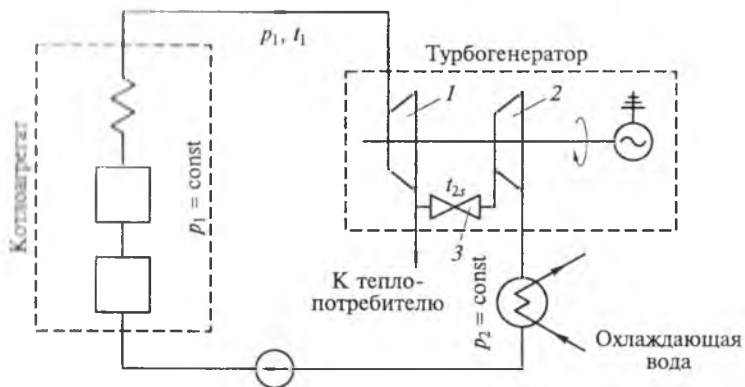


Рис. 6.28. Схема ТЭЦ с промежуточным отбором тепла:
 1 — часть турбины высокого давления; 2 — часть турбины низкого давления; 3 — регулируемый клапан

В основу работы ТЭЦ положен цикл Ренкина, его отличие от цикла паротурбинной установки тепловой электрической станции заключается в следующем.

На ТЭЦ с ухудшенным вакуумом (рис. 6.27) конденсация пара в конденсаторе 1 проводится не при $p_2 = 0,003 \dots 0,004$ МПа, а при $p_2 \geq 0,1$ МПа. Тем самым повышается температура охлаждающей воды, которая идет к потребителю.

На ТЭЦ с промежуточным отбором пара (рис. 6.28) используются турбины, имеющие один или несколько регулируемых отборов пара. Турбина с одним регулируемым отбором пара состоит из двух частей — высокого 1 и низкого 2 давления. Перегретый пар поступает сначала в часть высокого давления турбины, где расши-

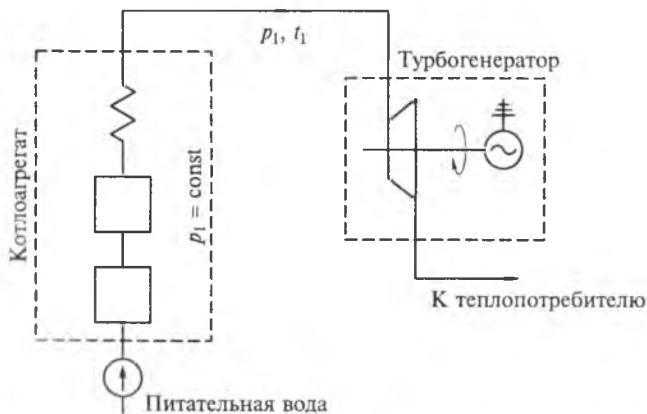


Рис. 6.29. Схема ТЭЦ, работающей с противодавлением

ряется до давления отбора $p_{отб}$. С этим давлением пар уходит в потребитель и через регулирующий клапан в часть турбины того же давления, где расширяется до давления конденсации p_c 0,003...0,004 МПа. Этот тип ТЭЦ является основным при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии.

На ТЭЦ с противодавлением (рис. 6.29) конденсатор отсутствует. Отработанный пар турбины поступает непосредственно в потребитель. Достоинством такой схемы являются меньшие капитальные затраты, недостатком — необходимость в постоянном потребителе тепловой энергии.

Контрольные вопросы

1. Какие машины и аппараты входят в схему простейшей паротурбинной установки? 2. Какие процессы протекают в машинах и аппаратах паротурбинной установки? 3. Изобразите цикл Ренкина в T,s -диаграмме. 4. Изобразите цикл Ренкина в h,s -диаграмме. 5. Как определить η_p цикла Ренкина без учета и с учетом работы насоса? 6. Как влияют начальные параметры пара на величину η_p ? 7. Как влияет давление в конденсаторе на величину η_p ? 8. Как оценить тепловые потери паротурбинной установки методом КПД? 9. Оценка тепловых потерь паротурбинной установки эксергетическим методом. 10. Чем вызвана необходимость во вторичном перегреве пара, поступающего в турбину? 11. Нарисуйте схему паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара. 12. Изобразите процессы перегрева пара в h,s -диаграмме. 13. Как рассчитывается термический КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара? 14. Как повысить величину η_p в цикле Ренкина с промежуточным перегревом пара? 15. Для чего нужна регенерация теплоты? 16. Нарисуйте схему регенеративной паротурбинной установки. 17. Как рассчитывается термический КПД регенеративного цикла? 18. Схема бинарной парогазовой установки. Какие машины и аппараты входят в схему? 19. Какие процессы совершаются в машинах и аппаратах парогазовой установки? 20. Изобразите цикл парогазовой установки в T,s -диаграмме. 21. Сравните работу парогазовой и паротурбинной установок. 22. Как рассчитывается η_p парогазовой установки?

6.4. Циклы холодильных установок и тепловых насосов

Искусственное охлаждение широко применяется в различных отраслях производства, например для хранения пищевых продуктов, замораживания фруктов, при кондиционировании воздуха, сублимационной сушке веществ, в процессах кристаллизации, разделения газов и пр.

Холодильными установками называются устройства, предназначенные для понижения температуры тела ниже температуры ок

ружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры. Рабочим телом холодильной установки, отбирающим теплоту из окружающей среды, являются холодильные агенты (хладоагенты), в качестве которых используют аммиак, фреоны, гелий и др.

Получение низких температур в холодильных установках происходит по циклу, в котором отбор теплоты от источника с низкой температурой и перенос ее к источнику с более высокой температурой, сопровождается компенсирующим процессом — подводом энергии (механической, тепловой и др.).

Наиболее экономичным по затратам энергии является обратный цикл Карно. Циклы реальных холодильных установок в той или иной мере приближаются к величине его холодильного коэффициента, характеризующего эффективность работы цикла.

По виду применяемых хладоагентов холодильные установки делят на газовые, в которых хладоагентом служит газ, например воздух, и паровые, в которых в качестве хладоагента используются пары различных низкокипящих веществ. Преимуществом паровых холодильных установок является то, что подвод и отвод теплоты, осуществляются в изотермических условиях.

Паровые холодильные установки бывают парокомпрессорные, абсорбционные и парозежекторные.

Цикл парокомпрессорной холодильной установки. Принципиальная схема парокомпрессорной холодильной установки, работающей по «влажному ходу», представлена на рис. 6.30. Влажный пар хладоагента с высокой степенью сухости сжимается в компрессоре 2 от давления p_2 до давления p_1 . Влажность пара при сжатии уменьшается и в конце сжатия пар становится сухим насыщенным.

Из компрессора пар поступает в конденсатор 1, где конденсируется при постоянных давлении p_1 и температуре T_1 . Конденсат направляется в дроссельный (редукционный) вентиль 4, давление и температура жидкости снижаются до значений p_2 и T_2 . При снижении давления и температуры жидкость превращается во влажный насыщенный пар с небольшой степенью сухости. Этот пар поступает в испаритель 3, где при постоянном давлении p_2 и постоянной температуре T_2 идет испарение жидкости за счет теплоты, отбираемой хладоагентом от охлаждаемых тел. В процессе парообразования степень сухости пара возрастает. Процесс сжатия пара рассматривается как обратимый адиабат-

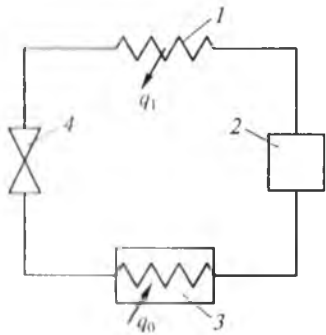


Рис. 6.30. Схема парокомпрессорной холодильной установки:

1 — конденсатор; 2 — компрессор; 3 — испаритель; 4 — дроссельный вентиль

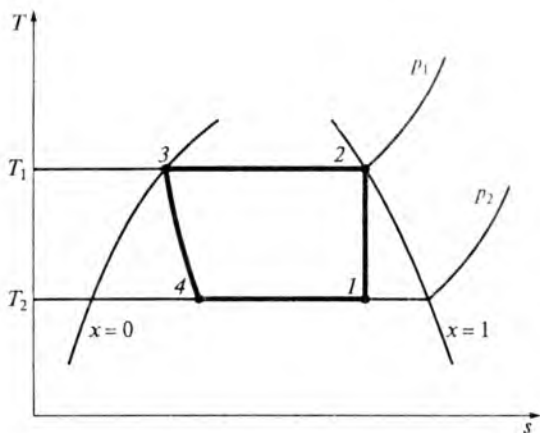


Рис. 6.31. Цикл парокомпрессорной холодильной установки, работающей по «влажному ходу», в T,s -диаграмме:

$1-2$ — адиабатный процесс сжатия; $2-3$ — изобарно-изотермический процесс конденсации; $3-4$ — процесс дросселирования; $4-1$ — изобарно-изотермический процесс парообразования

ный процесс, который на T,s -диаграмме изображается линией $1-2$ (рис. 6.31). Изобарно-изотермический процесс конденсации пара изображен линией $2-3$. При конденсации пара теплота, отводимая от хладагента, передается окружающей среде или другому охлаждающему агенту, например воде.

На T,s -диаграмме процесс дросселирования показан линией $3-4$ при $h = \text{const}$. Необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состояния, поэтому линия $3-4$ является условной. Изобарно-изотермический процесс парообразования на T,s -диаграмме изображается линией $4-1$.

Давление в испарителе p_2 выбирается таким, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения хладагента была несколько ниже температуры охлаждаемых тел.

Цикл реальной холодильной установки отличается от идеального цикла следующим:

сжатие хладагента компрессором происходит в области перегретого, а не влажного насыщенного пара. Это позволяет уменьшить теплотери, которые происходят в процессе теплообмена между паром и стенками компрессора;

жидкий хладагент в конденсаторе охлаждается до температуры ниже температуры конденсации

Изображение цикла реальной холодильной установки, работающей по «сухому ходу», дано на рис. 6.32. Кривая $1-2$ показывает адиабатный процесс сжатия сухого насыщенного пара в компрессоре, кривая $2-2'$ — изобарный процесс охлаждения пере-

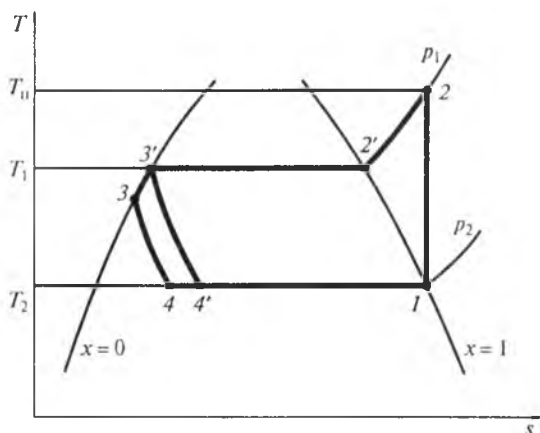


Рис. 6.32. Цикл парокомпрессорной холодильной установки, работающей по «сухому ходу», в T,s -диаграмме:

$1-2$ — адиабатный процесс сжатия; $2-2'$ — изобарный процесс охлаждения; $2'-3'$ — изобарно-изотермический процесс конденсации; $3-3'$ — изобарный процесс переохлаждения; $3-4$ — процесс дросселирования; $4-1$ — изобарно-изотермический процесс парообразования; $3'-4'$ — процесс дросселирования без переохлаждения

гретого пара в конденсаторе до температуры насыщения; $2'-3'$ — изобарно-изотермический процесс конденсации пара, кривая $3'-3$ — процесс переохлаждения конденсата. Процесс дросселирования изображается линией $3-4$. Цикл завершается изобарно-изотермическим испарением хладагента $4-1$.

Холодильный коэффициент установки находится по формуле

$$\varepsilon = q_2/l = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1), \quad (6.46)$$

где h_1, h_2, h_4 — энтальпии в характерных точках цикла; q_2 (q_0) — удельная холодопроизводительность установки (кДж/кг); l — удельная работа компрессора.

Для изобарного процесса

$$q_2 = q_0 = h_1 - h_4. \quad (6.47)$$

Удельная работа компенсирует перенос энергии с низшего на высший температурный уровень.

Для адиабатного процесса сжатия

$$l = h_2 - h_1. \quad (6.48)$$

Удельная теплота, выделяемая в конденсаторе,

$$q_1 = q_0 + l = (h_1 - h_4) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4, \quad (6.49)$$

поскольку в процессе дросселирования $h_3 = h_4$, то $q_1 = h_2 - h_3$.

Холодопроизводительность установки Q_0 , кВт, рассчитывается из уравнения

$$Q_0 = q_0 m, \quad (6.50)$$

где m — расход хладагента, кг/с.

Теоретическая мощность компрессора $L(N)$, кВт, находится по уравнению

$$L = lm, \quad (6.51)$$

где l — удельная работа сжатия, кДж/кг.

Тепловая нагрузка конденсатора определяется по формуле

$$Q_1 = q_1 m = (h_2 - h_3)m, \quad (6.52)$$

где q_1 — удельная тепловая нагрузка конденсатора; h_2, h_3 — энтальпии хладагента до и после конденсации соответственно.

Тепловой баланс установки имеет вид

$$Q_1 = Q_0 + L. \quad (6.53)$$

Холодильный коэффициент ϵ зависит от природы хладагента и температур процессов испарения (T_2) и конденсации (T_1). Нижняя температура цикла T_2 задается в зависимости от назначения холодильной установки и соответствующей температуры охлаждаемого объекта, которая колеблется в пределах от 0 до -120°C . Температура T_2 должна быть меньше указанных величин не менее чем на 10°C . Желательно, чтобы при этом давлении p_2 было близким к атмосферному для того, чтобы не усложнять установку.

Верхняя температура цикла T_1 должна быть на $5 \dots 10^\circ\text{C}$ выше, чем температура окружающей среды или температура охлаждающей воды. Чем меньше разница между T_1 и T_2 , тем выше величина ϵ .

К хладагентам предъявляют следующие требования: высокая критическая температура, обеспечивающая конденсацию пара с помощью воздуха и воды; большая удельная теплота парообразования — дает большую холодопроизводительность; возможно меньший удельный объем пара при p_2 и T_2 , что обуславливает уменьшение габаритов установки; давление p_2 должно быть выше атмосферного, чтобы предотвратить подсос атмосферного воздуха; давление p_1 при конденсации пара не должно быть большим во избежание усложнения конструкции установки; хладагент должен быть безопасным для человека, не агрессивным по отношению к машине, доступным и недорогим.

Таким требованиям в той или иной степени отвечают фреоны (фторхлорпроизводные простейших предельных углеводородов), аммиак, хлористый метил и др.

Результаты расчета холодильных коэффициентов пароконденсорной холодильной установки, работающей с разными хладагентами приведены в табл. 6.1. В таблице приведено сравнение холодильного коэффициента цикла реальной машины ϵ с холодиль-

Сравнение хладагентов

Хладагент	Давление насыщенного пара, кПа		ϵ	ϵ/ϵ_K	Расход хладагента, кг/ч
	$t_2 = -15^\circ\text{C}$	$t_1 = 30^\circ\text{C}$			
Любое вещество в цикле Карно	—	—	5,74	1	—
Аммиак	236	1 167	4,85	0,845	11,2
Фреон-12	182	744	4,72	0,823	106,8
Хлористый метил	144	658	4,67	0,817	38,6
Сернистый ангидрид	81	458	4,74	0,825	38,4

ным коэффициентом ϵ_K цикла Карно через их отношение ϵ/ϵ_K . Температуры t_1 и t_2 заложены в расчеты холодильных коэффициентов. Холодопроизводительность установки принята 13 942 кДж/ч.

Как видно из табл. 6.1, величина ϵ реальной парокompрессорной установки близка к ϵ цикла Карно.

Аммиак обеспечивает высокий холодильный коэффициент при малом расходе хладагента. Однако аммиак горюч, ядовит, может образовывать с воздухом взрывоопасные смеси. По своим термодинамическим свойствам фреон-12 близок к аммиаку, хотя имеет меньшую удельную теплоту парообразования, что увеличивает его расход. Фреон-12 широко используется в бытовых холодильниках. Основные термодинамические свойства хладагентов приводятся в таблицах и диаграммах состояния.

Цикл пароежекторной холодильной установки. Пароежекторные установки применяют для получения температур $3...10^\circ\text{C}$, поэтому холодильным агентом может служить вода.

При температуре воды, близкой к 0°C , давление в испарителе приближается к $p = 0,6 \cdot 10^{-3}$ МПа. При таком низком давлении водяной пар имеет малую плотность ($\rho'' = 0,0048$ кг/м³) и большой удельный объем ($v'' = 206,3$ м³/кг). Для сжатия пара с такой плотностью компрессор должен быть больших размеров, поэтому замена компрессора паровым эжектором делает холодильную установку компактной.

Принципиальная схема пароежекторной холодильной установки приведена на рис. 6.33. В пароежекторной установке компенсирующей энергией, повышающей давление и температуру хладагента, является не механическая энергия компрессора, а тепловая энергия, расходуемая в паровом котле при сжигании топлива.

В паровом котле 1 пароежекторной установки образуются пары хладагента с давлением p_K и температурой T_K . Рабочий пар подается в паровой эжектор 2, проходит через сопло, повышая кинети-

ческую энергию и уменьшая потенциальную энергию давления. Образующийся в камере эжектора вакуум способствует подсасыванию паров хладагента из испарителя 3. Рабочий пар и пар из испарителя перемещаются в диффузор эжектора, в котором при торможении потока кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию давления.

После этого смесь паров поступает в конденсатор 5 и конденсируется за счет отвода теплоты охлаждающей водой. Конденсат разделяется на две части: большая часть направляется в дроссельный вентиль 4, где дросселируется с образованием влажного насыщенного пара с небольшой степенью сухости ($x \approx 0,1$); меньшая часть конденсата насосом 6 подается в паровой котел. После дроссельного вентилля влажный насыщенный пар хладагента поступает в испаритель 3 и при постоянных давлении и температуре переходит в сухой насыщенный пар.

Цикл парозежекторной холодильной установки в T,s -диаграмме приведен на рис. 6.34. Линия 8—9 показывает изобарно-изотермический процесс парообразования в паровом котле; линия 9—3 характеризует обратимый адиабатный процесс расширения рабочего пара в сопле эжектора. Изобарный процесс смещения рабочего пара и пара испарителя 3—1, а линия 2—4 показывает обратимый адиабатный процесс сжатия смеси паров в диффузоре. Изобарно-изотермический процесс конденсации пара в конденсаторе изображен линией 4—5. Линия 5—6 представляет собой необратимый процесс дросселирования пара от давления p_1 до давления p_2 , а 6—1 изобарно-изотермический процесс парообразования в испарителе. Процесс сжатия жидкости в насосе от p_1 до p_k дает линия 5—7 (точки 5 и 7 близки друг к другу, так как температура жидкости при сжатии в насосе практически не меняется). Линия 7—8 отображает изобарный процесс нагрева жидкости до температуры насыщения, соответствующей давлению p_k .

Параметры работы парозежекторной установки следующие: температура испарения $t_2 = 3 \dots 10^\circ\text{C}$, при этом давление насыщенных паров составляет соответственно 0,7...1,2 кПа; температура конденсации $t_1 = 30 \dots 40^\circ\text{C}$, давление насыщенных паров от 4,2 до 7,4 кПа; давление в паровом котле $p_k = 0,3 \dots 1,0$ МПа, температура в паровом котле около 180°C .

С термодинамической точки зрения цикл парозежекторной холодильной установки менее совершенен по сравнению с циклом парокомпрессионной холодильной установки, поскольку процесс

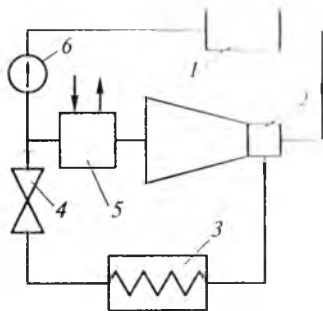


Рис. 6.33. Схема парозежекторной холодильной установки:

1 — паровой котел; 2 — эжектор; 3 — испаритель; 4 — дроссельный вентиль; 5 — конденсатор; 6 — насос

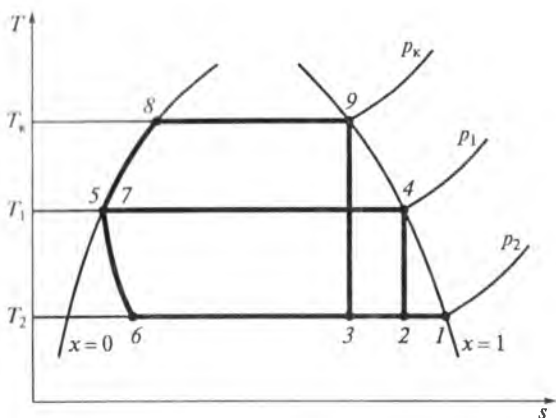


Рис. 6.34. Цикл парозжекторной холодильной установки в T,s -диаграмме: 3—1 — изобарный процесс смешения; 2—4 — адиабатный процесс сжатия; 4—5 — изобарно-изотермический процесс конденсации; 5—6 — процесс дросселирования; 6—1 — изобарно-изотермический процесс парообразования; 5—7 — адиабатный процесс сжатия; 7—8 — изобарный процесс нагрева; 8—9 — изобарно-изотермический процесс парообразования

смешения двух потоков пара в эжекторе сопровождается потерей работоспособности, так как является необратимым. Благодаря своей простоте и возможности использования дешевого хладагента парозжекторные установки находят применение в промышленности, например при кондиционировании воздуха.

Эффективность цикла парозжекторной установки характеризуется не холодильным коэффициентом, а коэффициентом теплоиспользования $\xi = q_2/(q_k + l_n) \approx q_0/q_k$, где q_0 — удельная теплота, отводимая от охлаждаемого объекта; q_k — удельная теплота, подводимая в котле; l_n — работа насоса ($l_n \approx 0$). Величина ξ , выраженная через энтальпии характерных точек цикла

$$\xi = (h_1 - h_6)/((h_9 - h_7)n), \quad (6.54)$$

где n — отношение количества рабочего пара к количеству пара, поступающего в камеру смешения из испарителя.

Коэффициент ξ нельзя непосредственно сравнивать с холодильным коэффициентом ϵ , так как в выражении для ϵ используется величина затраченной в компрессоре энергии привода, а в выражении для ξ — количество теплоты, затраченное в паровом котле.

Тепловой баланс парозжекторной машины имеет вид

$$Q_1 = Q_0 + Q_k + L_n, \quad (6.55)$$

где Q_1 — теплота, отдаваемая хладагентом в конденсаторе; Q_0 — теплота, отводимая от охлаждаемой среды; Q_k — теплота, подводимая в паровом котле; L_n — работа, затраченная насосом.

Цикл абсорбционной холодильной установки. В абсорбционной холодильной установке в качестве рабочего тела используется бинарный раствор, состоящий из полностью растворимых один в другом веществ, например воды и аммиака. Эти вещества имеют различные температуры кипения при одинаковом давлении. Вещество с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, а вещество с более высокой температурой кипения — абсорбентом (поглотителем). Температура кипения раствора зависит от природы жидкостей, составляющих раствор, их концентрации и давления, при котором находится раствор.

При одной температуре количество низкокипящего компонента в кипящей жидкости и сухом насыщенном паре различно. В кипящей жидкости хладагента будет меньше, чем в сухом насыщенном паре. На рис. 6.35 изображена фазовая диаграмма T, x, y , координатами которой являются температура кипения раствора и молярная доля хладагента в кипящей жидкости x и в сухом насыщенном паре y . Точки 1 и 2 соответствуют температурам кипения чистого абсорбента 1 и чистого хладагента 2. Кривая 1—2 отражает состояние кипящей жидкости, а кривая 2—1 — состояние сухого насыщенного пара при равновесном сосуществовании обеих фаз при данном давлении. Область под нижней кривой соответствует состоянию жидкости, область между нижней и верхней кривыми — состоянию насыщенного пара, область над верхней кривой — состоянию перегретого пара.

В области насыщенного пара раствор состоит из кипящей жидкости и сухого насыщенного пара с различными равновесными составами.

При соприкосновении пара и жидкости чистого вещества пар будет конденсироваться, если его температура выше температуры жидкости. Растворы обладают способностью поглощать (конден-



Рис. 6.35. Фазовая T, x, y -диаграмма

сировать) пар при нарушении этого условия. Это свойство раствора и используется в абсорбционных холодильных установках.

Абсорбцией называется способность жидкости (абсорбента) при определенных условиях поглощать газы или пары с образованием раствора.

В испарителе абсорбционной холодильной установки образуется насыщенный пар с высокой концентрацией хладагента. Пар поступает в абсорбер и поглощается жидкостью, имеющей меньшую концентрацию хладагента, но находящуюся при более высокой температуре. Теплота, выделяемая в процессе конденсации, будет отводиться при температуре жидкости. В результате происходит переход теплоты от менее нагретого тела (пар с высокой концентрацией хладагента) к более нагретому телу (жидкость с низкой концентрацией хладагента). В соответствии со вторым законом термодинамики этот процесс должен компенсироваться за тратой теплоты в генераторе пара. Затем теплота отводится в абсорбере с помощью охлаждающей воды.

Рассмотрим работу абсорбционной холодильной установки (рис. 6.36). Сухой насыщенный пар аммиака при температуре T_2 из испарителя 1 поступает в абсорбер 2, туда также подается раствор, имеющий незначительную концентрацию аммиака в воде, при температуре T_1 . Раствор служит абсорбентом для паров аммиака. Для снижения температуры абсорбции отводится теплота Q_a . Полученный раствор с большим содержанием аммиака насосом 3 подается в генератор аммиачного пара 4. За счет теплоты Q_r , подводимой от внешнего источника, раствор в генераторе закипает. Поскольку

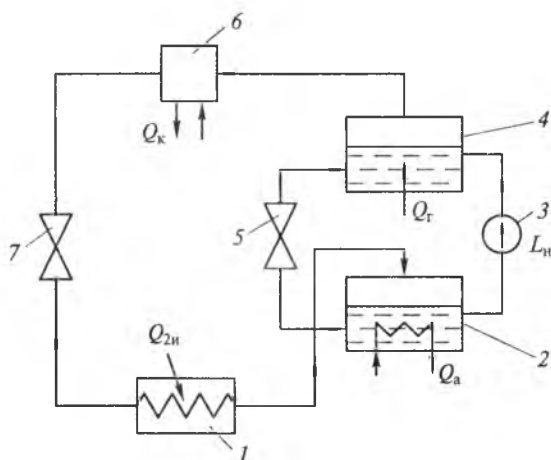


Рис. 6.36. Абсорбционная холодильная установка:

1 — испаритель; 2 — абсорбер; 3 — насос; 4 — генератор; 5, 7 — дроссельные вентили; 6 — конденсатор

аммиак имеет более низкую температуру кипения, чем вода, то он закипает первым. Из раствора выделяется почти чистый аммиачный пар, имеющий температуру T_1 и давление p_1 . После выделения аммиака его концентрация в растворе снижается. Обедненный раствор дросселируется в вентиле 5 и подается в абсорбер. Температура раствора в процессе дросселирования изменяется мало. Пары аммиака из генератора 4 идут в конденсатор 6 и при подаче охлаждающей воды, отводящей теплоту, конденсируются при давлении p_1 и температуре T_1 . С этими параметрами жидкий аммиак подается в дроссельный вентиль 7, где его давление и температура снижаются соответственно до p_2 и T_2 . В испарителе 1 за счет теплоты $Q_{\text{н}}$ происходит испарение аммиака. Абсорбционный узел установки состоит из абсорбера 2, генератора 4 аммиачного пара, насоса 3 и дроссельного вентиля 5. Абсорбционный узел служит для повышения давления хладагента от величины p_2 (давления в испарителе) до давления в конденсаторе p_1 .

Коэффициент теплоиспользования абсорбционной холодильной установки находится по уравнению

$$\xi = q_0 / (q_1 + l_{\text{н}}) \approx q_2 / q_{\text{г}}, \quad (6.56)$$

где q_0 — удельная теплота, отводимая от охлаждаемого объекта; $q_{\text{г}}$ — удельная теплота, подводимая в генераторе аммиачного пара; $l_{\text{н}}$ — работа насоса ($l_{\text{н}} \approx 0$).

Тепловой баланс абсорбционной холодильной установки

$$Q_{\text{к}} + Q_{\text{а}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{и}} + L_{\text{н}}, \quad (6.57)$$

где $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{а}}$ — теплота, отводимая водой из конденсатора и абсорбера; $Q_{\text{г}}$ — теплота, подводимая в генераторе; $Q_{\text{и}}$ — тепловая нагрузка испарителя; $L_{\text{н}}$ — работа насоса.

Абсорбционные холодильные установки с точки зрения термодинамики менее совершенны, чем парокомпрессорные, но они просты, надежны, дешевы в изготовлении и поэтому используются как бытовые холодильники.

Цикл теплового насоса. В системах отопления зданий и промышленных предприятий в основном применяется горячая вода, для получения которой расходуется органическое топливо.

Использование теплоты низкотемпературных источников (окружающего воздуха, речной воды и т.д.) позволило бы экономить невозобновляемые энергетические ресурсы.

Тепловой насос. Представляет собой установку, в которой теплота, отводимая от низкотемпературного источника энергии в испарителе, передается потребителю тепловой энергии на верхнем температурном уровне с помощью затраченной и внешней работы. В качестве хладагента используют фреон, например фреон-11. Образующийся в испарителе пар сжимается до температуры, которая позволила бы передать достаточное количество теплоты на получение

горячего теплоносителя с нужной температурой. Теплота конденсации пара нагревает теплоноситель, поступающий к потребителю.

В настоящее время применяются три группы тепловых насосов: компрессорные, струйные, абсорбционные. Компрессорные установки работают по замкнутым и разомкнутым схемам, струйные — по разомкнутой схеме, а абсорбционные — только по замкнутой.

Компрессорный тепловой насос. Принципиальная схема компрессорного теплового насоса, работающего по замкнутой схеме, не отличается от схемы парокомпрессорной холодильной установки, однако в холодильных установках потребитель подключен к испарителю, а в тепловых насосах к конденсатору. Различие циклов парокомпрессорной холодильной установки и теплового насоса заключается в том, что температурные уровни процессов испарения и конденсации различны. Если принять, что низкотемпературным источником является окружающая среда, то сравнение двух циклов можно показать на T,s -диаграмме (рис. 6.37). Цикл парокомпрессорной холодильной установки, проходящий через точки $1-2-3-4$, расположен ниже изотермы окружающей среды T_0 , а цикл теплового насоса, проходящий через точки $I-II-III-IV$, — расположен выше этой изотермы.

Эффективность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом

$$\xi = q_1 / (q_1 - q_2). \quad (6.58)$$

Величина ξ зависит от температуры холодного источника и требуемой температуры нагрева теплоносителя, подаваемого в отопительную систему.

Если бы тепловой насос работал по обратному циклу Карно, то

$$\xi = T_1 / (T_1 - T_2). \quad (6.59)$$

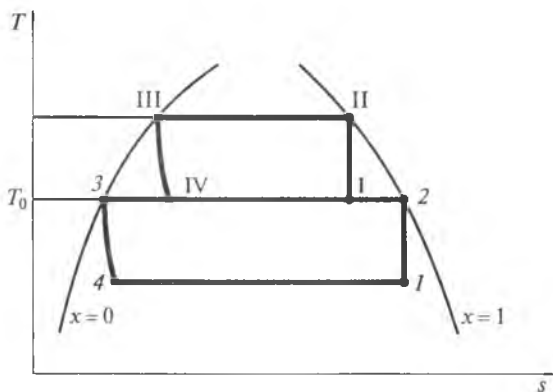


Рис. 6.37. Цикл парокомпрессорной холодильной установки ($1-2-3-4$) и теплового насоса ($I-II-III-IV$)

Проведем оценку ξ для следующих параметров: температура окружающей среды $t = -5^\circ\text{C}$, температура горячей воды 55°C . Примем, что температура хладагента в процессе конденсации больше температуры горячей воды в отопительной системе на 5°C , т.е. $t_1 = 60^\circ\text{C}$, а температура испарения хладагента на 5°C ниже температуры окружающей среды, т.е. $t_2 = -10^\circ\text{C}$.

Тогда, подставляя значения в (6.59), получаем $\xi = (60 + 273)/((60 + 273) - (-10 + 273)) = 4,75$.

Если теплоотдатчиком служит источник с более высокой температурой, например вода природных водоемов в летних условиях, термальная вода или охлаждающая вода промышленных агрегатов, то величина отопительного коэффициента увеличивается, так как расход энергии в компрессоре уменьшается.

Так, при температуре теплоотдатчика 55°C и температуре теплоприемника 45°C отопительный коэффициент при принятой разнице температур источников энергии и хладагента 5°C будет равен $\xi = (60 + 273)/((60 + 273) - (40 + 273)) = 16,6$.

В действительных циклах теплового насоса ξ имеет значение от 3 до 4, это означает, что на единицу затрачиваемой электрической энергии на привод компрессора в отопительную систему передается теплоты больше в 3—4 раза. Это является преимуществом теплового насоса, например перед электронагревателем, у которого количество выделяемой теплоты равно потребленной электрической мощности $Q = N$.

Компрессорные тепловые насосы, работающие по разомкнутому циклу, используются для изменения параметров пара.

Схема теплового насоса (механического термокомпрессора) для повышения давления пара и рабочий неравновесный, необратимый процесс $1-2$ в h,s -диаграмме показаны на рис. 6.38.

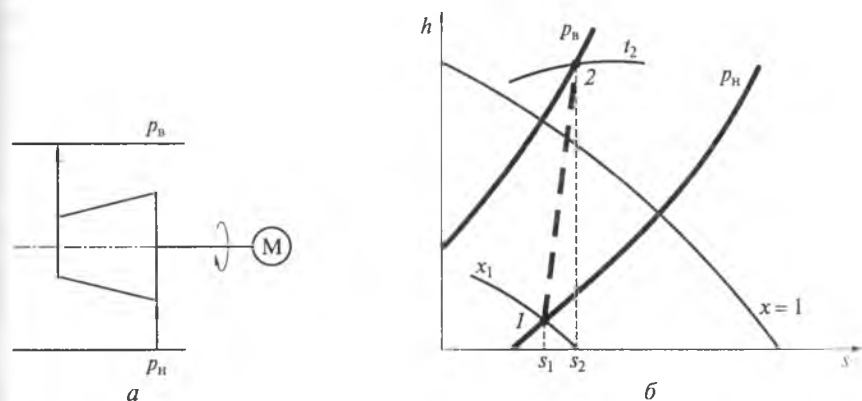


Рис. 6.38. Схема (а) и рабочий процесс (б) теплового насоса

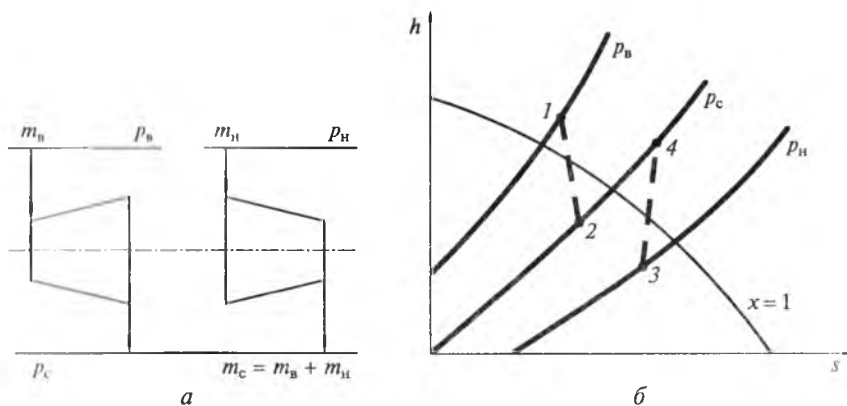


Рис. 6.39. Схема (а) и рабочие процессы (б) паровой турбины и теплового насоса:

1—2 — необратимый адиабатный процесс расширения пара в турбине; 3—4 — необратимый адиабатный процесс сжатия пара в тепловом насосе; m_v , m_n , m_c — расходы пара высокого, низкого и среднего давления соответственно

Тепловой насос, работающий вместе с паровой турбиной (рис. 6.39, а), может быть использован для получения пара среднего давления p_c . В паровой турбине давление пара снижается с высокого значения p_v до среднего p_c , а в тепловом насосе давление повышается с низкого p_n до среднего p_c . Адиабатный необратимый процесс расширения пара в турбине (рис. 6.39, б) изображен линией 1—2, адиабатный необратимый процесс сжатия в тепловом насосе — линией 3—4.

Точка смеси (точка пара с давлением p_c) располагается на линии 2—4. Для ее построения необходимо знать соотношение между потоками пара высокого m_v и низкого m_n давлений.

Тепловой насос и паровая турбина могут одновременно изменять давление пара p_c как в сторону повышения до давления p_v (тепловой насос), так и в сторону снижения давления до p_n (турбина).

Схема расширительной установки и рабочие необратимые процессы в h , s -диаграмме приведены на рис. 6.40. Линия 1—2 показывает необратимый адиабатный процесс сжатия в тепловом насосе, а линия 1—3 адиабатный необратимый процесс расширения пара в турбине. Для сжатия пара применяют главным образом турбокомпрессоры, поскольку они менее громоздки, чем поршневые компрессоры.

Тепловые компрессорные насосы имеют высокий КПД при не больших габаритах. Недостатками таких насосов являются большой расход энергии на получение пара с высоким давлением, высокая стоимость и сложность изготовления. Такие установки в основном применяются при большом расходе пара с небольшим повышением давления.

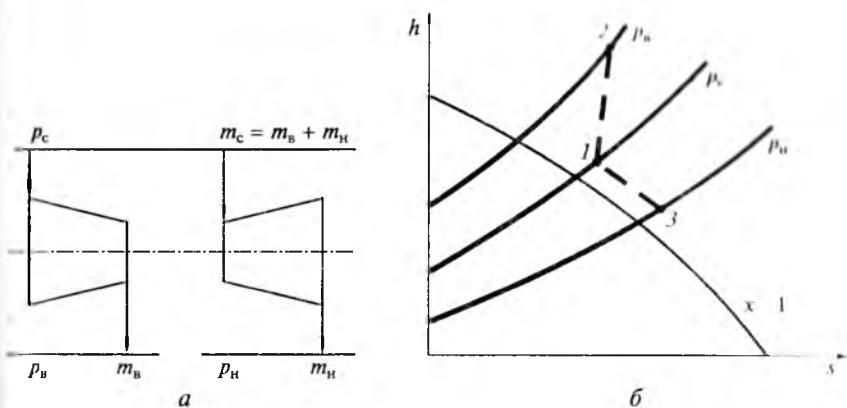


Рис. 6.40. Схема расширительной установки (а) и рабочие процессы паровой турбины и теплового насоса (б):

1—2 — необратимый адиабатный процесс сжатия пара в тепловом насосе;
1—3 — необратимый адиабатный процесс расширения пара в турбине

Струйный тепловой насос. Трансформация теплоты в струйном тепловом насосе (рис. 6.41) осуществляется следующим образом.

Рабочий пар высокого давления с параметрами p_p , T_p поступает в сопло насоса, где кинетическая энергия пара растет, а потенци-

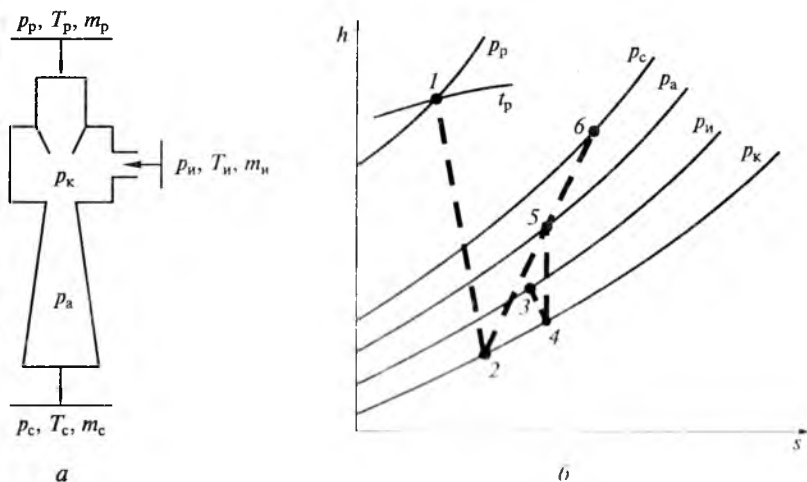


Рис. 6.41. Схема (а) и рабочие процессы (б) в струйном тепловом насосе:

1—2 — адиабатный процесс расширения в сопле; 1—4 — адиабатный процесс расширения в камере смешения; 2—5 и 4—5 — адиабатные процессы повышения давления в камере смешения; 5—6 — адиабатный процесс повышения давления в диффузоре

альная энергия давления падает (рис. 6.41, *а*). В камере смешения устанавливается давление (p_k), поэтому инжектируемый пар низкого давления p_n поступает в насос. При смешении двух потоков пара (рабочего и инжектируемого) их скорости выравниваются, а давление повышается до p_d . Скорость смеси в диффузоре уменьшается, поэтому происходит дальнейшее повышение давления пара от p_d до p_c .

Процесс расширения пара в сопле (рис. 6.41, *б*) отражает линия 1—2, линия 3—4 — расширение инжектируемого пара в камере смешения, линии 2—5 и 4—5 — процессы повышения давления паров в камере смешения, линия 5—6 — процесс повышения давления смеси паров в диффузоре.

Тепловой баланс струйного теплового насоса имеет вид

$$m_p h_p + m_n h_n = (m_p + m_n) h_c, \quad (6.60)$$

где m_p , m_n — расходы рабочего и инжектируемого потоков соответственно; h_p , h_n , h_c — энтальпии пара.

Из этого равенства получим

$$m_n/m_p = (h_p - h_c)/(h_c - h_n) = u, \quad (6.61)$$

где u — коэффициент инжекции.

Отношение расходов инжектируемого потока (m_n) и рабочего (m_p) называется коэффициентом инжекции u .

Коэффициент полезного действия струйного теплового насоса рассчитывается как отношение полезной работы повышения энтальпии инжектируемого потока к работе, затраченной рабочим потоком

$$\eta = u h_c / (h_p - h_c). \quad (6.62)$$

Струйные тепловые насосы просты в изготовлении и обслуживании, компактны, однако у них низкий КПД, не превышающий 20... 25 %.

Комбинированные трансформаторы теплоты. В комбинированном трансформаторе теплоты происходит одновременная выработка холода и теплоты, т.е. в этом случае тепловой насос получает постоянно теплоту за счет работы холодильной машины.

Комбинированные трансформаторы теплоты могут использоваться на предприятиях, где требуется горячая вода на технологические и бытовые нужды с температурой 40... 70 °С и холодная вода с температурой 3... 8 °С на кондиционирование воздуха и для охлаждения оборудования.

Примеры

Пример 6.2. В парокомпрессорной холодильной установке испарение аммиака происходит при температуре -10 °С, конденсация — при темпе-

температуре $+30^\circ\text{C}$. В испарителе установки охлаждается воздух от температуры $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$ до температуры $t_{\text{вк}} = 10^\circ\text{C}$. Мощность компрессора $N = 2 \text{ кВт}$, холодопроизводительность $Q_0 = 10 \text{ кВт}$. Определить объем воздуха, охлаждаемого в испарителе за 1 ч, количество теплоты, отдаваемой в конденсаторе и холодильный коэффициент установки. Сравнить холодильный коэффициент установки с холодильным коэффициентом цикла Карно в том же диапазоне температур.

Решение

Расход воздуха находится из теплового баланса испарителя

$$Q_0 = m_{\text{в}} c_{\text{рв}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}}),$$

откуда

$$m_{\text{в}} = Q_0 / [c_{\text{рв}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})] = 10 / 4,39(20 - 10) = 0,23 \text{ кг/с}.$$

Количество охлаждаемого воздуха $\tau = 1 \text{ ч}$

$$m = m_{\text{в}} \tau = 0,23 \cdot 3600 = 859 \text{ кг}.$$

Теплота, отдаваемая в конденсаторе,

$$Q_1 = Q_0 + N = 10 + 2 = 12 \text{ кВт}.$$

Холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = Q_0 / N = 10 / 2 = 5.$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon = T_0 / (T - T_0) = 263 / (303 - 263) = 6,57.$$

Объем охлаждаемого воздуха

$$V = m / \rho = 859 / 1,22 = 704 \text{ м}^3,$$

где ρ — плотность воздуха в диапазоне температур $10 \dots 20^\circ\text{C}$.

Пример 6.3. Для отопления помещения используется тепловой насос, работающий по сухому циклу парокомпрессорной холодильной установки. Температура испарения $t_2 = -10^\circ\text{C}$, температура конденсации $t_1 = 25^\circ\text{C}$. Сколько теплоты получит помещение, если мощность компрессора $N = 15 \text{ кВт}$? Чему равен отопительный коэффициент установки?

Решение

Задача решается с помощью T_s диаграммы для фреона-12.

Удельная работа компрессора

$$l = h_2 - h_1 = 140,6 - 136 = 4,6 \text{ ккал/кг} = 19,27 \text{ кДж/кг}.$$

Расход хладагента

$$m = N / l = 15 / 19,27 = 0,77 \text{ кг/с}.$$

Удельная теплота, отдаваемая фреоном 12 в конденсатор

$$q_1 = h_2 - h_3 = 140,6 - 106 = 34,6 \text{ ккал/кг} = 144,97 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, отдаваемая помещению,

$$Q = q_1 m = 144,97 \cdot 0,77 = 111,63 \text{ кВт}.$$

Удельная теплота, забираемая фреоном в испарителе

$$q_2 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 = 136 - 106 = 30 \text{ ккал/кг} = 125,7 \text{ кДж/кг}.$$

Отопительный коэффициент

$$\xi = q_1 / (q_1 - q_2) = 144,97 / (144,97 - 125,7) = 1,52.$$

Пример 6.4. Рассчитаем η_t для цикла Ренкина, имеющего параметры $p_1 = 170$ МПа, $p_2 = 0,004$ МПа, $t_1 = 565$ °С.

Решение

Работа насоса равна

$$l_n = v'_2(p_2 - p_1); \quad l_n = 0,001 (170 - 0,004) \cdot 10^2 = 17 \text{ кДж/кг},$$

где v'_2 — взяты из таблиц насыщенного пара при $p_2 = 0,004$.

Работа турбины равна $l = h_1 - h_2$, $l = 3438 - 1645 = 1793$ кДж/кг.

Термический КПД без учета работы насоса

$$\eta_t = l/q_1 = (3438 - 1645)/(3438 - 137) = 0,54 \text{ (54 \%)}.$$

Термический КПД с учетом работы насоса

$$\eta_t = (l - l_n)/(q_1 - l_n) \eta_t = (1793 - 17)/((3438 - 137) + 17) = 0,53, \text{ т. е. } 53 \%.$$

Контрольные вопросы

1. Назовите способы получения холода. 2. Хладоагенты, их свойства. Перечислите требования к холодильным агентам. 3. Схема парокомпрессорной холодильной установки. Какие процессы протекают в машинах и аппаратах парокомпрессорной установки? 4. Цикл парокомпрессорной холодильной установки. Из каких термодинамических процессов состоят влажный и сухой циклы? 5. Что называется холодильным коэффициентом? От каких факторов зависит его величина? 6. Сравните величины холодильного коэффициента цикла парокомпрессорной установки и обратного цикла Карно. 7. Как рассчитываются холодопроизводительность установки и мощность компрессора? 8. Схема парожетторной холодильной установки. Как работает установка? 9. Цикл парожетторной установки. Какие процессы составляют цикл? 10. Как рассчитать коэффициент теплоиспользования парожетторной установки? 11. Схема абсорбционной холодильной установки. Дайте ее описание. 12. Приведите расчет коэффициента теплоиспользования абсорбционной установки. 13. Каково назначение теплового насоса? 14. Что такое отопительный коэффициент? Дайте его определение. 15. Первый и второй законы термодинамики для обратного цикла.

6.5. Установки прямого преобразования энергии

Установки прямого преобразования теплоты в электрическую энергию имеют большую эффективность по сравнению с паротурбинными и газотурбинными установками за счет снижения потери энергии на промежуточных стадиях преобразования.

Цикл МГД-генераторов. Основным преимуществом магнитно-гидродинамических генераторов (МГД) по сравнению с газотурбинными и паротурбинными установками является отсутствие движущихся частей, подобных лопаткам турбин. Поэтому в МГД-генераторах можно повышать температуру рабочего тела до 2 600 °С,

тогда как в паровых турбинах максимальная температура пара 650 °С, а в газовых турбинах максимальная температура газа 800 °С. Повышение температуры рабочего тела позволяет увеличить термический КПД установки.

В качестве рабочего тела МГД-генератора открытого цикла используются продукты сгорания органического топлива с небольшим количеством легкоионизирующейся присадки, например щелочного металла. При высоких температурах газ переходит в плазменное состояние.

Плазмой называется состояние вещества, находящегося в частично или полностью ионизированном состоянии и содержащее положительно и отрицательно заряженные частицы. Плазма — это электрически нейтральная система, в которой в 1 см³ системы содержится n_e электронов и n_i — положительных ионов.

В низкотемпературной плазме кроме электронов и положительно заряженных ионов содержится n_d нейтральных атомов или молекул.

Если обозначить кинетическую энергию атомов и молекул через $E_{кин}$, а энергию ионизации через $E_{ион}$, то плазменное состояние можно представить в виде соотношения $E_{кин} > E_{ион}$. В плазме величина $E_{кин}$ в расчете на одну частицу составляет $E_{кин} \leq 2 \cdot 10^6$ эВ. Температура плазмы $10^4 \dots 8 \cdot 10^4$ К.

Плазма характеризуется следующими свойствами: потенциалом ионизации, квазинейтральностью, частотой плазменных колебаний, теплоемкостью, температурой и другими параметрами.

Потенциал (энергия) ионизации атомов зависит от химической природы вещества и энергетического состояния атомов. Например, потенциал однократной ионизации для цезия составляет 3,87 эВ, а для гелия — 24,5 эВ.

Квазинейтральность — это свойство плазмы сохранить плотность положительно и отрицательно заряженных частиц. Квазинейтральность характеризуется дебаевским радиусом X_R , т. е. максимальным расстоянием L , на котором может нарушаться электронейтральность плазмы, т. е. $L \geq X_R$.

Частота плазменных колебаний — это частота изменений плотности зарядов, связанных с колебаниями электронов. Частота плазменных колебаний рассчитывается по уравнению $\omega_0 = 1/\tau = \sqrt{4\pi n e^2/m} = 5,6 \cdot 10^4 \sqrt{n}$, где n — плотность ионов и электронов; e — заряд электрона, эВ; m — масса электрона, г.

Плотность частиц определяет вид плазмы: разреженная ($n < 10^{14}$ см⁻³), средней плотности ($10^{14} < n < 10^{17}$ см⁻³) и плотная ($n > 10^{17}$ см⁻³).

Плазму можно рассматривать как идеальный газ, но ее теплоемкость определяется с учетом дебаевского радиуса.

В зависимости от температуры плазма бывает низкотемпературная ($T \leq 10^5$ К) и высокотемпературная ($T > 10^6$ К). Низкотемпературная плазма состоит из электронов, ионов (в основном однократ-

рядных) и нейтральных атомов; высокотемпературная плазма — из электронов и многозарядных ионов.

Рассмотрим работу МГД-генератора. Рабочее тело сначала поступает в сопло, где увеличивает скорость до $800 \dots 2000$ м/с, а затем проходит в рабочий канал МГД-генератора. В канале МГД-генератора создается сильное магнитное поле с индукцией, силовые линии которой направлены перпендикулярно оси канала. При пересечении рабочим телом силовых линий магнитного поля в нем возникает ток. Ток через преобразователь постоянного тока в переменный отводится к потребителю. МГД-генератор сочетает в себе функции турбины и генератора, так как в нем происходят процессы превращения тепловой энергии рабочего тела в кинетическую энергию, а кинетической энергии в электрическую. Процесс преобразования энергии сопровождается снижением температуры и скорости рабочего тела.

Удельная мощность МГД-генератора (мощность, отнесенная к единице массы рабочего тела) пропорциональна электропроводности рабочего тела, индукции магнитного поля и квадрату скорости движения рабочего тела.

Принципиальная схема МГД-установки, работающей по открытому циклу, представлена на рис. 6.42.

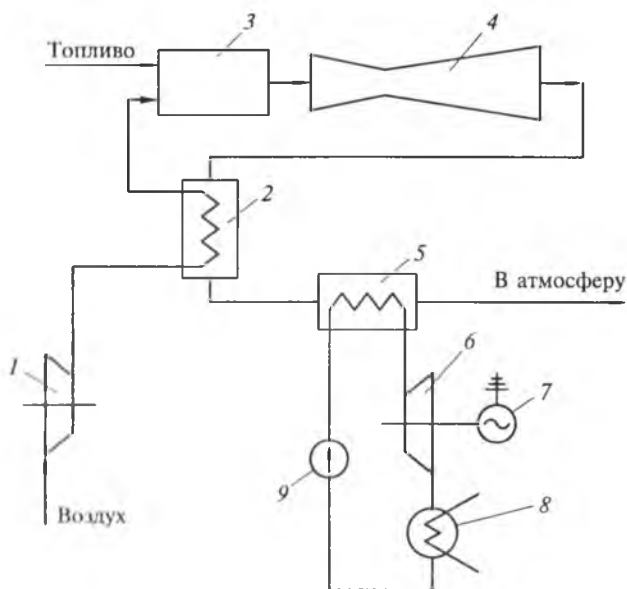


Рис. 6.42. Схема МГД-генератора, работающего по открытому циклу:
1 — компрессор; 2 — воздухоподогреватель; 3 — камера сгорания; 4 — МГД-генератор; 5 — парогенератор; 6 — паровая турбина; 7 — электрогенератор; 8 — конденсатор; 9 — насос

Атмосферный воздух сжимается компрессором 1 до давления p_1 и через воздухоподогреватель 2 подается в камеру сгорания 3. Одновременно с воздухом подается топливо. Процесс сгорания топлива происходит при постоянном давлении $p_1 = \text{const}$. Из камеры сгорания 3 продукты сгорания поступают в МГД-генератор 4. Предварительно в их поток вводится ионизирующая присадка, которая делает продукты сгорания топлива плазмой.

В МГД-генераторе продукты сгорания адиабатно расширяются до состояния с давлением p_2 и температурой T_2 . Температура выходящих из МГД-генератора продуктов сгорания превышает 2000°C , поэтому они сначала направляются в воздухоподогреватель 2 для отдачи теплоты атмосферному воздуху, а затем в парогенератор 5, где они отдают теплоту воде, циркулирующей в пароводяном контуре установки.

Далее продукты сгорания топлива, имеющие температуру примерно 150°C , выбрасываются в атмосферу. Ионизирующая присадка улавливается с помощью рукавных фильтров или электрофильтров.

Образующийся в парогенераторе пар поступает в паровую турбину 6 и, адиабатно расширяясь, производит работу. Отработанный пар из паровой турбины поступает в конденсатор 8, где конденсируется при постоянных давлении и температуре. Конденсат с помощью насоса 9 направляется в парогенератор. Электроэнергия вырабатывается электрогенератором 7, приводом которого является паровая турбина.

Цикл МГД-установки в T,s -диаграмме изображен на рис. 6.43. В этой диаграмме показаны две ступени цикла: ступень МГД-установки (I—II—III—IV—V—VI—VII—I) и ступень пароводяного цикла (1—2—3—4—5—1).

Ступень МГД-цикла состоит из следующих процессов: I—II — процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре; II—III — изобарный подвод теплоты в воздухоподогревателе; III—IV — изобарный подвод теплоты в камере сгорания; IV—V — адиабатный процесс расширения в МГД-генераторе; V—VI — изобарный отвод теплоты в воздухоподогревателе; VI—VII — изобарный отвод теплоты в парогенераторе; VII—I — изобарный отвод теплоты в окружающее пространство (с продуктами сгорания, выбрасываемыми в атмосферу).

Термический КПД цикла МГД-установки определяют по формуле

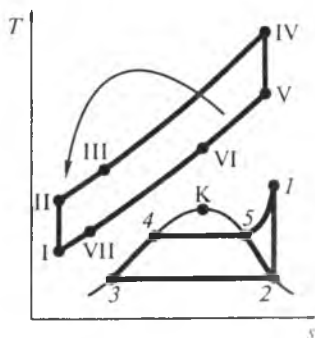


Рис. 6.43. Цикл МГД-установки в T,s -диаграмме:
I—II—III—IV—V—VI—VII—I — МГД-ступень цикла,
1—2—3—4—5—1 — паровая ступень цикла

$$\eta_r = (ml_{\text{мгд}} + l_r)/(mq_1), \quad (6.63)$$

где m — отношение расхода рабочего тела в ступени МГД-цикла к расходу воды в ступени пароводяного цикла; $l_{\text{мгд}}$ — работа, производимая в МГД-генераторе; l_r — работа, производимая в паровой турбине; q_1 — теплота, подводимая к 1 кг рабочего тела МГД-цикла.

Величину m находят из теплового баланса

$$m = (h_1 - h_3)/(h_{v1} - h_{v11}), \quad (6.64)$$

где h_1 и h_3 — энтальпии перегретого водяного пара и конденсата соответственно; h_{v1} и h_{v11} — энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе парогенератора соответственно.

Высокая температура в ступени МГД-генератора позволяет иметь и высокие параметры в ступени пароводяного цикла: давление парообразования 25 МПа, температура перегретого пара 570 °С. Эти параметры соответствуют стандартным параметрам крупных паротурбинных установок.

Цикл термоэлектрической установки. Принцип действия термоэлектрической установки основан на эффекте Зеебека.

Сущность этого эффекта Зеебека заключается в следующем: в электрической цепи, состоящей из двух соединенных разнородных проводников, при поддерживаемой разности температур в спаях проводников возникает разность потенциалов — термоэлектродвижущая сила (термоЭДС).

Величину термоЭДС запишем в виде $E = \alpha(T_1 - T_2)$, где α — коэффициент пропорциональности; T_1 , T_2 — температуры спаев.

Если электрическую цепь замкнуть через внешнее электрическое сопротивление, то в цепи возникает ток. При этом горячий спай будет поглощать из теплоотдатчика теплоту в количестве $Q_1 = \alpha T_1 v$, а холодный спай будет отдавать теплоту теплоприемнику в количестве $Q_2 = \alpha T_2 v$ (закон Пельтье), где v — сила тока.

Разность между подведенной и отведенной теплотой расходуется на работу тока во внешнем сопротивлении $L = Q_1 - Q_2 = \alpha v(T_1 - T_2)$.

Если пренебречь необратимыми потерями, то термический КПД установки составит $\eta_{\text{тн}} = L/Q_1 = (\alpha v(T_1 - T_2))/(\alpha T_1 v) = (T_1 - T_2)/T_1$, т. е. будет равен термическому КПД цикла Карно.

В действительности в установке происходят необратимые потери, например за счет непосредственного переноса теплоты теплопроводностью от теплоотдатчика к теплоприемнику. Поэтому действительный КПД установки меньше теоретического: $\eta_{\text{тд}} = \eta_{\text{тн}}((T_1 - T_2)/T_1)$, где $\eta_{\text{тн}}$ — относительный электрический КПД, учитывающий потери энергии.

Величина $\eta_{\text{тн}}$ в основном зависит от природы материалов, из которых изготовляют проводники.

В настоящее время $\eta_{\text{тд}}$ невелик, но можно предполагать, что использование тугоплавких полупроводниковых материалов даст

возможность использовать термоэлектрические установки в качестве удобных автономных источников электроэнергии для потребителей малой мощности.

Тепловые элементы. Другим способом уменьшения стадий преобразования химической энергии топлива в электрическую энергию является использование электрохимических генераторов.

В процессе горения происходит переход электронов от атомов топлива к атомам окислителя с образованием молекул продуктов сгорания, которые обладают меньшей энергией, чем атомы топлива. Выделяющаяся в процессе горения энергия переходит в энергию движения атомов и молекул, т.е. переходит в тепловую энергию. Чтобы превратить химическую энергию в электрическую, нужно заставить электроны двигаться в нужном направлении.

Электрохимический генератор представляет собой емкость, заполненную твердым электролитом, в который погружены два электрода. К поверхности одного электрода (анода) непрерывно подводится топливо (водород), к поверхности другого (катода) — окислитель (кислород). На аноде положительные ионы водорода переходят в электролит, а свободные электроны движутся по внешней цепи к катоду. На катоде атомы кислорода присоединяют свободные электроны и ионизируются, образуя отрицательные ионы. Ионы водорода и кислорода, соединяясь в электролите, образуют воду.

Электрохимические генераторы (топливные элементы) используются на космических кораблях для питания бортовой аппаратуры. Величина КПД электрохимических генераторов достигает 70 %, однако высокая стоимость водорода и катализаторов из платины сдерживает их широкое распространение.

Контрольные вопросы

1. Какое преимущество установок прямого преобразования теплоты в электрическую энергию? 2. Каково устройство и принцип работы МГД-генератора. 3. Каково устройство и принцип работы термоэлектрической установки. 4. Что представляет собой электрохимический генератор?

6.6. Основы термодинамики неравновесных процессов

Термодинамика неравновесных процессов изучает общие закономерности поведения систем, не находящихся в состоянии термодинамического равновесия. Основными задачами термодинамики неравновесных процессов являются исследования балансов массы, энергии, энтропии при переходах, превращениях и диссипации энергии, а также установление законов эволюции макроскопических систем. В термодинамике неравновесных процессов важ-

ную роль играет время, являющееся переменной величиной, которая отсутствовала в равновесной термодинамике. В необратимых процессах время является не только параметром, но и вектором, указывающим направление процесса и эволюцию системы. Упорядоченные пространственно-временные структуры могут быть объединены в единое понятие «диссипативные структуры». Причиной образования такой структуры является свойство самоорганизации материи.

Необратимые процессы можно разделить на процессы выравнивания, стационарные и лавинные. Процессы выравнивания протекают в различных теплотехнических установках, параметры процессов зависят от времени, например процессы расширения газа, преобразования теплоты в работу и т.д. Стационарные процессы имеют параметры, которые во времени постоянны. Лавинные процессы идут с самоускорением. Для анализа этих процессов термодинамический метод не подходит.

При рассмотрении любого необратимого процесса можно выделить величины, характеризующие процесс: поток и движущую силу. Поток представляет скорость переноса массы, энергии и т.п.; движущая сила — причину, порождающую поток. Движущей силой является либо разность потенциалов, либо градиент (температуры, концентрации и т.д.).

Соотношение между потоками и вызывающими их силами дает теория Онзагера.

Первое положение теории Онзагера: поток линейно зависит от всех термодинамических сил, действующих в системе (линейная термодинамика необратимых процессов).

В общем виде это положение записывается в виде уравнения, которое называют термодинамическим уравнением движения:

$$\phi_i = \sum_k x_k L_{ik}, \quad (6.65)$$

где ϕ_i — плотность диссипативного потока; x_k — термодинамическая сила; L_{ik} — кинетические коэффициенты переноса (феноменологические коэффициенты Онзагера); $i = 1, 2, \dots, n$. Феноменологические коэффициенты являются функциями локальных параметров системы, но не зависят от потоков и сил, входящих в уравнение (6.65).

Второе положение теории Онзагера связано с понятием симметрии влияния термодинамических сил на «чужие» потоки (условие взаимности).

Согласно этому положению феноменологический коэффициент плотности потока ϕ_i , который возникает под действием силы x_k , равен феноменологическому коэффициенту пропорциональности потока ϕ_k под действием силы x_i , $x_k = \phi_k x_i$, т.е.

$$L_{ik} = L_{ki} \quad (6.66)$$

Это соотношение называется условием взаимности. Кинетические коэффициенты L_{ik} можно рассматривать как термодинамические величины. Они должны рассматриваться как характерные для данного тела величины (или свойства), подлежащие определению опытным путем или вычислению с помощью методов кинетической теории.

Условия взаимности Онзагера связаны принципом микроскопической обратимости и характеризуют связь потоков и сил одного типа. Они были выведены для скалярных процессов.

Скорость изменения энтропии в единице объема системы T при протекании необратимых процессов характеризует величина $d_e S/dt$, которая получила название производство энтропии.

Например, для открытых систем скорость полного изменения энтропии складывается из двух частей. Одна часть обусловлена взаимодействием между системой и внешней средой в виде вещества и энергии, другая — необратимостью процесса

$$dS/dt = d_e S/dt + d_i S/dt, \quad (6.67)$$

$$d_i S/dt = \sum \varphi_i x_i + \sum \varphi_i y_i, \quad (6.68)$$

где $d_e S/dt$ — поток, обусловленный взаимодействием системы и среды; $d_i S/dt$ — поток, обусловленный необратимостью процесса; φ_i — плотность потоков; x_i, y_i — движущие силы.

Из уравнения (6.67) следует, что производство энтропии есть билинейная функция сопряженных потоков и сил.

Теорема Пригожина гласит, что производство энтропии системой, находящейся в стационарном, достаточно близком к равновесию состоянии, минимально (принцип минимального рассеивания энергии). Эта теорема выражает свойства инерции неравновесных систем, если заданные внешние условия не позволяют системе достичь равновесия (т.е. состояния, при котором энтропия не производится: $d_i S/dt = 0$), то система пребывает в состоянии «минимальной диссипации».

Из второго закона термодинамики известно, что в необратимых термодинамических процессах энтропия растет, следовательно, $d_i S/dt > 0$, т.е.

$$\sum \varphi_i x_i > 0. \quad (6.69)$$

На основании уравнения (6.65) можно утверждать, что величина $\sum \varphi_i x_i$ не должна быть отрицательной, хотя отдельные значения $\sum \varphi_i x_i$ могут быть отрицательными. Это уравнение лежит в основе термодинамики необратимых процессов. Из него вытекает следующее положение: если в системе протекают необратимые процессы, то происходит возрастание локальной энтропии $d_e S/dt$.

В термодинамике необратимых процессов используют так называемую диссипативную функцию $\Phi = (d_i S/dt) T$.

Если на систему, находящуюся в равновесии, подействовать слабыми силами (или градиентами), то ее отклонение от состояния равновесия будет небольшим и производство энтропии такой системой будет минимальным (теория Пригожина).

Феноменологические линейные уравнения применены к любым потокам и обобщенным силам. Специфическая природа явлений выражается феноменологическими коэффициентами пропорциональности, которые зависят от природы системы, ее состава и условий процесса, например, от температуры процесса.

Для доказательства теории о минимальной энтропии И. Р. Пригожин показал, что в линейной области вблизи состояния равновесия, в стационарном неравновесном состоянии производство энтропии имеет минимальное значение. И. Р. Пригожин рассмотрел систему, на которую действуют не зависящие от времени силы $x_1, x_k, \dots, x_n$. Часть этих сил $x_1, \dots, x_k$ при данных условиях сохраняет постоянное значение и вызывает постоянные, не стремящиеся к нулю, потоки $\varphi_1, \dots, \varphi_k$. Оставшаяся часть сил $x_k, \dots, x_n$ (свободные силы) принимает свое оптимальное значение, связанное с исчезающими потоками: $\varphi_k = \varphi_{k+1} = \varphi_n = 0$.

Производство энтропии такой системы описывается уравнением:

$$dS/d\tau = \varphi_1 x_1 + \varphi_2 x_2. \quad (6.70)$$

Поскольку в стационарном состоянии поток φ_2 исчезает, то $(dS/d\tau)/dx_2 = 0$, т.е. производство энтропии имеет минимальное значение.

В линейной области термодинамики необратимых процессов стационарные состояния характеризуются наименьшим рассеянием свободной энергии (минимальной диссипацией).

Для линейных систем производство энтропии имеет тот же смысл, что и термодинамические потенциалы в равновесном состоянии.

Понятие о минимальном производстве энтропии воплощает основной критерий эволюции: направленное развитие термодинамической системы происходит вне равновесного состояния и поддерживается слабыми, но постоянными силами.

Поскольку для неравновесных систем в линейной области в стационарном состоянии $dS/d\tau = 0$, то, как следует из формулы (6.67), $d_t S/d\tau = -d_c S/d\tau$, т.е. возрастание энтропии неравновесных систем компенсируется за счет внешней среды.

Состояние макроскопической системы, удаленной от термодинамического равновесия не может быть описано уравнениями линейной термодинамики. Исследование таких систем, направленное на установление зависимости между скоростью протекания необратимых процессов и термодинамическими силами, изучает нелинейная термодинамика. Объектами ее приложения являются процессы переноса, химические реакции, процессы в биологических системах.

В последнее время получила развитие термодинамическая теория устойчивости. Цель термодинамической теории устойчивости состоит в развитии методов, посредством которых понятие устойчивости может быть выражено через потоки и силы рассматриваемой термодинамической системы.

Термодинамика необратимых процессов позволяет определить, как реагирует система на самопроизвольные нарушения, возникающие вследствие внутренних или внешних возмущений.

Каждая термодинамическая система подвержена самопроизвольным возмущениям, или флуктуациям. Если система устойчива, то флуктуации со временем исчезнут; если система неустойчива, то флуктуации приобретут макроскопические размеры и будут способствовать переходу системы в новое состояние.

Неустойчивость системы может быть вызвана изменением любого термодинамического параметра, например температуры.

Изменение температуры на некоторую малую величину δT приводит к изменению величин, зависящих от температуры, вследствие чего система будет характеризоваться другими параметрами, т.е. она будет находиться в другом состоянии.

Отклонение энтропии от ее величины в равновесном состоянии $S = S_c + (\delta S)_c + (\delta^2 S)_c/2 + \dots$, где S_c — первоначальное значение энтропии.

Поскольку в равновесном состоянии величина энтропии максимальна, то ее изменение $(\delta S)_c$ стремится к нулю.

Критерием устойчивости равновесного состояния является величина $(\delta^2 S)_c < 0$

$$(\delta^2 S)_c = - \int dV (dS/d\tau) / T [q_v (\delta T)^2 / T + dV (dS/d\tau) (\delta V)^2 / \beta_T + \sum \mu_{i\varphi} \delta N_i \delta N_{i\varphi}] < 0.$$

Так как выражение под знаком интеграла представляет собой квадратичную форму, то критерию устойчивости будут удовлетворять положительные значения величин: $q_v > 0$; $\beta_T > 0$; $\sum \mu_{i\varphi} \delta N_i \delta N_{i\varphi} > 0$, где q_v — удельная теплота на единицу массы при постоянном объеме; β_T — коэффициент изотермического сжатия; $\mu_{i\varphi}$ — химические потенциалы; $\delta N_i \delta N_{i\varphi}$ — изменения числа молей.

Таким образом, устойчивое равновесное состояние системы будет при $(\delta^2 S)_c < 0$, когда энтропия системы максимальна.

Линейная область термодинамики необратимых процессов отражает состояния, близкие к состоянию равновесия, но подверженные действию слабых сил, генерирующих слабые потоки.

Стационарные состояния таких процессов характеризуются минимальной скоростью производства энтропии. Если за счет флуктуаций происходит рост энтропии, то единственным способом вернуть систему в первоначальное состояние является понижение производства энтропии:

$$d((dS/d\tau)V)/d\tau = 0 \text{ — в стационарном состоянии;}$$

$d((dS/d\tau)V)/d\tau < 0$ — в нестационарном состоянии, где $(dS/d\tau)V$ — общее производство энтропии в системе.

Следовательно, в линейной области необратимых процессов критерии устойчивости совпадают с критерием эволюции.

Эволюционный критерий и понятие стабильности термодинамических систем тесно связаны между собой. Развивающаяся система может достичь какого-то определенного уровня, если ее новое состояние будет стабильным.

Можно говорить об эволюции как о процессе развития системы во времени, приводящим к появлению новых уровней организации вследствие достижения частичных квазистационарных состояний путем структурной стабилизации системы. Этот процесс можно рассматривать с позиции равновесности и неравновесности отдельных составляющих системы. Неравновесная составляющая связана с производством энтропии, с потоками вещества и энергии, равновесная составляющая — с превращениями типа фазовых переходов.

В соответствии со вторым законом термодинамики эволюционный процесс протекает самопроизвольно.

Контрольные вопросы

1. Перечислите виды необратимых процессов. **2.** Назовите основные положения теории Онзагера. **3.** Назовите основные положения термодинамической теории устойчивости.

ПРИКЛАДНЫЕ ВОПРОСЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

7.1. Топливо

Топливом называют вещества, при сгорании которых выделяется значительное количество теплоты. Основным видом топлива, используемым в котельных установках и промышленных печах, является органическое топливо.

К органическому топливу относят: твердое природное (каменный уголь, бурый уголь, антрацит, торф, сланец, дрова) и производное, которое представляет собой продукты химической переработки (кокс, полукокс); жидкое природное (нефть) и производное (мазут, бензин, керосин, соляровое масло и др.); газообразное природное (природный газ) и производное (генераторный газ, доменный газ и др.)

Топливо состоит из *горючей массы и балласта*. Горючую массу составляют сложные соединения углерода С, водорода Н, органической серы S_o , горючей колчеданной серы S_k , кислорода О и азота N. В балласт входят влага W и минеральные соединения А, которые в процессе горения образуют золу.

Горючая масса и зола составляют сухую массу топлива. Сухая масса и влага называются рабочей массой топлива.

Элементарный состав
горючей массы топлива

$$C^r + H^r + S_o^r + S_k^r + O^r + N^r = 100 \% ; \quad (7.1)$$

сухой массы топлива

$$C^c + H^c + S_o^c + S_k^c + O^c + N^c + A^c = 100 \% ; \quad (7.2)$$

рабочей массы топлива

$$C^p + H^p + S_o^p + S_k^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100 \% . \quad (7.3)$$

Свойства топлива характеризуются *выходом летучих веществ*. Он определяется при нагревании 1 г твердого топлива при температуре 850 °С в течение 7 мин без доступа воздуха. Выход летучих веществ равен уменьшению массы пробы топлива за вычетом содержащейся в топливе влаги. Масса пробы изменяется за счет уменьшения ее горючей массы. Чем больше выход летучих веществ, тем ниже температура воспламенения топлива и легче его зажигание. После отгонки летучих веществ из твердого топлива образуется твердый осадок — кокс.

Важной характеристикой топлива является *теплота сгорания*. Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива.

Высшей теплотой сгорания топлива $Q_{\text{в}}^{\text{p}}$ (кДж/кг) называется количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного (при температуре 0 °С и давлении 0,1013 МПа) топлива, с учетом теплоты конденсации водяных паров. Водяные пары образуются при сгорании водорода и испарении влаги топлива. При конденсации пара выделяется теплота.

Низшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ (кДж/кг) не включает в себя теплоту конденсации водяных паров. Принимается, что водяные пары не конденсируются, а остаются в дымовом газе. Низшую теплоту сгорания твердого и жидкого топлива можно рассчитать по формуле Д. И. Менделеева, основанной на стехиометрических соотношениях реакций горения с учетом теплоты сгорания компонентов топлива (коэффициент, стоящий перед процентным составом топлива, выражает величину теплоты сгорания, деленную на 100)

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 339,5C^{\text{p}} + 1\,256H^{\text{p}} - 109(O^{\text{p}} - S^{\text{p}}) - 25,8(9H^{\text{p}} + W^{\text{p}}). \quad (7.4)$$

Низшую теплоту сгорания газообразного топлива по его химическому составу определяют в расчете на сухую массу

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 126,4CO + 108,2H_2 + 358,5CH_4 + 234,5H_2S + 592C_2H_4 + 638,5C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1\,404C_6H_6, \quad (7.5)$$

где CO, H₂, CH₄ и т.д. — составляющие газа в процентном отношении к объему; 126,4, 108,2 и т.д. — теплоты сгорания этих газов.

Соотношение между высшей и низшей теплотой сгорания топлива выражается уравнениями:

для рабочей массы топлива

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{в}}^{\text{p}} - 25,14(9H^{\text{p}} + W^{\text{p}}), \quad (7.6)$$

где 25,14 — сотая доля теплоты парообразования при $t = 0^\circ\text{C}$ и $p = 0,1$ МПа; H^{p} , W^{p} — содержание водорода и водяных паров в рабочем топливе, % (при сгорании 1 кг водорода образуется 9 кг воды).

для сухой и горючей массы топлива

$$\begin{aligned} Q_{\text{в}}^{\text{с}} &= Q_{\text{н}}^{\text{с}} + 226H^{\text{с}} \\ Q_{\text{в}}^{\text{г}} &= Q_{\text{н}}^{\text{г}} + 226H^{\text{г}}. \end{aligned} \quad (7.7)$$

Пересчет теплоты сгорания топлива с горючей массы на рабочую и обратно идет по формулам

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}}^{\text{p}} &= Q_{\text{н}}^{\text{г}} ((100 - W^{\text{p}} - A^{\text{p}})/100) - 25W^{\text{p}}, \\ Q_{\text{н}}^{\text{г}} &= ((Q_{\text{н}}^{\text{p}} + 25W^{\text{p}})/(100 - W^{\text{p}} - A^{\text{p}})) \cdot 100. \end{aligned} \quad (7.8)$$

Теплота сгорания смеси двух твердых топлив или твердого и жидкого топлива находится по правилу аддитивности

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{н1}}^{\text{p}} \cdot a_1 + Q_{\text{н2}}^{\text{p}} \cdot a_2 = Q_{\text{н1}}^{\text{p}} \cdot a_1 + (Q_{\text{н}}^{\text{p}}) \cdot (1 - a_1), \quad (7.9)$$

где a_1, a_2 — массовые доли топлива в смеси.

Расчеты показателей работы устройств, потребляющих топливо, должны вестись на единой основе. Поэтому было введено понятие условного топлива с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 29,3 \text{ МДж/кг}$, что соответствует хорошему малозольному сухому углю.

Рассмотрим краткие характеристики топлива, используемого в котельных установках и промышленных печах. В качестве газообразного топлива применяют природный и доменный газы. Сухой природный газ представляет собой смесь углеводородов, небольшого количества инертных газов и сероводорода. Основной составляющей природного газа является метан (80...98 %), к остальным составляющим относятся углеводороды метанового ряда $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, N_2 , CO_2 , H_2S . Доменный газ содержит оксид углерода (II) (20...30 %), водород (5...10 %), азот (50...55 %), оксид углерода (IV) (6...12 %).

В качестве жидкого топлива используются мазуты, состав которых мало отличается от состава нефти: углерод (86...88 %), водород (10...11 %), сера (до 4 %).

Каменный и бурый уголь являются продуктами углефикации растительных остатков. К числу признаков, отличающих каменный уголь от бурого, относятся отсутствие видимых следов растительных остатков, более высокая теплота сгорания топлива ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} > 24 \text{ МДж/кг}$). Примерный состав бурого угля (%): углерод — 68,5, водород — 5...6, кислород — 25, зольность — 10...25.

В зависимости от величины выхода летучих веществ, спекаемости, характера нелетучего остатка различают марки углей: длиннопламенный (Д), газовый (Г), газовый жирный (ГЖ), коксовый

Таблица 7.1

Классы углей

Класс	Обозначение	Размер куска, мм
Плита	П	Более 100
Крупный	К	50...100
Орех	О	25...50
Мелкий	М	13...25
Семечко	С	6...13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	Не более 200 (шахта) Не более 300 (карьер)
Мелкий и семечко со штыбом	МСШ	Менее 25
Семечко со штыбом	СШ	Менее 13

(К), тощий (Т), отощенный спекающийся (ОС), антрацит (А), полуантрацит (ПА), слабоспекающийся (СС) и др.

По крупности угли разделяют на классы, показанные в табл. 7.1.

При применении углей условное обозначение класса приписывается к условному обозначению марки, например ДК — длинно-пламенный крупный, АШ — антрацит штыб и пр.

Торф — продукт разложения растительных остатков при ограниченном доступе воздуха. Состав торфа разнообразен в зависимости от вида растительных остатков. Торф содержит: углерода ~58 %, водорода ~5...6 %, кислорода ~34 %, азота ~2 %, серы ~0,2...0,3 %, минеральных веществ ~10...20 % и более. Торф и бурый уголь относятся к низкосортным топливам, имеющим местное значение.

Теплота сгорания топлива приведена в табл. 7.2.

Горением называется процесс соединения горючего вещества с окислителем.

Таблица 7.2

Зависимость теплоты сгорания от вида топлива и его марки

Вид топлива	Марка	Низшая теплота сгорания $Q_{п.}^p$, МДж/кг (МДж/м ³)
Уголь	Д	20,3
	Т	24,7
	ПС	38,2
	Б	15,2
	АП	27,1
Торф	—	22,2
Мазут:		
	малосернистый	
	10	41,3
	20	40,4
	40	39,5
	80	38,7
	сернистый	
	10	40,3
	20	39,6
	40	38,8
Природный газ:		
	мелитопольский	—
	бутурусланский	—
	ставропольский	—
	ухтинский	—
	саратовский	—
Доменный газ	—	4,2
Коксовый газ	—	16,6

Горение топлива сопровождается химическими процессами окисления его горючих составляющих, в результате чего выделяется теплота и растет температура продуктов сгорания. Горение топлива может быть гомогенным и гетерогенным. При гомогенном горении топливо и окислитель находятся в одинаковом агрегатном состоянии. Гетерогенное горение происходит на поверхности раздела фаз, когда горючее вещество и окислитель находятся в различных агрегатных состояниях.

Горение *газообразного* топлива является гомогенным процессом. Под скоростью гомогенной реакции понимается количество данного компонента, появляющегося или исчезающего в результате реакции в единице объема за единицу времени. Скорость гомогенной реакции w пропорциональна концентрации реагирующих веществ

$$w = k c_1^{v_1} c_2^{v_2} \dots c_i^{v_i}, \quad (7.10)$$

где k — константа скорости реакции; $c_i^{v_i}$ — концентрация исходных компонентов; v_i — стехиометрический коэффициент.

Константа скорости реакции зависит от природы реагирующих веществ, катализаторов реакции, температуры процесса и определяется из закона Аррениуса

$$k = k_0 \cdot e^{EM/(8314T)}, \quad (7.11)$$

где k_0 — эмпирическая константа; E — энергия активации, характеризующая наименьшую избыточную энергию, которой должны обладать сталкивающиеся частицы, чтобы произошла реакция.

Из выражений (7.10) и (7.11) следует, что скорость реакции возрастает с ростом концентрации веществ и температуры и уменьшением энергии активации. Поэтому для начала горения топлива нужны высокие температуры.

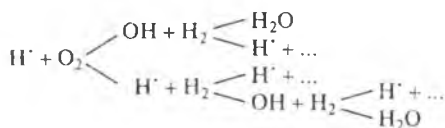
Высокая температура начала горения достигается двумя путями: самовоспламенением и зажиганием. Самовоспламенением называют инициирование горения во всем объеме реакционной смеси. Температура самовоспламенения зависит от природы вещества, концентрации газа и окислителя, от условий теплообмена. Температура самовоспламенения не является физико-химической константой вещества и колеблется в узком диапазоне, например температура самовоспламенения водорода — 580... 590 °C; оксида углерода (II) — 644... 658 °C; метана — 650... 750 °C.

В топках котельных и технологических печей зажигание топлива осуществляется с помощью раскаленного предмета, вспомогательного факела или электрической искры.

Процесс горения газообразного топлива рассматривается как цепная реакция. Открытие и разработка теории цепного механизма горения принадлежит Н. Н. Семенову и С. Хиншельвуду. Согласно этой теории активными могут быть не только атомы и молекулы с большой кинетической энергией, но и атомы и их группы со сво-

бодной валентностью. Такие свободные частицы получили названия радикалов. Стремясь найти парный электрон, они могут создавать промежуточные комплексы с другими атомами или молекулами. Промежуточные комплексы, распадаясь, дают продукты реакции и новые радикалы, которые снова вступают во взаимодействие с атомами и молекулами и т. д. В результате цепной реакции образуется больше радикалов, чем было в начале реакции, поэтому реакция лавинообразно ускоряется.

Рассмотрим процесс горения водорода в кислороде.



Как видно из схемы горения, из одного радикала $\text{H}^\bullet$ получаются три новых. Конечным продуктом реакции является H_2O . В результате реакции получено две молекулы конечного продукта. С течением времени количество свободных радикалов уменьшается из-за их превращения в конечный продукт, скорость реакции замедляется.

Скорость реакции можно рассматривать как сумму отдельных скоростей цепной реакции. Суммарная скорость реакции горения водорода определяется скоростью самой медленной реакции $\text{H}^\bullet + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH}^\bullet + \text{O}$.

Горение других составляющих газообразного топлива, например углеводорода, идет с более сложным механизмом.

Скорость реакции окисления оксида углерода (II) зависит не только от его концентрации в зоне горения, но и от наличия свободных радикалов, образующихся при диссоциации водяного пара, т. е. от концентрации водяных паров в зоне горения. Абсолютно сухой оксид углерода (II) горит плохо. Скорость реакции горения метана и других углеводородов зависит от концентрации атомарного водорода, кислорода и водяных паров в зоне горения.

Процесс горения газообразного топлива состоит из нескольких стадий: смешения газа и воздуха, нагрева смеси до температуры воспламенения, зажигания смеси и горения.

Процесс смесеобразования рассматривается как диффузионный, а процесс горения как кинетический, поскольку его течение определяется кинетикой химических реакций. Смесь топлива и окислителя при достижении температуры воспламенения начинает гореть.

Горение обычно протекает в виде пламени. Движение пламени по газовой смеси называется распространением пламени. Газовая смесь как бы делится на две части — сгоревший газ, по которому пламя уже прошло, и несгоревший газ, через который пламя будет проходить. Граница между этими частями газа называется фронтом пламени. При горении фронт пламени неподвижен. Свежая газовая смесь плотностью $\rho_{\text{см}}$ подходит к фронту пламени и начи

нает гореть. Нормальная составляющая скорости смеси к фронту пламени равна $u_{н.см}$. Процесс горения протекает в зоне толщиной в десятки и сотые доли миллиметра. Продукты сгорания, имеющие плотность $\rho_{пс}$ и нормальную составляющую скорости $u_{н.пс}$, из зоны горения перемещаются в пространстве топки. Плотность свежей смеси $\rho_{см}$ больше плотности продуктов сгорания $\rho_{пс}$, а скорость смеси $u_{н.см}$ меньше скорости продуктов сгорания $u_{н.пс}$. Массовые количества смеси и продуктов сгорания равны: $\rho_{см}u_{н.см} = \rho_{пс}u_{н.пс}$.

Выделяющаяся в процессе горения теплота повышает температуру смеси до температуры воспламенения, а температуру продуктов сгорания до максимально возможной.

Нормальным называется пламя, у которого передача теплоты из зоны горения в свежую смесь осуществляется теплопроводностью. Теплопроводность представляет собой распространение теплоты при контакте частиц (атомов, молекул) тела, имеющих различные температуры. Нормальное пламя большинства топливовоздушных смесей имеет скорость $u_{н.см}$ около 0,3...0,5 м/с. Смесей, у которых $u_{н.см} < 0,1$ м/с, практически не горючи.

Свежая смесь и продукты сгорания образуют поток — газовый факел, в котором протекают все стадии горения топлива.

В зависимости от скорости движения потока факелы могут быть ламинарными (слои не перемешиваются) и турбулентными (частицы совершают хаотическое движение).

В ламинарном факеле фронт пламени имеет четкие границы, факел не вытянут (рис. 7.1). При переходе от ламинарного факела к турбулентному фронт пламени искривляется и удлиняется (рис. 7.2). При сильной турбулизации потока в различных точках факела создаются зоны с различными температурами и концентрациями компонентов смеси. В этих зонах газ воспламеняется и горит, образуя продукты сгорания. За счет турбулентных пульсаций свежая смесь, смешиваясь с продуктами сгорания, нагревается, воспламеняется и горит. Чем интенсивнее идет смешивание, тем интенсивнее идет горение.

При организации процесса горения предпочитают *турбулентное* горение. Для этого применяют специальные меры: ставят завихряющие вставки в горелки, создают дополнительную подачу воздуха и т. п.

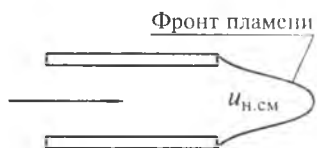


Рис. 7.1. Форма факела при ламинарном режиме горения топлива



Рис. 7.2. Форма факела при турбулентном режиме горения топлива

Процесс горения жидкого топлива складывается из стадий: распыления топлива, испарения и термического разложения, смешения с окислителем, воспламенения смеси и горения смеси.

Интенсивность горения зависит от свойств топлива и скорости диффузионного процесса смешения топлива и окислителя. Чтобы ускорить диффузию и снизить термическое разложение жидкого топлива, которое сопровождается образованием тяжелых углеводородов и твердых частиц сажистого углерода, ухудшающих работу форсунок, необходимо подавать окислитель в начало факела.

Горение твердого топлива, так же как и горение газообразного и жидкого топлива, проходит через стадии, которые могут накладываться одна на другую: прогрев, испарение влаги, выделение летучих веществ и образование кокса, горение летучих веществ и кокса.

Определяющей стадией процесса горения твердого топлива является стадия горения кокса, которая по времени составляет 90 % всего процесса. Если в стадиях, проходящих до процесса горения кокса, требуются затраты энергии, особенно большие для влажных топлив и топлив с низким содержанием летучих веществ, то в процессе горения кокса теплота выделяется.

Горение твердого топлива может происходить в неподвижном слое, кипящем слое, факеле.

При горении в неподвижном слое топлива (рис. 7.3) свежее топливо 1 подается на слой горящего кокса 2. Из свежего топлива начинается выход летучих веществ и испарение влаги. Образующийся при этом кокс опускается вниз, занимая место в слое

горящего кокса, из которого на колосниковую решетку 3 переходит шлак. Горение идет как в слое топлива, так и над ним, куда выделяются летучие вещества.

В нижней части слоя кокса идут гетерогенные реакции: $C + O_2 = CO_2$ и $2C + O_2 = 2CO$.

Поскольку в этих реакциях задействован кислород, то эту зону горения называют окислительной зоной. В процессе горения концентрация O_2 уменьшается, а концентрация CO_2 растет.

В верхней части слоя кокса, которая называется восстановительной, оксид углерода (IV) взаимодействует с раскаленным углеродом, образуя CO: $CO_2 + C = 2CO$.

Взаимодействие CO и O_2 дает оксид углерода (IV): $2CO + O_2 = 2CO_2$.

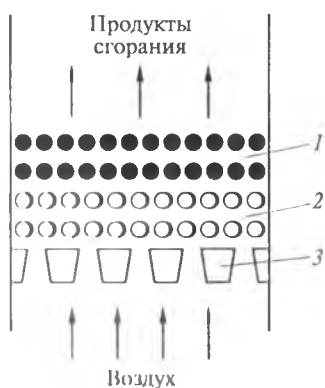


Рис. 7.3. Горение твердого топлива в неподвижном слое:

1 — слой топлива; 2 — слой кокса; 3 — колосниковая решетка

Эта реакция в отличие от предыдущих гомогенная.

В восстановительной зоне идет экзотермическая реакция разложения водяных паров с образованием водорода $2\text{H}_2\text{O} = 2\text{H}_2 + \text{O}_2$.

В результате горения образуются водород и оксид углерода.

Температура процесса горения по высоте слоя меняется: сначала она увеличивается, достигая максимального значения при наибольшей концентрации оксида углерода — $1\,500^\circ\text{C}$, а затем уменьшается до значений $1\,100$ — $1\,300^\circ\text{C}$.

Для дожигания продуктов неполного сгорания и пыли в пространство над слоем дополнительно подается воздух.

Количество сгоревшего топлива пропорционально количеству подаваемого в топку воздуха. Скорость подачи воздуха должна быть такой, чтобы не разрушить устойчивость плотного слоя топлива. Чем крупнее частицы топлива, тем скорость подачи воздуха должна быть больше.

Если уменьшить размеры частиц топлива и увеличить скорость подачи воздуха до критического значения, то процессе горения будет происходить в кипящем слое, в котором частицы топлива циркулируют в объеме слоя до полного выгорания. При таком горении топлива контакт между воздухом и частицами топлива улучшается и сжигание топлива будет более полным. Кипящий слой (рис. 7.4) состоит из частиц топлива 1 и из частиц золы 2, причем концентрация топлива может быть небольшой (несколько процентов). Поэтому в кипящем слое можно сжигать низкокалорийное топливо с высокой зольностью.

Сжигание в факеле применяется для угольной пыли. При горении пылевая струя подобна газовой струе. В факеле пылевой струи протекают те же стадии процесса горения, что и в неподвижном слое: прогрев, испарение влаги, выделение летучих веществ и образование кокса, горение летучих веществ и кокса. При этом происходит совмещение стадий по длине факела, поскольку мелкие пылинки сгорают быстрее, чем крупные. Воспламенение пылевой струи начинается с пограничного слоя, который хорошо прогревается горячими газами. Затем воспламенение уходит в глубину струи, образуя факел.

По длине факела температура горения меняется: сначала она имеет величину $1\,000$... $1\,100^\circ\text{C}$; в зоне горения летучих веществ и кокса резко возрастает до величины $1\,300$... $1\,500^\circ\text{C}$, а затем при выгорании коксового остатка снижается до $1\,100^\circ\text{C}$.

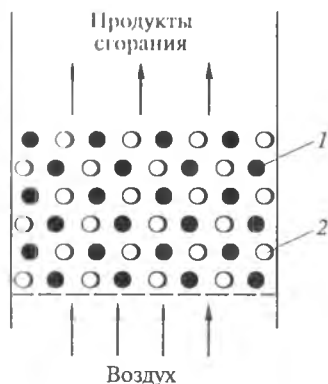


Рис. 7.4. Горение твердого топлива в кипящем слое:

1 — частицы топлива; 2 — частицы золы

Расчеты процесса горения топлива. Расчеты проводят для условия полного сгорания топлива.

На основании стехиометрических соотношений реакций горения рассчитывается теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива (V^0 , м³/кг; L^0 , кг/кг; V^0 , м³/м³).

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p;$$

$$L^0 = 0,115(C^p + 0,375S^p) + 0,342H^p - 0,0431O^p; \quad (7.12)$$

$$V^0 = 0,476 (0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum(m + n/4)C_mH_n - O_2).$$

Действительный объем продуктов сгорания топлива при его полном сгорании определяется по формуле

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0, \quad (7.13)$$

где V_{RO_2} , V_{N_2} , V_{H_2O} — объемы продуктов сгорания соответственно трехатомных газов, азота, водяных паров и воздуха; α — коэффициент избытка воздуха, $\alpha = V/V^0$; V^0 — теоретически необходимое количество воздуха.

Коэффициент избытка воздуха α принимают равным 1,1 при сжигании каменных и бурых углей, 1,15 — для антрацита, 1,0 — для природного газа и мазута. Объем газа и воздуха находят при температуре 0 °С и давлении 0,101 МПа.

Объем трехатомных продуктов сгорания топлива V_{RO_2} , а также объемы азота V_{N_2} и водяных паров V_{H_2O} рассчитывают по формулам:

для твердого и жидкого топлива

$$V_{RO_2} = 0,01866(C^p + 0,375S^p),$$

$$V_{N_2} = 0,79V^0 + 0,8N^p/100, \quad (7.14)$$

$$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161/V^0;$$

для газообразного топлива

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum C_mH_n),$$

$$V_{N_2} = 0,79V + N_2/100, \quad (7.15)$$

$$V_{H_2O} = 0,01(H_2S + H_2 + \sum 0,5n \cdot C_mH_n + 0,124d) + 0,016V^0,$$

где d — влагосодержание воздуха, г влаги/кг сухого воздуха.

При расчете процесса горения обобщенным методом теоретический объем воздуха рассчитывают по формуле

$$V^0 = 0,263Q_H^p + 0,007W^p. \quad (7.16)$$

Теоретический объем продуктов сгорания топлива определяют по формуле

$$V^r = bQ_H^p + 0,02 W^p, \quad (7.17)$$

где b — приведенный объем газов при горении сухой массы топлива, величина которого зависит от вида топлива. Например, для каменного угля $b = 0,278 \text{ м}^3/\text{МДж}$, для бурого угля — $0,278 \dots 0,282 \text{ м}^3/\text{МДж}$, для мазута — $0,281 \text{ м}^3/\text{МДж}$, для сланцев и торфа — $0,285 \text{ м}^3/\text{МДж}$, для природного газа — $0,3 \text{ м}^3/\text{МДж}$.

Низшая теплота сгорания топлива рассчитывается по (7.4) и (7.5). При изменении влажности или зольности топлива новая величина низшей теплоты сгорания определяется по формуле

$$Q_{H_2}^p = (Q_{H_1}^p + 0,025 W_1^p)k - 0,025 W_2^p, \quad (7.18)$$

где k — пересчетный коэффициент.

$$\begin{aligned} k &= (100 - W_2^p)/(100 - W_1^p) \quad \text{— при изменении только} \\ &\quad \text{влажности;} \\ k &= (100 - A_2^p)/(100 - A_1^p) \quad \text{— при изменении только} \\ &\quad \text{зольности;} \\ k &= (100 - W_2^p - A_2^p)/(100 - W_1^p - A_1^p) \quad \text{— при изменении} \\ &\quad \text{влажности и зольности.} \end{aligned} \quad (7.19)$$

Располагаемая теплота сгорания Q_p^p топлива учитывает все потоки энергии. Для твердого или жидкого топлива располагаемая теплота сгорания находятся как

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{вв} + Q_T + Q_\phi - Q_\kappa, \quad (7.20)$$

где $Q_{вв}$ — теплота, вносимая воздухом, подогретым перед подачей в топку; Q_T — теплота вносимая топливом, равная энтальпии; Q_ϕ — теплота, вносимая форсуночным паром; Q_κ — теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев.

Располагаемая теплота сгорания газообразного топлива равна

$$Q_p^p = Q_H^c + Q_{вв} + Q_T, \quad (7.21)$$

где Q_H^c — низшая теплота сгорания, рассчитанная на сухую массу топлива.

Теплота, вносимая подогретым воздухом,

$$Q_{вв} = \beta'(h_{в1}^0 - h_{хв}^0), \quad (7.22)$$

где β' — отношение количества воздуха на входе в агрегат к теоретически необходимому; $h_{в1}^0$, $h_{хв}^0$ — энтальпии теоретически необходимого количества подогретого воздуха и холодного воздуха при $t = 30^\circ\text{C}$ соответственно.

Теплота, вносимая «форсуночным» паром

$$Q_\phi = 4,1 D_\phi (h_\phi - 600), \quad (7.23)$$

где D_ϕ — расход пара; h_ϕ — энтальпия пара

Теплота, расходуемая на разложение карбонатов

$$Q_k = 40,6k(\text{CO}_2)_k^p, \quad (7.24)$$

где k — коэффициент разложения карбонатов (при слоевом сжигании топлива $k = 0,7$; при сжигании топлива в камерной топке $k = 1,0$); $(\text{CO}_2)_k^p$ — содержание оксида углерода (IV) карбонатов, % от рабочей массы топлива.

Полезное тепловыделение в топке рассчитывается по формуле

$$Q_1 = Q_p^p(100 - q_3 - q_4 - q_6)/(100 - q_4) + Q_{\text{в}} - Q_{\text{вв}} + h_p, \quad (7.25)$$

где q_3, q_4, q_6 — потери теплоты от химической неполноты сгорания, от механического недожога топлива, с удаляемым шлаком соответственно; $Q_{\text{т}}$ — теплота, вносимая за счет присосов воздуха в топку; h_p — теплота рециркулирующих газов, которая учитывается только при возврате в топку части газов из газохода или верхней части топки.

Теплота, вносимая за счет присосов воздуха в топку, равна

$$Q_{\text{в}} = (\alpha - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{п}})h_{\text{в}2}^0 + (\Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{п}})h_{\text{в}1}^0, \quad (7.26)$$

где α — коэффициент избытка воздуха; $\Delta\alpha_{\text{т}}, \Delta\alpha_{\text{п}}$ — присосы воздуха в топку и в пылеприготовительной системе; $h_{\text{в}2}^0$ — энтальпия теоретически необходимого воздуха при температуре воздуха за воздухоподогревателем.

Подготовка топлива к сжиганию. Твердое топливо поступает в котельные в виде кусков различных размеров — от долей миллиметра до 300 мм.

Чтобы осуществить факельное горение топлива, размеры его кусков должны быть от 0,1 до 1 000 мкм. Поэтому топливо сначала дробится в валковых, молотковых или дискозубчатых дробилках до кусков размером 15...25 мм, а затем поступает на размол в мельницы, где частицы достигают требуемого размера.

Мельницы для топлива могут быть тихоходные — с частотой вращения 0,25...0,42 с⁻¹, среднеходные — с частотой вращения 0,85...1,3 с⁻¹ и быстроходные — с частотой вращения 12,5...25 с⁻¹.

К тихоходным мельницам относится шаровая барабанная мельница (рис. 7.5). Мельница представляет собой барабан 5 диаметром 2...4 м, вращающийся с помощью электродвигателя и системы шестерен 3, 4. Часть полости барабана заполнена топливом и мелющими стальными шарами диаметром 25...60 мм. Шары при вращении барабана под действием центробежной силы поднимаются вверх, а затем падают, размалывая топливо. Топливо вместе с воздухом подается по патрубку 1 через цапфу 2, а пылевоздушная смесь, образующаяся при размоле топлива, удаляется из барабана через патрубок 6. Шаровые мельницы громоздкие, требуют большого расхода электроэнергии, но надежны в работе и применимы практически для всех видов твердого топлива.

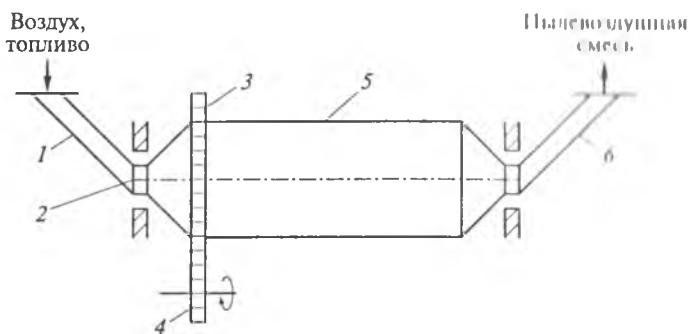


Рис. 7.5. Шаровая барабанная мельница:

1 — патрубок подачи топлива и воздуха; 2 — цапфа; 3, 4 — шестерни; 5 — барабан; 6 — патрубок для отвода пылевоздушной смеси

К среднеходным мельницам относятся валковые и шаровые барабанные мельницы. В валковых мельницах топливо размалывается валками, перекатывающимися по столу. Такие мельницы применяются для измельчения каменных углей с умеренным выходом летучих веществ и умеренной влажностью. В шаровых мельницах шары перекатываются во вращающейся обойме и размалывают топливо.

К быстроходным мельницам относятся молотковые мельницы и мельницы-вентиляторы. Молотковые мельницы измельчают топливо ударами бил. Молотковые мельницы применяют для размола маловлажных бурых углей, для размола каменных углей при большом выходе летучих веществ.

Мельница-вентилятор размалывает топливо с помощью лопаток ротора. Топливо до поступления в мельницу подается в шахту, в которую также засасываются дымовые газы из топочной камеры. В шахте топливо подсушивается. Поэтому мельница-вентилятор применяется для размалывания топлива, имеющего высокую влажность.

На рис. 7.6 представлена упрощенная схема приготовления пыли в индивидуальной замкнутой системе с шаровой барабанной мельницей. Из бункера сырого угля 1 топливо питателем 2 через шахту для подсушки топлива 3 подается в мельницу 4. В установленном за мельницей сепараторе 5 крупные частицы топлива отделяются и вновь возвращаются в мельницу. В циклоне 6 мелкая пыль отделяется от транспортирующего воздуха и поступает в бункер 7, откуда пылепитателем 8 подается в горелку 11. Первичный воздух вместе с топливом подается с помощью вентилятора 9 в горелку. Вторичный воздух вентилятором 14 сначала подается на нагрев в воздушно-нагреватель 13, расположенный в вертикальном газоходе котла-пирегата 12, а затем через короб 10 поступает в горелку.

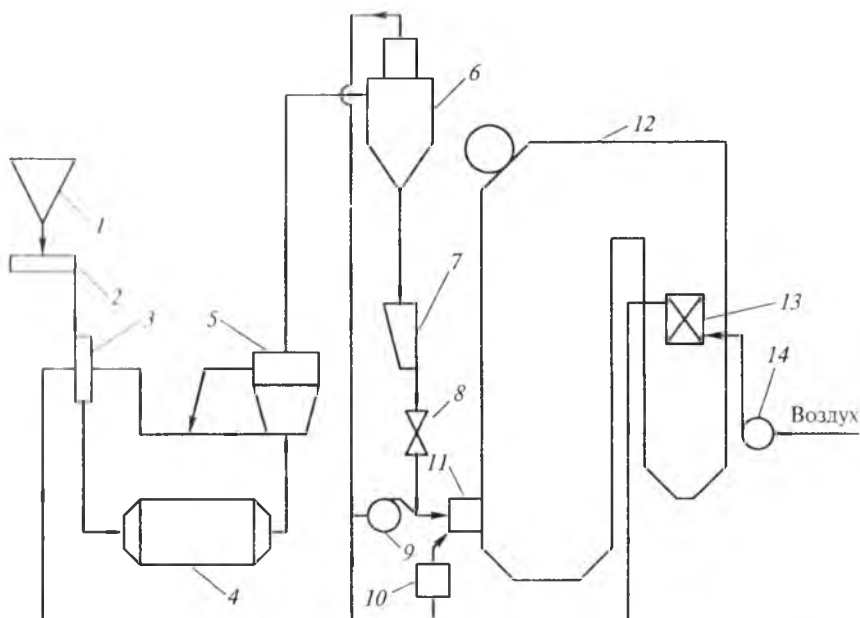


Рис. 7.6. Схема приготовления угольной пыли с шаровой барабанной мельницей:

1 — бункер сырого угля; 2 — питатель; 3 — шахта; 4 — мельница; 5 — сепаратор; 6 — циклон; 7 — бункер; 8 — пылепитатель; 9 — вентилятор; 10 — короб; 11 — горелка; 12 — котлоагрегат; 13 — воздухоподогреватель; 14 — вентилятор

Мазут перед подачей в топку подогревается и обрабатывается жидкими присадками. Такая подготовка улучшает процесс горения, облегчает устранение золовых отложений, снижает интенсивность коррозии поверхностей нагрева и газоходов, снижает коксование форсунок.

Горелочные устройства. Окончательная подготовка топлива к сжиганию проводится в горелочных устройствах. Горелочные устройства обеспечивают хорошее перемешивание пылевидного, жидкого или газообразного топлива с воздухом, необходимую интенсивность горения, размеры и форму факела, полноту сгорания топлива в широком диапазоне нагрузок. Стабильность факела обеспечивается созданием такого аэродинамического режима, при котором образующиеся при сгорании раскаленные продукты непрерывно смешиваются со свежей порцией топливно-воздушной смеси.

Горелочные устройства в зависимости от исполнения бывают для сжигания угольной пыли, мазута и газообразного топлива.

Газовые горелки по способу подвода газа делят на инжекторные и смесительные. В инжекторных горелках поток газа подсосы-

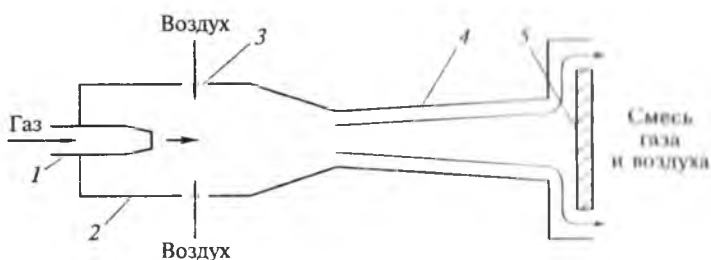


Рис. 7.7. Схема инжекторной газовой горелки:

1 — сопло; 2 — смеситель; 3 — окна подсасывания воздуха; 4 — диффузор; 5 — рассекатель

вает необходимое для сгорания количество воздуха (рис. 7.7). В этих горелках газ под избыточным давлением в несколько килопаскалей подается в сопло 1 для повышения скорости движения. Образующийся в смесителе 2 вакуум способствует подсасыванию воздуха через регулируемые окна 3. В диффузоре 4 давление смеси повышается и она через рассекатель 5 поступает в топку. Расход инжектируемого воздуха пропорционален расходу инжекторного газа, таким образом коэффициент избытка воздуха α остается постоянной величиной. В инжекторных горелках отсутствует потребность в вентиляторах для подачи воздуха, что упрощает устройство.

В смесительных горелках газ и воздух подаются под давлением и частично или полностью смешиваются в самой горелке или на выходе из нее. В зависимости от организации сжигания газа принцип горения может быть различным. Если смешение газа и воздуха происходит в горелке, то горение идет в кинетической зоне, если после горелки — то в диффузионной. Если смешение идет как в горелке, так и после нее, то имеет место смешанный принцип горения. Приближение процесса горения к диффузионному типу увеличивает длину факела, уменьшает температуру в ядре факела и снижает полноту сгорания топлива. Короткий факел, получаемый при полном внутреннем смешении потоков газа и воздуха в горелке, позволяет получить полное сгорание топлива при малых избытках воздуха.

При сжигании жидкого топлива необходимо обеспечить мелкий распыл, хорошее перемешивание с окислителем, стабилизацию горения. Распыл жидкого топлива осуществляется с помощью механических, пневматических и ротационных форсунок.

Перед механической форсункой топливо очищается от примесей.

В механических форсунках топливо под высоким давлением порядка 1 МПа продавливается через небольшие отверстия с большой скоростью и выходит из них в виде мелких капель.

В пневматических форсунках топливо распыляется струей воздуха или пара. Воздух (пар) под высоким давлением ($0,4 \dots 0,8$ МПа) выходит из сопла со сверхзвуковой скоростью, захватывая и распыляя струйки разогретого до $100 \dots 140$ °С мазута, который подается к форсунке также при повышенном давлении.

В ротационных форсунках подогретый мазут поступает внутрь распыливающего стакана, который вращается с частотой вращения $83 \dots 116$ с⁻¹. Топливо тонким слоем распределяется по внутренней поверхности стакана и, стекая с края стакана, разбрызгивается под действием центробежной силы. Попадая в поток воздуха, проходящий через лопаточный завихритель, пленка топлива распадается на мельчайшие капли.

Ротационные форсунки сложнее, чем механические и пневматические, но они обеспечивают тонкий распыл топлива, не требуют очистки мазута от примесей, работают при низком давлении мазута.

В пылеугольные горелки смесь из твердого топлива поступает в виде пыли и первичного воздуха (аэропыль) при температуре $70 \dots 130$ °С. Вторичный воздух с температурой $250 \dots 420$ °С подается непосредственно в горелку. Аэропыль и вторичный воздух смешиваются в топочной камере.

Чтобы улучшить сжигание топлива, особенно с малым выходом летучих, используют улиточные горелки. В улиточных горелках (рис. 7.8) угольная пыль вместе с первичным воздухом подается в центральную трубу 1, из которой через рассекаТЕЛЬ 3 выходит в топку в виде тонкой кольцевой струи. Вторичный воздух подается в улитку 2, закручивается и, выходя в топку, создает закрученный

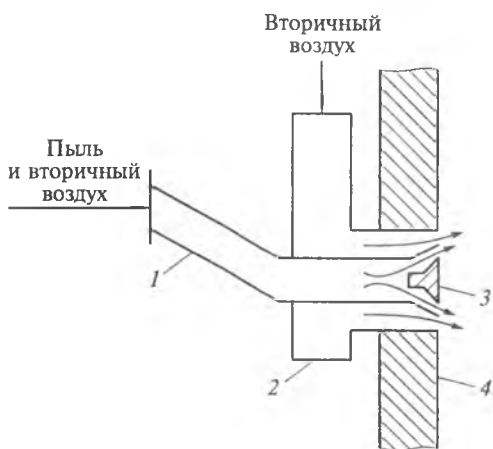


Рис. 7.8. Улиточная горелка:

1 — центральная труба; 2 — улитка; 3 — рассекаТЕЛЬ; 4 — корпус

факел сильной турбулентности. Факельное сжигание угольной пыли делает процесс горения очень чувствительным к изменениям расхода пыли и воздуха.

Топочные устройства. Топочное устройство, или топка, является частью котлоагрегата или печи, в которой протекает процесс сгорания органического топлива с выделением химически связанной энергии. В топке можно сжигать любое топливо.

В соответствии с видом топлива и способом его сжигания различают слоевые, камерные (факельные) и циклонные (вихревые) топки.

Слоевые топки предназначены для сжигания твердого топлива. В камерных и циклонных топках может сжигаться твердое, жидкое и газообразное топливо.

Топки для слоевого сжигания топлива классифицируют в зависимости от способа подачи и перемещения слоя топлива на колосниковой решетке.

По способу исполнения топки различают: с неподвижной колосниковой решеткой, на которой неподвижно лежит слой топлива; топки с движущейся колосниковой решеткой, которая перемещает лежащий на ней слой топлива; топки с неподвижной колосниковой решеткой с перемещающимся по ней слоем топлива.

Подача топлива на колосниковую решетку осуществляется с помощью механического, пневматического или пневмомеханического забрасывателя. В механическом забрасывателе топливо вводится в топку вращающимися лопастями забрасывающего механизма, в пневматическом забрасывателе — с помощью струи воздуха. В пневмомеханическом забрасывателе объединены оба этих принципа.

В механических забрасывателях крупные куски топлива падают дальше, чем мелкие, а в пневматических забрасывателях крупные куски топлива выпадают из струи раньше мелких. При пневмомеханическом забрасывании достигается более равномерное распределение различных фракций топлива на колосниковой решетке.

Наибольшее распространение получили топки с цепной колосниковой решеткой с прямым и обратным ходом. Такие топки лучше подходят для сжигания сортированных неспекающихся умеренно влажных и умеренно зольных углей с высокой температурой плавления золы и выходом летучих 10...25 % на горючую массу. Схема топки с цепной решеткой прямого хода представлена на рис. 7.9.

Решетка прямого хода предъявляет определенные требования к качеству топлива. Размеры кусков топлива не должны превышать 40 мм, содержание мелких кусков с размером 1...6 мм не должно быть выше 55 %.

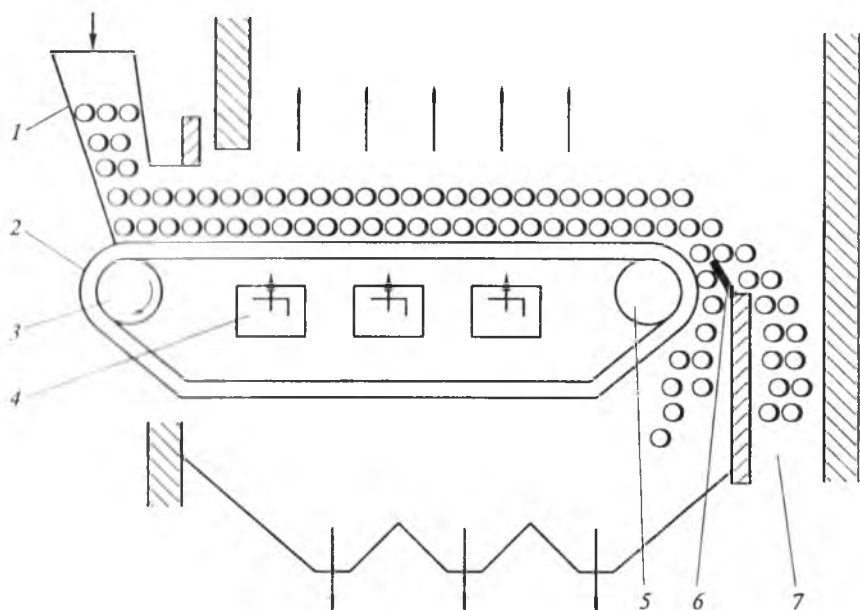


Рис. 7.9. Схема топki с цепной колосниковой решеткой прямого хода:

1 — бункер-питатель; 2 — колосниковое полотно; 3 — ведущая звездочка; 4 — регулятор подачи воздуха; 5 — ведомая звездочка; 6 — шлакосниматель; 7 — канал отвода шлака

Колосниковое полотно решетки чешуйчатого типа имеет живое сечение 5...7 %. Площадь решетки от 15 до 19,5 м². Толщина слоя топлива на решетке зависит от вида топлива и равна 150...250 мм.

Воздух подается под слой топлива через подводящие воздушные патрубки. Расход воздуха регулируется с помощью клапанов.

Съем шлака с решетки происходит с помощью шлакоснимателя, установленного на специальной опоре. Шлакосниматель также препятствует переходу воздуха из подрешетного пространства в топочную камеру.

Топки с решеткой обратного хода могут использоваться для сжигания несортированных и спекающихся каменных углей.

В этих топках подача топлива осуществляется пневмомеханическим забрасывателем, который создает более равномерное распределение топлива по длине полотна решетки.

Более крупные куски топлива, пролетая через все топочное пространство над раскаленным слоем топлива, прогреваются. Поскольку они укладываются на конец решетки, то и движутся в топочном пространстве дольше (рис. 7.10). Мелкие куски топлива падают на решетку ближе к разбрасывателю, а самые мелкие фрак-

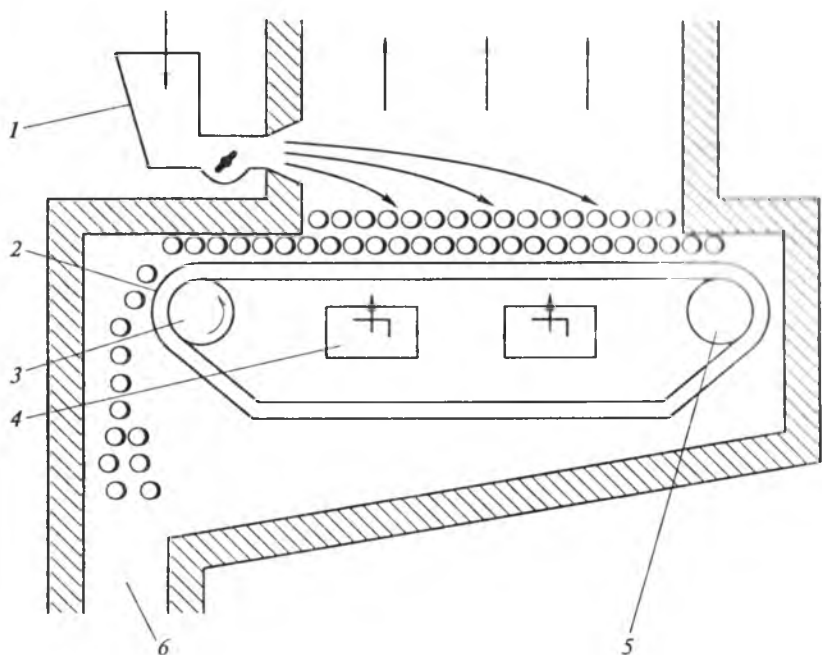


Рис. 7.10. Схема топки с цепной колосниковой решеткой обратного хода:
 1 — бункер-питатель; 2 — колосниковое полотно; 3 — ведущая звездочка; 4 — регулятор подачи воздуха; 5 — ведомая звездочка; 6 — канал отвода шлака

ции (меньше 1 мм) сгорают на лету в топочном пространстве. Площадь решетки колеблется от 3,3 до 6,4 м². Живое сечение решетки составляет 3...5 %. Воздух подается через дутьевой короб, разделенный на две воздушные зоны.

Если в топку подается топливо с большой влажностью, то перед топкой устанавливается шахтный предтопок, в котором воздух предварительно подогревается.

Камерные топки предназначены для сжигания пылевидного, жидкого и газообразного топлива, поэтому их выполняют из огнеупорного кирпича.

Камерные топки имеют прямоугольное сечение. На стенках топки устанавливают горелки, в которые подается топливо и воздух. Топливо-воздушная смесь воспламеняется и горит в факеле.

Горелки могут располагаться на передней стенке камеры, по углам камеры, на передней и задней стенках, на боковых стенках.

При сжигании жидкого и газообразного топлива топочные камеры 1 не нуждаются в устройствах для удаления шлака, поэтому их выполняют с горизонтальным или слегка наклонным полом (рис. 7.11).

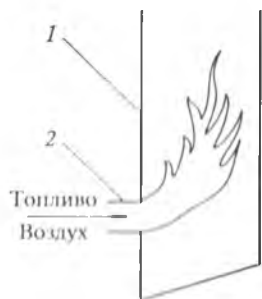


Рис. 7.11. Схема камерной топки для сжигания жидкого и газообразного топлива:

1 — топка; 2 — горелка

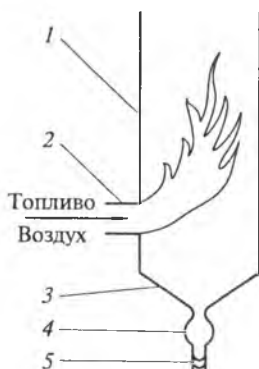


Рис. 7.12. Схема камерной топки для сжигания пылевидного топлива с удалением шлака в твердом состоянии:

1 — топка; 2 — горелка; 3 — шлаковая воронка; 4 — горловина; 5 — шлакоприемное устройство

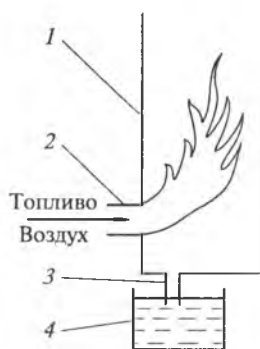


Рис. 7.13. Схема камерной топки с жидким шлакоотделением:

1 — топка; 2 — горелка; 3 — летка; 4 — шлакоприемная шахта

При сжигании пылевидного топлива топочные камеры должны быть оборудованы системой шлакоудаления.

В зависимости от способа удаления шлака топки бывают: с удалением шлака в твердом состоянии, с удалением жидкого шлака.

Топка 1 с удалением шлака в твердом состоянии имеет внизу «холодную» шлаковую воронку 3 (рис. 7.12). Топливо с воздухом подается в топку через горелку 2. Капли шлака в шлаковой воронке охлаждаются и превращаются в зерна, которые через горловину 4 попадают в шлакоприемное устройство 5, а затем в систему шлакозолоудаления.

В топках с жидким шлакоотделением (рис. 7.13) топливо с воздухом поступает в топку через горелку 2. Нижняя часть топки 1 утеплена, поэтому жидкий шлак не затвердевает, а, вытекая через летку 3, попадает в шлакоприемную шахту 4, наполненную водой. В шлакоприемной шахте струи шлака затвердевают и рассыпаются, образуя стекловидные частицы. Затем эти частицы поступают в систему шлакозолоудаления.

Топки с жидким шлакозолоудалением используются в основном для сжигания топлива с низким выходом летучих веществ — менее 30 %, с низкой и умеренной влажностью — менее 20 %, с зольностью — менее 25 %. Такие топки используются также в случае, когда образуется тугоплавкая зола, обладающая абразивными свойствами.

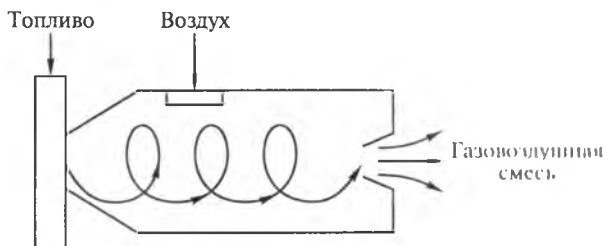


Рис. 7.14. Схема предтопка циклонной топki

Жидкое шлакоудаление позволяет удалить через летку 30... 70 % золы, тогда как при удалении шлаков в твердом состоянии только 10... 15 %. Остальная зола вместе с потоком топочных газов проходит через газоходы, увеличивая золовой износ стенок котлоагрегата или печи, а также установленного в газоходе оборудования.

В циклонных (вихревых) топках сжигается пылевидное топливо с размером зерен 4... 6 мм, а также мазут. Циклонная топка состоит из циклонной камеры (предтопка) и камеры охлаждения, в нижней части которой завершается процесс горения.

В наклоненном или вертикальном предтопке, имеющим диаметр до 2 м, создается газовоздушный вихрь, благодаря которому частицы топлива, многократно вращаясь по спирали, практически полностью сгорают (рис. 7.14). Большая удельная поверхность мелких частиц топлива и высокая концентрация горючего в камере позволяют получить в циклонной топке высокую температуру (до 2 000 °С). Из предтопка газовоздушная смесь через камеру догорания поступает в камеру охлаждения.

Циклонные топki оборудованы системой жидкого шлакоудаления.

Контрольные вопросы

1. Что называется топливом? Перечислите виды топлива.
2. Что входит в состав топлива?
3. Теплота сгорания топлива, как она определяется?
4. Как происходит процесс сгорания газообразного топлива?
5. Как происходит процесс горения жидкого топлива?
6. Как происходит процесс горения твердого топлива?
7. Расчет горения топлива: определение объема продуктов сгорания воздуха и определение теоретического количества воздуха, необходимого для процесса горения.
8. Напишите формулы для расчета располагаемой теплоты сгорания топлива.
9. Какие процессы проходят при подготовке топлива к сжиганию?
10. Перечислите виды горелочных устройств.
11. Перечислите виды топок для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива.

7.2. Промышленные печи

Промышленные печи — устройства, предназначенные для тепловой обработки материалов и изделий или придания им определенных свойств, необходимых для последующей обработки.

Печи широко применяются в различных отраслях промышленности: металлургической, химической, машиностроительной, пищевой и т.д.

В печах протекают высокотемпературные процессы, источником которых является органическое топливо или электричество.

Классификация промышленных печей проводится по различным признакам: по технологическому назначению, по способу получения теплоты и т.д.

По технологическому назначению печи делятся на плавильные, нагревательные, термические, обжиговые, сушильные, химические.

В плавильных печах проводится плавка металлов, минералов, стекла и т.п. К плавильным относятся доменные и мартеновские печи, вагранки и др. В термических печах материалы (сталь, чугун, стекло и др.) нагреваются для их термической обработки — закалки, отпуска, обжига, нормализации. В обжиговых печах проходит обжиг керамики, серного колчедана и др. В сушильных печах проводится сушка форм и стержней литейного производства, сырья керамического производства и др. В химических печах осуществляется нагрев веществ с целью проведения химических реакций.

По способу получения теплоты печи делятся на топливные и электрические.

В топливных печах теплота выделяется при сгорании органического топлива. В зависимости от вида топлива различают печи на твердом топливе, печи на жидком или газообразном топливе.

Использование газообразного топлива предпочтительнее, так как требует меньших капитальных вложений и удобнее в эксплуатации.

В электрических печах теплоту выделяют электронагреватели различных типов: электрические печи сопротивления, дуговые печи, индукционные печи с ультравысокочастотным нагревом.

По принципу действия печи делятся на печи периодического и непрерывного действия.

По форме рабочего пространства печи бывают камерные, туннельные, кольцевые, шахтные.

В отличие от камерной печи в туннельной можно выделить различные зоны обработки материалов: предварительной тепловой обработки; основной технологической обработки; зону технологического охлаждения материалов. В общем случае туннельные печи можно рассматривать как многокамерные, или многозонные.

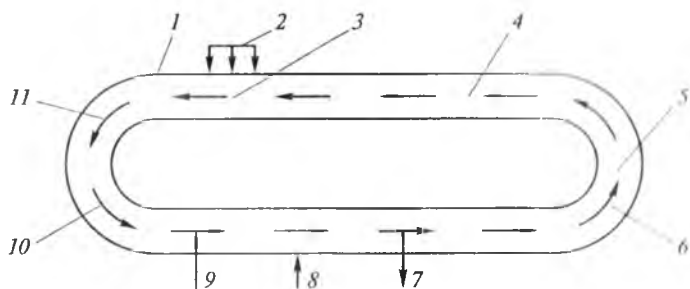


Рис. 7.15. Схема кольцевой печи:

1 — корпус печи; 2, 8 — клапаны подачи топливно-воздушной смеси; 3, 4, 5, 6, 10, 11 — зоны технологической обработки изделия; 7 — зона выгрузки изделия; 9 — зона загрузки изделия

Кольцевые печи (рис. 7.15) представляют собой замкнутый канал овальной формы 1. Этот канал имеет зону загрузки 9, зоны технологической обработки изделий 3—6, 10, 11 и зону выгрузки 7. Зоны технологической обработки заполнены обрабатываемыми изделиями. Через специальные клапаны 2, 8, установленные на газоходах и воздуховодах, подается топливно-воздушная смесь, которая позволяет осуществить различные технологические операции: обжиг, охлаждение и др. За счет смещения зоны подачи топливно-воздушной смеси производится перемещение всех зон технологической обработки изделий, включая места их загрузки и выгрузки. Кольцевые печи экономичны по расходу теплоты, однако сложны в эксплуатации.

Шахтные печи представляют собой вертикальную камеру с круглым, прямоугольным или овальным поперечным сечением. Примерами шахтных печей являются доменная печь для выплавки чугуна из железных руд, печи для выплавки медного или никелевого полуфабриката из руд, печи для обжига огнеупорных материалов, чугунные вагранки. Обрабатываемые материалы подаются в шахтную печь сверху, а материалы, полученные в результате тепловой обработки, выгружаются снизу. По способу подачи теплоты шахтные печи делят на пересыпные и с выносными топками. В пересыпных топках горение топлива протекает в самой шахте и передача теплоты идет в процессе «пересыпки» материала сверху вниз. В выносных топках горение топлива происходит в выносной топке, из которой продукты сгорания поступают в шахту, где происходит тепловая обработка материала.

По организации горения и теплообмена печи бывают: непосредственного нагрева; косвенного нагрева; с плотным продуваемым слоем материала; с пересыпающимся слоем материала; с псевдоожиженным слоем материала; со взвешенным слоем материала; с объемной загрузкой изделий; с погруженным в расплав факелом.

К печам непосредственного нагрева материала относят пламенные и контактные печи, в которых происходит непосредственный контакт факела и продуктов сгорания с обрабатываемым материалом.

В печах с косвенным нагревом теплота, выделяемая при сгорании топлива, передается через стенку к обрабатываемым материалам во избежание химического воздействия или их загрязнения.

К печам с плотным продуваемым слоем относят обжиговые печи, вагранки, доменную печь.

В печах с пересыпающимся слоем материал находится внутри барабана, который медленно вращается. Материал получает теплоту от продуктов сгорания топлива. К таким печам относится барабанная печь для обжига цементного клинкера.

В печах с псевдоожиженным и взвешенным слоем тепловая обработка материала проходит в потоке продуктов сгорания, которые подаются с определенной скоростью. Печи со взвешенным слоем могут работать как циклонные топки.

Печи с объемной загрузкой изделий представляют собой туннельные камеры, материал в которые загружается на специальных тележках, эстажерках и т.п.

Примером печи с погруженным в расплав факелом может служить конвертор для получения стали из чугуна. Жидкий чугун продувается воздухом или кислородом, что вызывает окисление компонентов чугуна и переводит их в шлак или газы. Окислительные химические реакции, протекающие в конверторе, обеспечивают протекание высокотемпературных процессов.

По характеру использования теплоты отходящих газов печи делят на печи без использования теплоты отходящих газов, печи с регенеративным (внутренним) использованием теплоты отходящих газов, печи с внешним использованием теплоты отходящих газов и печи с комбинированным (внутренним и внешним) использованием теплоты отходящих газов.

Схема промышленной печи с внутренним использованием теплоты продуктов сгорания топлива показана на рис. 7.16.

Воздух вентилятором 7 подается в регенеративный подогреватель 8, в котором получает теплоту от отработанных продуктов сгорания топлива. Этот воздух направляется через колосниковую решетку 1 к топливу. Подача топлива осуществляется через подающее устройство 2. Сгорание топлива происходит в топке 3, в которую вводится вторичный воздух 4.

В рабочем пространстве печи 6, расположенным за топкой, находится обрабатываемый материал 5. Отработанные продукты сгорания топлива после регенеративного подогревателя поступают в котел-утилизатор 9 для нагрева воды, которая подается в котел с помощью насоса 12. Отработанные газы дымососом 10 направляются в дымовую трубу 11 и рассеиваются в атмосфере.

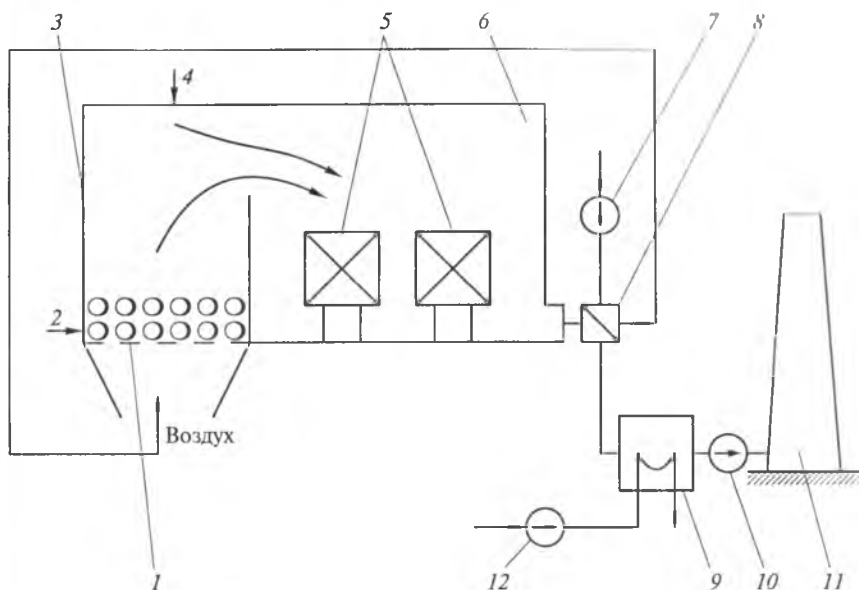


Рис. 7.16. Схема промышленной печи с внутренним использованием теплоты продуктов сгорания топлива:

1 — колосниковая решетка; 2 — устройство для подачи топлива; 3 — топка; 4 — ввод вторичного воздуха; 5 — обрабатываемый материал; 6 — рабочее пространство печи; 7 — вентилятор; 8 — регенеративный подогреватель; 9 — котел-утилизатор; 10 — дымосос; 11 — дымовая труба; 12 — насос

Тепловой баланс печи. Тепловой баланс печи составляют для 1 кг топлива.

Подвод теплоты в печи в общем случае происходит: с теплотой сгорания топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$; с теплотой экзотермических реакций $Q_{\text{экз}}$; с электронагревом $Q_{\text{эл}}^{\text{н}}$; с воздухом, нагретым за пределами печи $Q_{\text{вв}}$; с материалом $Q_{\text{мн}}$; с топливом $Q_{\text{т}}$.

Теплота расходуется на нагрев материала $Q_{\text{мк}}$, протекание эндотермических реакций $Q_{\text{энд}}$, утилизацию вне печи $Q_{\text{ут}}$, потери теплоты с уходящими газами Q_2 , потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 , потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4 , потери теплоты в окружающую среду Q_5 , потери теплоты со шлаком Q_6 .

Тепловой баланс печи можно записать в виде уравнения

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{экз}} + Q_{\text{эл}}^{\text{н}} + Q_{\text{вв}} + Q_{\text{мн}} + Q_{\text{т}} &= \\ = Q_{\text{мк}} + Q_{\text{энд}} + Q_{\text{ут}} + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \end{aligned} \quad (7.27)$$

Располагаемую теплоту можно выразить как сумму теплоты сгорания топлива, электронагрева, вносимой воздухом и топливом,

и разницей между теплотами экзотермических и эндотермических реакций

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{эл} + Q_{вв} + Q_T + (Q_{экз} - Q_{энд}). \quad (7.28)$$

Теплота, затрачиваемая в печи на осуществление процесса (продуктивная теплота), рассчитывается по уравнению

$$Q_1 = (Q_{мк} - Q_{мин}) + Q_{ут} - (Q_{экз} - Q_{энд}). \quad (7.29)$$

Из уравнений (7.28) и (7.29) следует

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = Q_1 + \sum Q_i, \quad (7.30)$$

где $\sum Q_i$ — суммарные тепловые потери печи.

Коэффициент полезного действия печи

$$\eta = Q_1/Q_p^p = q_1 \quad (7.31)$$

или

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 = 100 - \sum q_i, \quad (7.32)$$

где $\sum q_i$ — суммарные потери теплоты в печи, выраженные в процентах от Q_p^p ; $q_2 = Q_2 100/Q_p^p$; $q_3 = Q_3 100/Q_p^p$; $q_4 = Q_4 100/Q_p^p$; $q_5 = Q_5 100/Q_p^p$;

$$q_6 = Q_6 100/Q_p^p.$$

Топливная промышленная печь имеет $\eta \approx 0,7$; печь электрическая — $\eta \approx 0,75$.

Контрольные вопросы

1. Назначение промышленных печей? 2. Как классифицируют промышленные печи? 3. Запишите тепловой баланс промышленной печи.

7.3. Котельная установка

Котельной установкой называется комплекс устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды с повышенным давлением.

По назначению котельные установки делятся на энергетические, снабжающие паром турбины тепловых электрических станций, отопительные — для теплоснабжения предприятий и жилых зданий, производственные — для подачи пара или горячей воды на предприятия, производственно-отопительные — для теплоснабжения производства и коммунального хозяйства.

Котельные установки различаются по производительности, давлению, конструкции, принципу действия, циркуляции воды.

Производительность котельных установок малой мощности — до 20 т/ч, средней — до 75 т/ч, большой мощности — выше 100 т/ч.

Агрегаты низкого давления работают при $p < 3$ МПа, среднего — до 7 МПа, высокого до 15 МПа, сверхвысокого до 19 МПа, сверхкритического — больше 22,5 МПа.

Котельная установка состоит из котельного агрегата и вспомогательного оборудования. В котельном агрегате (котлоагрегате) производится пар или горячая вода с заданными параметрами. Вспомогательное оборудование служит для подготовки питательной воды паровых или водогрейных котлов, топлива для топки и т.д. В качестве топлива в котельных установках используют природный газ, мазут, каменный уголь, торф и т.д.

Основными элементами котлоагрегата являются: топка, испарительная поверхность, экономайзер, пароперегреватель, воздухонагреватель. В зависимости от назначения котла некоторые элементы могут отсутствовать, например в водогрейных котлах нет пароперегревателя.

Компоновка — взаимосвязь между размещением элементов котла — может быть различной. Энергетические котлы, как правило, выполняются с П-образной компоновкой. Котлы с N-образной компоновкой используются для сжигания топлива с легкоплавкой золой. Простую компоновку могут иметь неэнергетические котлы, в которых поверхности нагрева расположены в одном газоходе, без поворота потока дымового газа. Могут быть и другие компоновки котельных агрегатов.

По характеру движения воды в испарительных поверхностях (трубах) котлы делятся на котлы с многократной естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные. На рис. 7.17 схематично представлено движение воды, пароводяной смеси и пара в котельном агрегате.

В котлах с естественной циркуляцией (рис. 7.17, а) питательная вода, предварительно нагретая в экономайзере, поступает в барабан 1. Из барабана по опускающим необогреваемым трубам 4 она идет в нижний барабан или коллектор 3 (цилиндрическая камера небольшого диаметра). Далее вода распределяется по подъемным (экранным) трубам 2. Эти трубы находятся в зоне горения топлива и обогреваются за счет теплоты, выделяющейся при его сгорании. Вода в экранных трубах кипит, образуя пароводяную смесь. Плотность пароводяной смеси $\rho_{см}$ меньше плотности воды ρ в опускающих трубах. Возникающая разность гидростатического давления, равная $\Delta p = H(\rho - \rho_{см})g$, где H — высота контура, создает движение воды в контуре барабан — опускающие трубы — коллектор — подъемные трубы — барабан.

Отношение массового расхода циркулирующей в контуре воды m_v к количеству образующегося в единицу времени пара m_n называется кратностью циркуляции:

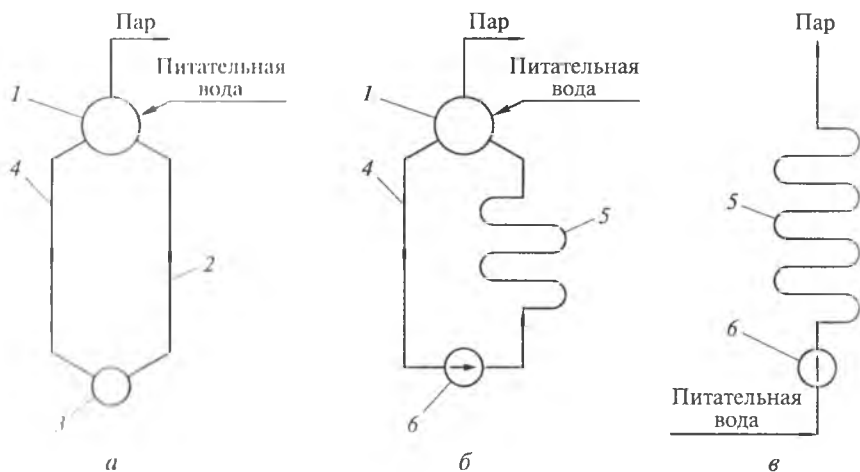


Рис. 7.17. Схема движения воды, паровоздушной смеси и пара в котле: *а* — в котле с естественной циркуляцией; *б* — в котле с принудительной циркуляцией; *в* — в прямоточном котле; 1 — барабан; 2 — подъемные трубы; 3 — коллектор; 4 — опускные трубы; 5 — экранные трубы; 6 — насос

$$R = m_v / m_{\text{п.}} \quad (7.33)$$

В котлах с многократной естественной циркуляцией $R = 4 \dots 30$. Поскольку существование в процессе парообразования двух фаз (воды и пара) возможно только при докритическом давлении, барабанные котлы работают при давлениях меньше критического.

На рис. 7.17, б показана схема принудительной циркуляции воды в опускных 4 и экранных 5 трубах. Принудительную циркуляцию обеспечивает насос 6. В котлах с многократной принудительной циркуляцией кратность циркуляции равна $3 \dots 10$. Циркуляция позволяет поддерживать температурный режим поверхностей нагрева и способствует постоянному отводу от них теплоты. При принудительной циркуляции допускается движение пароводяной смеси не только по вертикальным, но и по наклонным и горизонтальным трубам.

На рис. 7.17, в представлена схема прямоточного котла, в котором нет циркуляции. Питательный насос 6 обеспечивает движение воды, пароводяной смеси и перегретого пара в трубах котла 5. Прямоточные котлы работают и при давлениях выше критического.

Паровые котлы. Паровые барабанные котлы низкого давления (1,4; 2,3; 2,4 МПа) вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар с температурой до 250°C . Котлы среднего давления вырабатывают при давлении 4 МПа перегретый пар с температурой 440°C . Паропроизводительность барабанных котлов низкого давления колеблется от 2,5 до 50 т/ч при давлении 4 МПа.

Паровые барабанные котлы высокого давления (энергетические) при давлении 10 и 14 МПа вырабатывают перегретый пар температурой 540... 545 °С и при $p = 14$ МПа — перегретый пар температурой 570 °С. Производительность котлов составляет 160... 640 т/ч.

Барабанные котлы имеют П-образную компоновку (рис. 7.18). В одной вертикальной части котла находится топка, в которой происходит сгорание топлива при подаче воздуха в зону горения. Стены топки выполнены из огнеупорного кирпича. Наружная часть стен покрыта тепловой изоляцией. Горизонтальная часть котла является трактом для продуктов сгорания топлива. В этой части котла располагается пароперегреватель. Другая вертикальная часть котла является продолжением тракта для продуктов сгорания топлива. Здесь находится водяной экономайзер и воздухоподогреватель.

Топливный тракт начинается с системы подготовки топлива: измельчения твердого топлива или нагрева мазута до 110... 130 °С и т.д. Топливо-воздушная смесь подается с помощью горелок в топку, температура сгорания топлива находится в пределах 1 400... 1 600 °С.

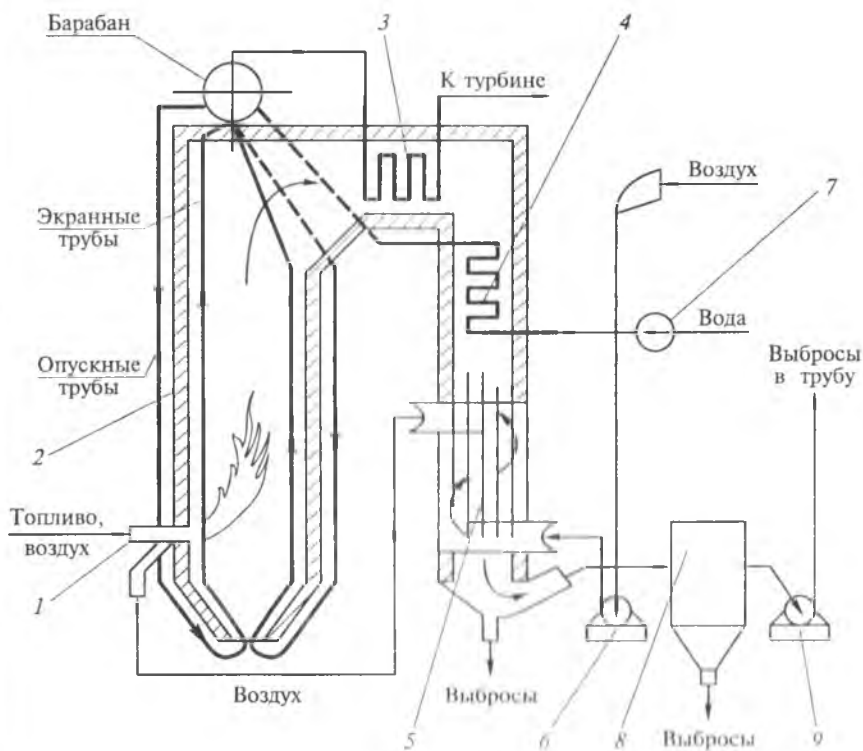


Рис. 7.18. Схема барабанного котла

1 — горелка; 2 — корпус; 3 — пароперегреватель; 4 — подогреватель воды; 5 — воздухоподогреватель; 6, 9 — компрессор; 7 — насос; 8 — шклов

Частично охладившиеся продукты сгорания топлива с температурой 900...1200 °С поступают сначала в горизонтальный газоход котла, а затем направляются в вертикальную конвективную шахту. За последней поверхностью нагрева продукты сгорания топлива называются уходящими газами. Они имеют температуру порядка 110...170 °С. Движение газов обеспечивает дымосос, создающий разрежение 50...2000 Па (5—200 мм вод. ст.). Перед выбросом в атмосферу дымовые газы проходят очистку в циклонах, электрофильтрах и др. После очистки дымовые газы поступают в дымовую трубу, которая обеспечивает рассеивание содержащихся в газах вредных примесей (оксидов серы и азота, частиц золы). Дымовая труба создает тягу в газовом тракте за счет разностей плотностей воздуха и дымовых газов. Тяга частично или полностью компенсирует затраты энергии на тягодутьевые устройства (дымососы и вентиляторы).

Воздушный тракт предназначен для обеспечения процесса горения топлива. Воздух с помощью вентилятора подается в воздухонагреватель, где нагревается за счет теплоты дымовых газов. Температура, до которой нагревается воздух, зависит от вида топлива и топки. Например, при слоевом сжигании твердого топлива воздух целесообразно нагревать до температуры 200...250 °С, а при камерном сжигании — до 350...450 °С.

Воздухонагреватели по конструкции выполняют рекуперативными или регенеративными.

В рекуперативных аппаратах теплота от дымовых газов к воздуху передается через стенки стальных трубок диаметром 30...40 мм. Трубки располагаются обычно вертикально, внутри трубок движутся дымовые газы, а воздух омывает трубки поперечным потоком, делая несколько ходов по высоте трубок. Такое движение воздуха обеспечивается за счет перепускных коробов и перегородок. Дымовые газы движутся в трубках со скоростью 9...13 м/с, воздух между трубками идет вдвое медленнее, что позволяет иметь коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенок труб примерно одинаковыми. Температура стенок труб воздухонагревателя должна быть выше температуры точки росы во избежание коррозии и налипания золы. Чтобы обеспечить необходимую температуру стенок воздухонагревателя, воздух предварительно нагревают в паровом калорифере. В регенеративных аппаратах теплота от газов передается металлической насадке, которая отдает полученную теплоту воздуху. Регенеративный воздухонагреватель представляет собой барабан, внутри которого медленно вращается ротор из гофрированных тонких стальных листов. Барабан специальными перегородками разделен на две части для прохода газа и воздуха, которые движутся в этих частях противотоком. При вращении ротора теплота от газов передается воздуху непрерывно. Нагретый воздух из воздухонагревателя поступает в топку котла.

Перед подачей в котлоагрегат питательная вода проходит водоподготовку, что предотвращает коррозию металла и образование накипи. Водоподготовка состоит из механической очистки воды от твердых примесей, умягчения воды с целью снижения ее солевого содержания и деаэрации воды, при которой из воды выделяются растворенные в ней газы. После водоподготовки питательная вода насосом подается в водяной экономайзер для предварительного нагрева. Водяной экономайзер изготавливается чугунным или из стальных труб. Для защиты от золового износа трубы экономайзера покрывают специальными накладками, расположенными вдоль стен газохода. Чтобы снизить золовой износ, скорость дымовых газов, проходящих через экономайзер, должна быть 6–10 м/с. Из водяного экономайзера вода, нагретая до температуры кипения, подается в верхний барабан котла. Большой запас воды в верхнем барабане обеспечивает надежную работу котла. Испарительную поверхность котла составляют вертикальные пучки труб, которые соединены с верхним и нижним барабанами котла развешивкой. Вместо нижнего барабана может быть коллектор. Таким образом, топочная камера оказывается полностью экранирована этими трубами. Экранные и опускные трубы образуют циркуляционный контур, в котором движется пароводяная смесь и вода. Пароводяная смесь образуется в экранных трубах за счет теплоты, полученной при сгорании топлива. В верхнем барабане происходит разделение пара и воды с помощью специальных сепарационных устройств. Отсепарированный в барабане пар подается в пароперегреватель, предназначенный для повышения температуры пара. Пароперегреватели обычно выполняют из трубок диаметром 22...54 мм в виде змеевика. Чтобы получить высокую температуру пара, они располагаются в зоне высоких температур продуктов сгорания топлива и получают теплоту излучением. Такие пароперегреватели называют радиационными. Для получения более низких температур пара (200...250 °С) пароперегреватели располагаются в горизонтальном газоходе или в начале опускного газохода. В этом случае они получают теплоту конвекцией.

Величина непрерывной продувки выражается в процентах от производительности парового котла: $P_{пр} = (D_{пр}/D)100$, где $D_{пр}$ — расход воды на продувку; D — паропроизводительность котла. Величина $P_{пр}$ обычно лежит в пределах 0,5...5,0 %. Продувка связана с увеличением расхода питательной воды и ведет к росту тепловых потерь котлоагрегата, но позволяет снизить примеси в воде.

В рассмотренной схеме парового котла с естественной циркуляцией воды в парогенерирующих поверхностях (трубах) имеются фазы воды и пара. Это возможно только при докритическом давлении процесса парообразования.

Прямоточные котлы могут работать как в областях повышенного, так и сверхкритического давления. Водопаровой тракт прямо-

точного котла представляет собой разомкнутую гидравлическую систему без четкого разграничения между экономайзерной, парообразующей и пароперегревательной зонами. Движение воды и пара в этой системе обеспечивает питательный насос (рис. 7.19).

Маркировка парового котла содержит буквенные и цифровые обозначения. Например, буква Е в маркировке котла относится к котлам с естественной циркуляцией, буква П — с принудительной циркуляцией. За буквенным обозначением следуют цифры: первая соответствует паропроизводительности котла, вторая — давлению пара. В маркировку котлов могут вводиться дополнительные обозначения, например буква М обозначает, что котел работает на мазуте, Г — на газе. Если котел может работать на твердом, жидком и газообразном топливе, то в маркировке стоит буква К. Например, марка котла Е-25-14-ГМ обозначает, что котел работает с естественной циркуляцией, имеет производительность 25 т/ч, давление 14 МПа, работает на газе или мазуте.

Водогрейные котлы. Водогрейные котлы дают горячую воду с температурой 150...200 °С, которая используется для отопления,

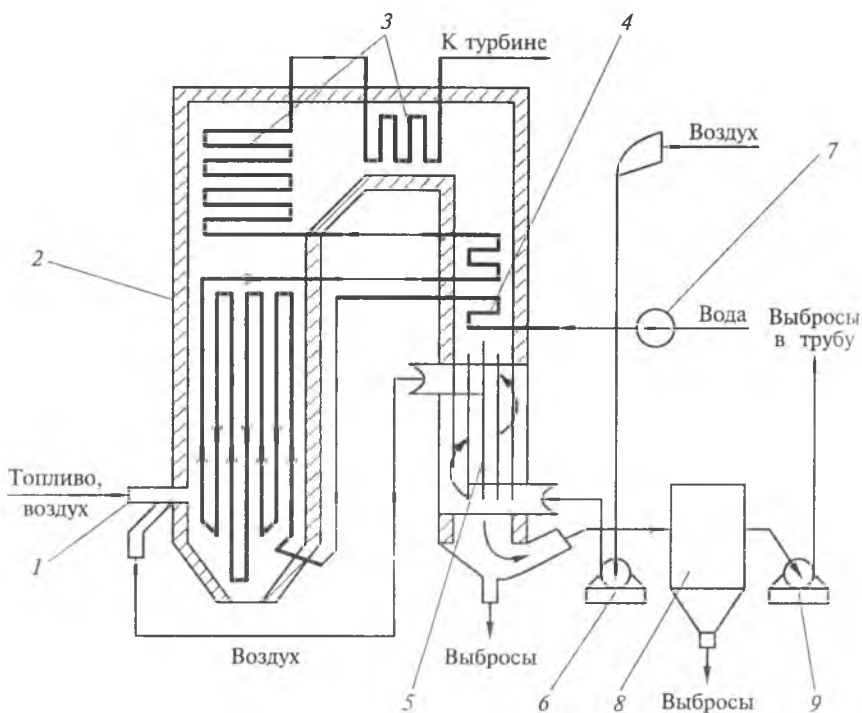


Рис. 7.19. Схема прямооточного котла:

1 — горелка; 2 — корпус; 3 — пароперегреватель; 4 — подогреватель воды; 5 — воздухоподогреватель; 6, 9 — компрессоры; 7 — насос; 8 — циклон

производственных и бытовых нужд. Конденсация водяных паров из уходящих газов на поверхностях нагрева котла приводит к коррозии металла. Для того чтобы предотвратить коррозию, необходимо, чтобы температура питательной воды на входе в котел была выше температуры точки росы. Обычно температура питательной воды бывает не ниже 60°C в зависимости от вида топлива. Для поддержания этой температуры в питательную воду добавляют некоторое количество нагретой в котле воды.

Водогрейные котлы, работающие на газе и мазуте, имеют теплопроизводительность $16,8 \dots 419$ ГДж/ч ($4 \dots 100$ Гкал/ч), расход воды в основном режиме от $49,5$ до $1\,235$ т/ч, расход газа от 515 до $12\,520$ м³/ч, а мазута — от 500 до $11\,500$ кг/ч. Газомазутные котлы имеют П- или Г-образную компоновку. Топочная камера котла и газоходы экранированы трубами. Котлы работают по прямоточной схеме с постоянным расходом воды.

Водогрейные котлы со слоевым сжиганием твердого топлива выпускаются теплопроизводительностью $16,8 \dots 209$ ГДж/ч ($4 \dots 50$ Гкал/ч). Расход воды составляет $49,5 \dots 247$ т/ч, расход топлива около $900 \dots 6\,300$ кг/ч. При сжигании влажных бурых углей в зону горения подается воздух, имеющий температуру $200 \dots 220^{\circ}\text{C}$. Для подогрева воздуха используется воздухонагреватель.

Тепловой баланс парового котла. Тепловой баланс парового котла составляется либо на 1 кг твердого или жидкого топлива, либо на 1 м³ газообразного топлива при нормальных условиях (0°C , 760 мм рт. ст.).

Тепловой баланс характеризует соотношение между количеством подведенной и расходуемой теплоты:

$$Q_{\text{подв}} = Q_{\text{расч}} \quad (7.34)$$

Подведенная теплота складывается: из теплоты сгорания топлива; теплоты, которое вносит в топку топливо перед сгоранием; теплоты воздуха, поступающего в воздухонагреватель; теплоты пара, расходуемого на распыление мазута, обдувку поверхностей нагрева и др.

Поскольку все составляющие приходной части теплового баланса по сравнению с теплотой сгорания топлива невелики, ими пренебрегают. Тогда

$$Q_{\text{подв}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (7.35)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания топлива.

Расход теплоты в паровом котле состоит из: расхода теплоты на нагрев воды, ее парообразование и перегрев пара Q_1 ; потерь теплоты с уходящими дымовыми газами Q_2 , от химической неполноты сгорания топлива Q_3 , от недожога Q_4 , потери теплоты через стенки котлоагрегата в окружающую среду Q_5 ; потери теплоты с удаляемым из топки шлаком Q_6 .

$$Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (7.36)$$

Уравнение теплового баланса парового котла будет иметь вид

$$Q_{\text{н}}^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (7.37)$$

В процентном соотношении от $Q_{\text{н}}^p$ тепловой баланс котла выражается следующим образом

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (7.38)$$

Теплота Q_1 в расчете на 1 кг топлива с учетом непрерывной продувки котла и отпуска части насыщенного пара из барабана и вторичного перегрева пара находится по уравнению

$$Q_1 = (D(h_{\text{п}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(h' - h_{\text{пв}}) + D_{\text{н}}(h'' - h_{\text{пв}}) + D_{\text{вп}}(h''_{\text{пв}} - h'_{\text{пв}}))/B, \quad (7.39)$$

где B — расход топлива; D — паропроизводительность котла; $D_{\text{пр}}$, $D_{\text{н}}$, $D_{\text{вп}}$ — расходы продувочной воды, насыщенного пара и вторичного перегретого пара соответственно; $h_{\text{п}}$, h'' — энтальпии перегретого и насыщенного пара; $h_{\text{пв}}$, h' — энтальпии питательной и котловой воды; $h'_{\text{пв}}$, $h''_{\text{пв}}$ — энтальпии вторичного пара на входе и выходе из промежуточного пароперегревателя.

Величина q_1 равна отношению расхода теплоты на получение пара и низшей теплоты сгорания топлива $q_1 = Q_1/Q_{\text{н}}^p$.

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 определяется из уравнения

$$q_2 = \{V_{\text{с}}^o c_{\text{в}} t_{\text{yx}} [\alpha_{\text{yx}}(1 - b) + (a_{\text{yx}} - 1)]\} / (10Q_{\text{н}}^p), \quad (7.40)$$

где $V_{\text{с}}^o$ — теоретический объем воздуха; $c_{\text{в}}$ — теплоемкость воздуха; t_{yx} — температура уходящих газов; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; a_{yx} — отношение энтальпии газов и воздуха при температурах 100...200 °С; b — отношение температуры воздуха за дутьевым вентилятором и температуры уходящих газов, $b = t_{\text{в}}/t_{\text{yx}}$. Температура воздуха $t_{\text{в}}$ принимается для лета 20...30 °С, для зимы –10 °С.

Теоретический объем воздуха $V_{\text{в}}^o$, м³/кг или м³/м³, определяется по формуле

$$V_{\text{в}}^o = 0,263 Q_{\text{н}}^p + 0,007 W^p. \quad (7.41)$$

Теплоемкость воздуха зависит от температуры.

Если температура 100...1 200 °С, то

$$c_{\text{в}} = 1,32 + 0,122((t - 100)/1\,000);$$

если температура 1 200...2 300 °С, то

$$c_{\text{в}} = 1,46 + 0,92((t - 1\,200)/1\,000). \quad (7.42)$$

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах

$$\alpha_{\text{yx}} = \alpha_{\text{т}} + \sum \Delta \alpha_{\text{к}}, \quad (7.43)$$

где $\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент избытка воздуха на выходе из топки; $\sum \Delta \alpha_{\text{к}}$ — присосы в конвективных поверхностях нагрева.

Расчетные данные для определения потерь теплоты с уходящими газами

Топливо	Температура уходящих газов $t_{\text{ух}}$, °C	Температура воздуха t , °C	α_r
Угли марок А, ПА, Т	125	20...30	1,10
Каменные угли	130	20...30	1,13
Бурые угли марки Б1	150	60...70	1,40
Горючие сланцы	140	40...50	1,25
Торф	160	50...60	1,50
Мазут малосернистый	120...130	20...30	1,12
Мазут сернистый	160...180	80...100	1,12
Природный газ	110...120	20...30	1,17

Коэффициент избытка воздуха α_r составляет 1,2 для твердых топлив и 1,1 для мазута и природных газов. Присосы воздуха в горизонтальном проходе составляют 0,03; на каждую поверхность перегревателя по 0,03; в экономайзере — 0,02; в регенеративном воздухонагревателе — 0,2; в трубчатом воздухонагревателе — 0,03.

Коэффициент $\alpha_{\text{ух}}$ находится по таблицам в зависимости от марки топлива и температуры уходящих газов и воздуха перед воздухонагревателем (табл. 7.3).

Если перед воздухонагревателем воздух предварительно нагревается в калорифере, а мазут подается в горелку подогретым, то в формулу (7.40) вместо $Q_{\text{н}}^p$ подставляют величину располагаемой теплоты

$$Q_p^p = k_q Q_{\text{н}}^p, \quad (7.44)$$

$$k_q = 1 + (0,05t_{\text{м}} + 0,35\Delta t_{\text{под}})10^3, \quad (7.45)$$

где k_q — коэффициент, учитывающий различие между низшей и располагаемой теплотами сгорания; $t_{\text{м}}$ — температура мазута; $\Delta t_{\text{под}}$ — нагрев воздуха в калорифере.

Потери теплоты от химического q_3 и механического q_4 недожога топлива в зависимости от вида топлива приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Расчетные данные для определения потерь теплоты в процессе горения топлива

Потери теплоты, %	Каменные угли	Газ, мазут	Бурые угли, торф, сланцы
q_3	—	0,1...0,5	—
q_4	1,15	—	0,5...1

Расчетные данные для определения потерь теплоты в котлоагрегате

D , т/ч	5	10	15	20	25	30	35	40
q_5 , %	2,6	1,8	1,5	1,3	1,2	1,1	1,05	1,0

Окончание табл. 7.5

D , т/ч	50	60	160	220	420	500	640	950 и более
q_5 , %	0,95	0,9	0,6	0,5	0,4	0,35	0,3	0,2

Потери теплоты в окружающую среду в зависимости от паропроизводительности котла представлены в табл. 7.5.

Потери с физической теплотой шлаков находятся по формуле

$$q_6 = (q_{\text{шл}} A^p (ct)_{\text{шл}}) / (Q_H^p \cdot 10^3), \quad (7.46)$$

где $q_{\text{шл}}$ — доля шлакоулавливания в топочной камере, зависящая от вида топки, $q_{\text{шл}} = 0,05 - 0,35$; A^p — зольность в топливе, $(ct)_{\text{шл}}$ — энтальпия шлаков, может быть принята равной 1 800 КДж/кг.

Коэффициент полезного действия парового котла, выраженный в процентах, определяется из формулы

$$\eta_{\text{пк}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (7.47)$$

Как видно из (7.47), чем меньше тепловые потери $q_2 \dots q_6$, тем больше $\eta_{\text{пк}}$.

Из формулы (7.40) следует, что тепловая потеря q_2 зависит от температуры уходящих газов и избытка в них воздуха. Поэтому необходимо снижать избыток воздуха до возможного предела, при котором начнется рост потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива из-за нехватки воздуха. Температура уходящих газов должна быть в пределах 120... 170 °С. При более высокой температуре возрастают тепловые потери, а при более низкой — нужны большие поверхности нагрева экономайзера и воздухонагревателя.

Потеря теплоты от химического недожога топлива q_3 зависит от организации процесса горения, а потеря от механического недожога связана с содержанием горючих частей топлива в шлаках и дымовых газах. Потери теплоты со шлаком зависят от температуры плавления золы, потери теплоты с уносом части топлива — от типа топки.

Потери q_3 и q_4 при правильно спроектированном и эксплуатируемом котлоагрегате небольшие и составляют 1,0... 6,5 %.

Потери теплоты в окружающее пространство снижаются до 0,5... 1,5 % за счет тепловой изоляции котла.

Потери теплоты с физической теплотой шлака q_6 определяются лишь в топках с жидким шлакоудалением, где они равны 1... 5 %.

КПД парового котла в зависимости от вида сжигаемого топлива

Топливо	$\eta_{\text{пк}}$
Каменный уголь	0,91 ... 0,92
Бурый уголь, сланцы	0,92
Газ, мазут	0,93 ... 0,95
Торф	0,91

Расход топлива B , кг/с, подаваемого в топку парового котла, определяется по формуле

$$B = Q_{\text{пк}} / (Q_{\text{p}} \eta_{\text{пк}}), \quad (7.48)$$

где $Q_{\text{пк}}$ — тепловая мощность парового котла.

Удельный расход топлива $b = B/D$, кг топлива/кг пара.

Пересчет расхода конкретного топлива на условное производится по формуле

$$B_{\text{усл}} = B Q_{\text{п}}^{\text{p}} / 29309, \quad (7.49)$$

где $Q_{\text{п}}^{\text{p}}$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг; 29 309 — теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Установлено, что на производство 4,2 ГДж теплоты в крупных котельных расходуется 150 кг условного топлива, в небольших котельных — 220 кг.

Тепловая мощность котла находится из уравнения

$$Q_{\text{пк}} = 2,555(1 + k)D(10/p)^{0,175}, \quad (7.50)$$

где k — коэффициент, учитывающий наличие перегревателя: $k = 0,21$ при наличии перегревателя, $k = 0$ при его отсутствии.

Контрольные вопросы

1. Что называется котельной установкой? 2. Назовите типы котельных установок в зависимости от назначения. 3. Что входит в состав котельной установки? 4. Как происходит естественная и принудительная циркуляция воды в котлах? 5. Как работает паровой котел с естественной циркуляцией воды? 6. Как работает прямоточный котел? 7. Для чего используют водогрейные котлы? 8. Запишите тепловой баланс парового котла. 9. Какие потери теплоты имеют место в паровом котле и как они определяются? 10. Каково влияние тепловых потерь на величину КПД парового котла? 11. Как рассчитать расход топлива на производство пара в реальных и условных единицах? 12. Чему равна тепловая мощность котла?

7.4. Тепловые электрические станции

Тип электростанции, которая используется в большой энергетике, определяется затратами на выработку энергии, КПД станции, стоимостью топлива, капитальными вложениями и т.д.

Классификация электростанций проводится по различным признакам.

По виду вырабатываемой энергии электростанции делят на две группы — на электростанции, вырабатывающие только электроэнергию, и на теплоэлектростанции, вырабатывающие как электроэнергию, так и тепловую энергию.

По виду используемых первичных энергоресурсов электростанции делятся на установки, использующие невозобновляемые энергоресурсы и установки, использующие возобновляемые энергоресурсы. К первым установкам относятся, например, тепловые и атомные электростанции, ко вторым — гидроэлектростанции.

По роду используемого топлива различают электростанции на органическом и ядерном топливе. На станциях, использующих органическое топливо, обычно один вид топлива является основным, а другой — резервным.

По графику нагрузки энергосистемы различают базовые и пиковые электростанции. Базовые электростанции покрывают основную часть графика энергетической нагрузки энергосистемы, а пиковые электростанции снимают пики нагрузки энергосистемы.

По технологии производства электроэнергии различают тепловые электростанции, гидравлические, солнечные, ветряные, геотермальные и прочие, например дизельные электростанции.

Тепловые электростанции подразделяются на разные типы в зависимости от вида энергоустановки. Основным типом тепловых электростанций являются паротурбинные (ПТЭС). Технология получения на них энергии изложена в разд. 6.3. Эти электростанции отличает небольшие приведенные затраты на выработку электроэнергии, большая единичная мощность агрегатов, приемлемые удельные капитальные вложения. Газотурбинные электростанции (ГТЭС) имеют низкие удельные капиталовложения и высокую маневренность.

Основной недостаток ГТЭС — низкий КПД из-за высокой температуры отработанных газов. Такие станции часто используются как пиковые. Технология выработки энергии на ГТЭС изложена в разд. 6.2. Парогазовые электростанции (ПГЭС) имеют более высокий КПД, чем ГТЭС, так как в них используется теплота отработавших газов.

АЭС имеют КПД ниже, чем КПД тепловых электростанций, работающих на органическом топливе.

Гидравлические, или гидроэлектростанции, можно подразделить на ГЭС, приливные электростанции (ПЭС) и др. Достоинством гидроэлектростанций является использование возобновляемых первичных источников энергии.

СЭС используют энергию Солнца для нагрева в теплоприемнике воды и получения из нее пара. Пар направляется на паровую турбину, работающую по обычной схеме.

ВЭС используют кинетическую энергию ветра для вращения ротора электрогенератора и выработки электрической энергии.

В состав тепловых электростанций входят: топливное хозяйство; котельная установка; турбинная установка; установки водоподготовки и конденсатоочистки; система технического водоснабжения; система золошлакоудаления; электротехническое хозяйство; системы управления энергооборудованием.

Технологическая схема тепловой электростанции отражает состав и взаимосвязь ее систем и последовательность протекающих в них процессов.

На рис. 7.20 показана схема тепловой электростанции, работающей либо на жидком, либо на газообразном топливе.

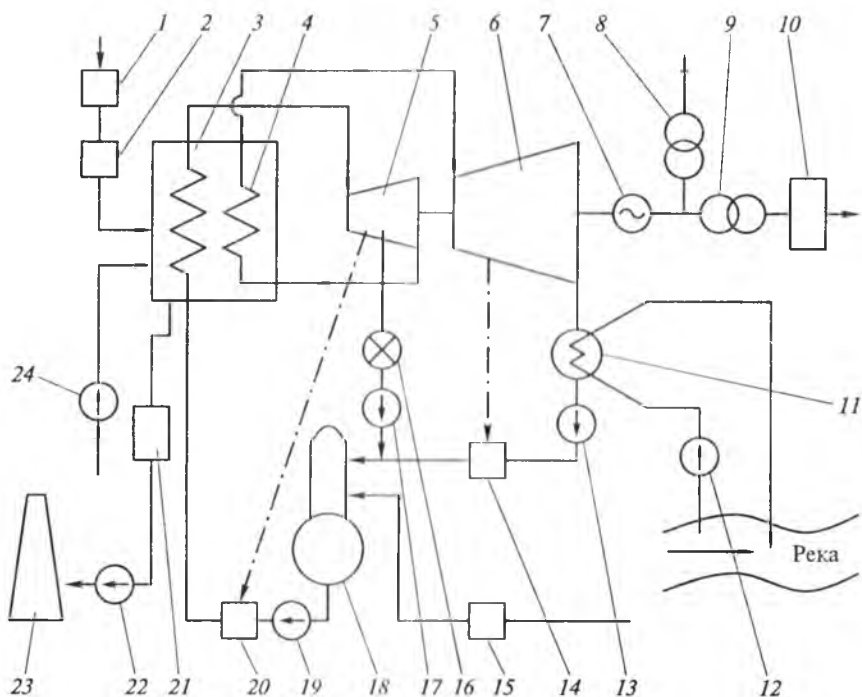


Рис. 7.20. Технологическая схема электростанции:

1 — топливное хозяйство; 2 — устройство для подготовки топлива; 3 — паровой котел; 4 — промежуточный пароперегреватель; 5 — часть высокого давления турбины; 6 — часть низкого давления турбины; 7 — электрогенератор; 8 — трансформатор собственных нужд; 9 — трансформатор связи; 10 — главное распределительное устройство; 11 — конденсатор; 12 — циркуляционный насос; 13 — конденсатный насос; 14 — подогреватель низкого давления; 15 — водоподогревательная установка; 16 — потребитель теплоты; 17 — насос обратного конденсата; 18 — деаэратор; 19 — питательный насос; 20 — подогреватель высокого давления; 21 — очистка дымовых газов; 22 — дымосос; 23 — дымовая труба; 24 — дутьевой вентилятор

Топливо после соответствующей подготовки в подготовительном устройстве 2 вместе с воздухом, проходящим через вентилятор 24, подается в топку парового котла 3. При сжигании топлива выделяется тепловая энергия, идущая на нагрев питательной воды и образования пара. Пар с высокими параметрами (давлением p и температурой t) поступает в область высокого давления турбины (ЧВД) 5, где, расширяясь, совершает работу. Часть отработанного пара возвращается в паровой котел, перегревается в промежуточном пароперегревателе 4, а затем поступает в область низкого давления турбины (ЧНД) 6. Другая часть отработанного пара ЧВД идет к потребителю теплоты 16. Пар, поступающий в ЧНД турбины, после совершения работы поступает в конденсатор 11. Из обеих частей турбины пар отбирается для нагрева воды в подогревателях низкого 14 и высокого 20 давления. Питательная вода проходит водоподготовку в водоподготовительной установке 15 с целью снижения примесей и дегазацию в деаэраторе 18 для выделения воздуха, подогревается и подается в паровой котел. Дымовые газы после очистки 21 с помощью дымососа 22 поступают в дымовую трубу 23 для рассеивания в атмосфере. Движение воды и конденсата по трубопроводам осуществляется с помощью насосов 12, 13, 17, 19.

Паровые котлы и паровые турбины являются основными агрегатами тепловой части электростанции.

Паровая турбина вместе с конденсатором, насосами, подогревателями и трубопроводами образует паротурбинную установку.

Турбина является термомеханической машиной, преобразующей энергию рабочего тела в механическую энергию вращения вала колеса турбины.

Турбина состоит из неподвижной части — корпуса и вращающейся части — рабочего колеса (рис. 7.21).

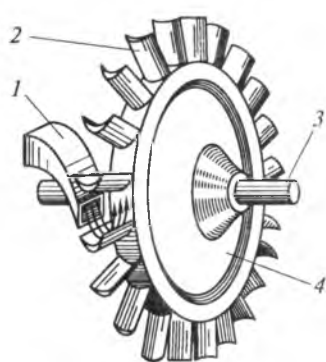


Рис. 7.21. Схема простейшей турбины:

1 — сопловой аппарат; 2 — рабочая лопатка; 3 — вал; 4 — диск

Рабочее колесо представляет собой жестко закрепленный на валу 3 диск 4 с лопатками 2. Частота вращения рабочего колеса 50 с^{-1} , что соответствует частоте переменного тока. Совокупность рабочих лопаток составляет рабочую решетку. В турбине располагаются, чередуясь, диски с рабочими лопатками и неподвижные перегородки-диафрагмы с соплами диафрагмы, закрепленными в корпусе турбины. Диафрагма и диск с рабочими лопатками образуют ступень турбины. При большом числе ступеней (20...30) турбина состоит из нескольких цилиндров. Увеличение числа ступеней способствует повышению КПД турбины, но делает турбину более сложной и дорогостоящей.

Пар через сопло подается на лопатки турбины. Турбина обычно имеет не одно сопло, а сопловой аппарат (сопловую решетку), состоящий из нескольких сопел, которые крепятся к корпусу турбины. Каналы сопловых и рабочих решеток образуют проточную часть турбины.

Для уменьшения утечек пара наружу из головной части турбины через зазоры между корпусом и валом и для уменьшения подсосов воздуха в хвостовую часть турбины, в которой обычно устанавливается вакуум, используют уплотнения.

Корпус турбины выполнен из двух частей, разделенных в горизонтальной плоскости по центральной линии вала.

Нижняя часть корпуса опирается на фундамент, а верхняя часть устанавливается на нижнюю и крепится по фланцам с помощью болтов и гаек. Диафрагмы также состоят из двух половин, каждая из которых крепится к своей части корпуса.

В паровой турбине пар, имеющий высокое давление и температуру, подается в сопло, в котором скорость пара увеличивается, а давление падает. Поскольку теплообмен не успевает совершиться, то процесс рассматривается как адиабатный.

При этих условиях в соответствии с первым законом термодинамики увеличение кинетической энергии потока происходит за счет уменьшения энтальпии пара. Это первая стадия энергетических процессов в турбине. На этой стадии идет преобразование одного вида энергии в другой.

Струя пара направляется на рабочие лопатки турбины, где кинетическая энергия сообщается ротору турбины, который начинает вращаться. Это вторая стадия энергетических процессов в турбине. На этой стадии один вид механической энергии переходит в другой. Рассмотренный принцип действия имеет место при работе активных турбин и соответственно активных ступеней турбины.

В активной турбинной ступени процесс адиабатного расширения пара в турбине протекает в соплах. Скорость истечения пара из сопла с учетом потерь рассчитывается по формуле $w = \varphi[2(h_1 - h_2)]^{1/2}$, где φ — коэффициент скорости, учитывающий потери; h_1 , h_2 — энтальпия пара на входе и выходе сопла.

Из сопла пар поступает в рабочую решетку. Разрез по сопловой и рабочей решеткам активной турбинной ступени изображен на рис. 7.22.

Пар в рабочей решетке движется по решетке с относительной скоростью v и вращается с колесом с окружной скоростью u .

На рис. 7.22 изображены векторы относительных скоростей v , векторы окружных скоростей u и векторы абсолютных скоростей w на входе и на выходе рабочей решетки.

Из треугольников скоростей находят относительную скорость на входе в рабочую решетку как векторную разность между абсолютной скоростью на выходе из сопла w_1 и окружной скоростью u_1 . Аналогично можно определить абсолютную скорость на выходе из рабочей ре-

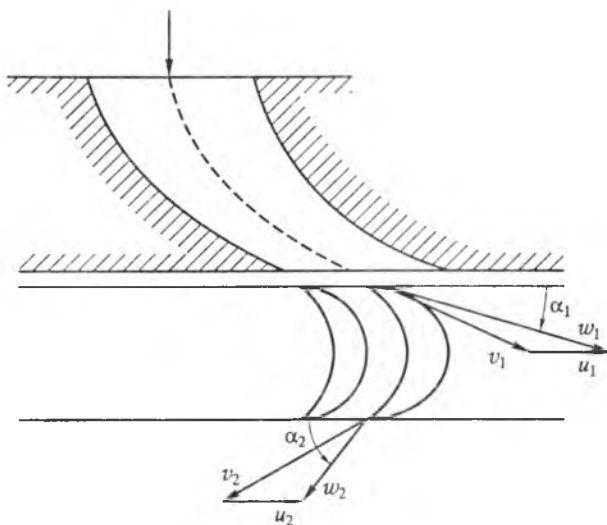


Рис. 7.22. Формирование треугольников скоростей в активной турбинной ступени

шетки w_2 как разность между относительной скоростью v_2 и окружной скоростью u : $v_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2u_1w_1 \cos \alpha_1$, $w_2^2 = v_2^2 - u_2^2 - 2u_2w_2 \cos \alpha_2$, где α_1, α_2 — углы между направлениями окружной и абсолютной скоростями на входе и выходе рабочей решетки.

Треугольники скоростей позволяют рассчитать окружное усилие P_u , Н, которое вращает ротор, и мощность N_u , Вт, развиваемую на венце лопаток ступени. Для этого используется уравнение количества движения, которое в соответствии со вторым законом Ньютона утверждает, что изменение количества движения в направлении окружной скорости некоторой массы, проходящей через рабочую решетку за время dt , равно импульсу силы: $P_u = D(w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)$, $N_u = Du(w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)$, где D — секундный расход пара, кг/с.

Как видно из уравнений наибольшее усилие и наибольшая мощность имеют место при $\alpha_2 = 90^\circ$.

Конденсатор устанавливается после турбины и представляет собой теплообменник поверхностного типа (рис. 7.23). Пар через горловину 1 подается внутрь корпуса 2 теплообменника, где омывая трубки с охлаждающей водой 4, конденсируется. Конденсат выводится из корпуса через патрубок 5. Охлаждающая вода через патрубок 6 поступает в водяную камеру 7, а затем в трубки, совершая в них два хода. Поворот хода совершается в камере 3. Через патрубок 9 охлаждающая вода выводится из корпуса конденсатора. Трубки 4 развальцованы в двух трубных решетках 8. Для поддержания хороших условий теплообмена и установления давления в корпусе кон-

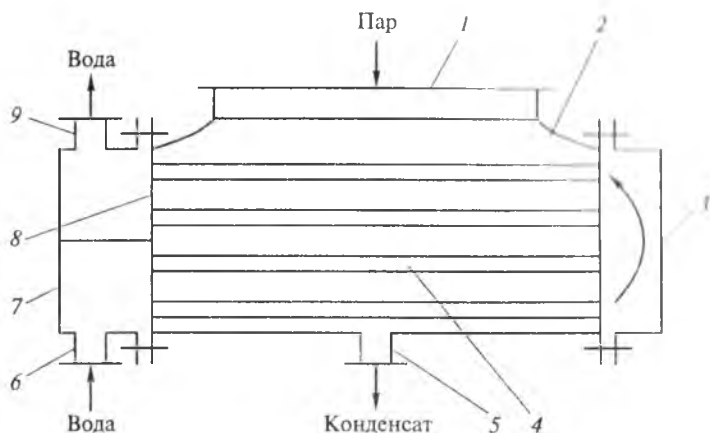


Рис. 7.23. Схема теплообменника поверхностного типа:

1 — горловина; 2 — корпус; 3, 7 — водяные камеры; 4 — трубки; 5 — патрубок для отвода конденсата; 6 — патрубок для ввода воды; 8 — трубная решетка; 9 — патрубок для вывода воды

денсатора, необходимо постоянно отводить неконденсирующиеся газы, т. е. воздух.

Температура отработанного пара паровой турбины определяется температурой охлаждающей воды в конденсаторе. При прямоточном водоснабжении, когда вода забирается из природного источника (реки, озера и т. п.), температура воды колеблется от 2 до 20 °С (среднегодовая расчетная температура принимается равной 10...12 °С). Если используется оборотное водоснабжение с охлаждением циркуляционной водой в градирнях, то температура воды меняется в зависимости от времени года от 10...12 °С до 35...40 °С.

Температура охлаждающей воды должна быть ниже температуры конденсации пара на 10...15 °С. Поэтому в летнее время, когда температура охлаждающей воды повышается и становится выше расчетной среднегодовой, температура конденсации пара также должна быть повышена, что ведет к росту давления в конденсаторе. Повышение давления отработанного пара p_2 снижает величину термического КПД цикла Ренкина.

Расход охлаждающей воды рассчитывается из условия: на 1 т конденсирующегося пара требуется 50...60 т охлаждающей воды. Тепловой баланс конденсатора можно записать в виде:

$$D(h_{\text{п}} - h') = Wc_p(t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) + Q_{\text{пот}};$$

$$D(h_{\text{п}} - h') = W(h_{\text{к}} - h_{\text{н}}) + Q_{\text{пот}},$$

где D — расход пара, кг/с; $h_{\text{п}}$, h' — энтальпии отработанного пара и конденсата, кДж/кг; W — расход охлаждающей воды, кг/с; c_p — массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг · К); $h_{\text{к}}$, $h_{\text{н}}$ — энтальпии

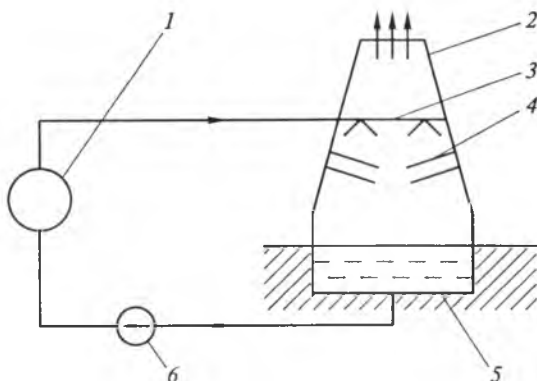


Рис. 7.24. Схема оборотного водоснабжения конденсатора с градирней: 1 — конденсатор паровой турбины; 2 — градирня; 3 — распределительный желоб; 4 — оросительное устройство; 5 — сборный бассейн; 6 — насос

тальпии воды после и до нагрева, кДж/кг; $Q_{\text{пот}}$ — тепловые потери в окружающую среду, кВт.

Кроме конденсатора поверхностного типа иногда применяют конденсаторы смешивающего типа — смесители. Охлаждающей водой в них служит предварительно охлажденный конденсат, который, смешиваясь с паром, конденсирует его.

В этом случае тепловой баланс конденсатора выглядит следующим образом:

$$D(h_{\text{п}} - h') + D_{\text{к}}(h_{\text{к2}} - h_{\text{к1}}) = (D + D_{\text{к}})c_p(t_2 - t_1),$$

где $D_{\text{к}}$ — расход охлажденного конденсата, кг/с; $h_{\text{к1}}$, $h_{\text{к2}}$ — энтальпии охлажденного конденсата до и после смешения, кДж/кг; t_2 , t_1 — температуры смеси до и после смешения, °С; c_p — теплоемкость смеси, кДж/(кг · К).

На рис. 7.24 показана схема оборотного водоснабжения конденсатора с градирней. Нагретая в конденсаторе 1 циркуляционная вода подается в градирню 2, где разбрызгивается с помощью распределительного желоба 3 на оросительное устройство 4. В нижнюю часть градирни поступает холодный воздух, который за счет нагрева поднимается вверх, охлаждая воду. Иногда движение воздуха обеспечивается с помощью вентиляторов, создающих более интенсивное его движение. Охлажденная циркуляционная вода собирается в сборном бассейне 5 охлаждающей воды, откуда насосом 6 подается в конденсатор.

Контрольные вопросы

1. На каких типах электростанций вырабатывается электрическая энергия? 2. Как классифицируют электрические станции? 3. Из чего состоит

тепловая электростанция? 4. Нарисуйте технологическую схему тепловой электростанции. 5. Как устроена паровая турбина? 6. Назовите принцип работы активной паровой турбины. 7. Как строятся треугольники скоростей и что можно рассчитать с их помощью? 8. Как устроен конденсатор турбины? 9. Тепловой баланс конденсатора. 10. Нарисуйте схему прямо-точного и обратного водоснабжения конденсатора.

7.5. Атомные электростанции

Основным оборудованием АЭС являются: атомный реактор, турбинная установка, электротехническое хозяйство, система управления энергооборудованием.

В зависимости от типа реактора, используемого теплоносителя и других факторов тепловая схема АЭС может быть одно-, двух- и трехконтурной.

Одноконтурные и двухконтурные схемы применяют на АЭС с реакторами на тепловых нейтронах, трехконтурные — на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах.

В *одноконтурной схеме* (рис. 7.25) вода и ее пар одновременно являются теплоносителями и замедлителями в кипящих реакторах и рабочим телом в паротурбинной установке. В реакторе 1 ядра тяжелых элементов делятся, при этом выделяется большое количество теплоты, отводимое водой, которая превращается в пар. Вода, омывая тепловыделяющие элементы с высокой радиоактивностью, становится радиоактивной.

Образующийся в активной зоне реактора пар направляется в турбину 2, где совершает работу. Турбина является приводом электрогенератора 3, вырабатывающего электрическую энергию. Отра-

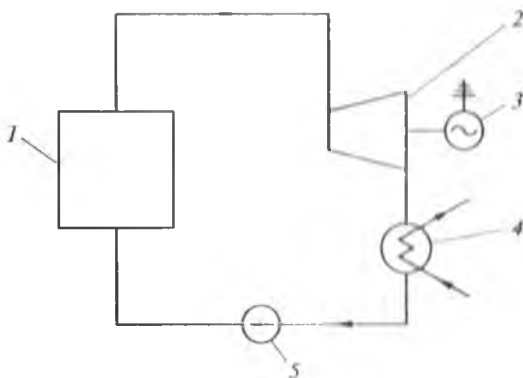


Рис. 7.25. Схема одноконтурной АЭС:

1 — реактор; 2 — паровая турбина; 3 — электрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — питательный насос

ботанный пар поступает в конденсатор 4 для конденсации. Конденсат питательным насосом 5 снова подается в реактор.

Достоинства одноконтурной схемы состоят в ее простоте и большой тепловой экономичности. Однако в этой схеме все оборудование работает в радиационно-активных условиях.

В двухконтурной схеме АЭС (рис. 7.26) теплоноситель и рабочее тело движутся по разным контурам, общим элементом которых является парогенератор (теплообменник).

В качестве теплоносителя, отводящего теплоту, выделяемую в реакторе, могут использоваться вода, жидкие металлы (натрий, калий), органические соединения и газы (гелий, оксид углерода и др.).

Нагретый в реакторе 1 теплоноситель поступает в парогенератор 2, где отдает теплоту рабочему телу второго контура. После этого теплоноситель с помощью насоса 8 возвращается вновь в реактор. Все оборудование первого контура радиоактивно, поэтому оно отделено от остальной части электростанции специальной биологической защитой 7. Полученный в парогенераторе 2 водяной пар направляется в паровую турбину 3, где совершает работу. Электрическая энергия вырабатывается электрогенератором 4. Отработанный пар поступает в конденсатор 5, конденсируется и питательным насосом 6 возвращается в парогенератор. Таким образом, циркулирующее во втором контуре рабочее тело практически не радиоактивно.

Необходимость исключения возможности взаимодействия радиоактивного теплоносителя (натрия) с водой привело к созданию трехконтурной схемы, по которой работают АЭС на быстрых нейтронах.

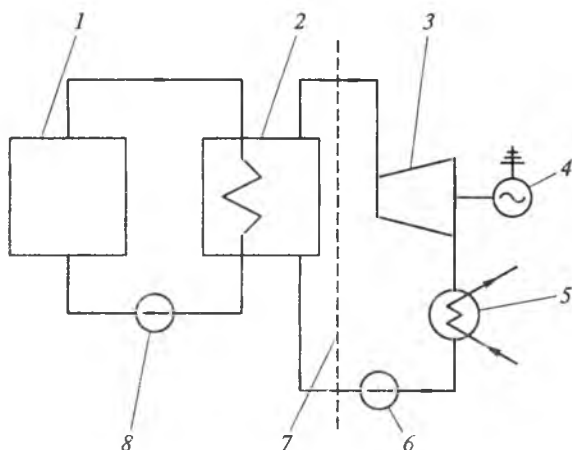


Рис. 7.26. Схема двухконтурной АЭС:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — паровая турбина; 4 — электрогенератор; 5 — конденсатор; 6 — питательный насос; 7 — биологическая защита; 8 — насос

Жидкий натрий, обладая хорошими теплофизическими свойствами, обеспечивает эффективную передачу теплоты в активной зоне реактора. Это очень важно для реакторов на быстрых нейтронах, так как они имеют высокую концентрацию делящихся материалов в единице объема активной зоны, а, следовательно, и большую удельную тепловую мощность. Однако натрий активно вступает в химическое взаимодействие с водой с выделением большого количества теплоты, что может привести к аварийным ситуациям.

В трехконтурной схеме АЭС (рис. 7.27) жидкий натрий из реактора 1 поступает в промежуточный теплообменник 2, отдает теплоту нерадиоактивному теплоносителю, тоже натрию, и циркуляционным насосом 10 возвращается в реактор.

Нагретый в промежуточном теплообменнике 2 теплоноситель поступает в парогенератор 3, где отдает теплоту рабочему телу — воде, которая превращается в пар. Натрий насосом 9 возвращается в промежуточный теплообменник. Образующийся пар идет в паровую турбину 4, являющуюся приводом электрогенератора 5. Пар из турбины направляется в конденсатор 6, а конденсат питательным насосом 7 подается в парогенератор.

Промежуточный контур повышает надежность и безопасность АЭС, однако приводит к значительному увеличению капитальных вложений. Отличие тепловой схемы АЭС от тепловой схемы ПТЭС заключается в наличии реактора. Реактор в одноконтурной установке выполняет функции как топочного устройства, так и парового котла, а в двухконтурной и трехконтурной установках заме-

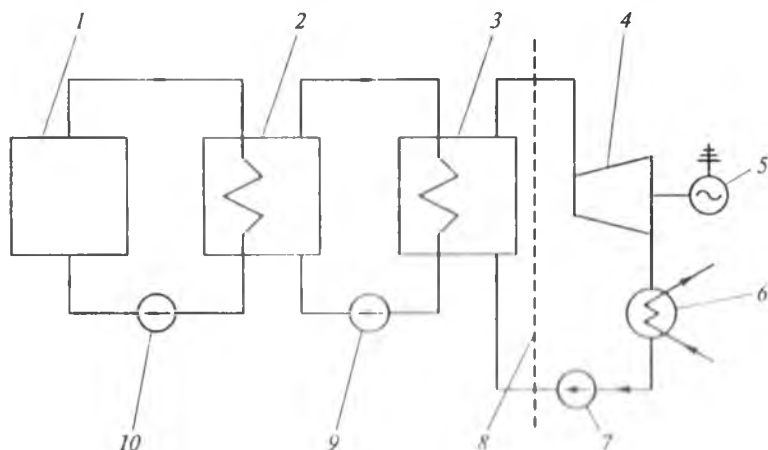


Рис. 7.27. Схема трехконтурная АЭС

1 — реактор; 2 — промежуточный теплообменник; 3 — парогенератор; 4 — паровая турбина; 5 — электрогенератор; 6 — конденсатор; 7 — питательный насос; 8 — биологическая защита; 9, 10 — насосы

няет только топочное устройство. Причем роль горячих продуктов сгорания топлива играет промежуточный теплоноситель, отдающий свою теплоту рабочему телу либо в парогенераторе, либо в промежуточном теплообменнике.

В качестве реакторов на медленных (тепловых) нейтронах используются реакторы типа ВВЭР (водо-водяные реакторы) и типа РБМК (водографитовые).

В водо-водяных реакторах вода является и замедлителем нейтронов, и теплоносителем.

В водографитовых реакторах графит является замедлителем нейтронов, а вода — теплоносителем.

ВВЭР мощностью 1 000 МВт вырабатывает насыщенный пар с давлением примерно 6,4 МПа и температурой 278,5 °С. Водографитовый реактор РБМК мощностью 1 000 МВт вырабатывает насыщенный пар давлением 7 МПа и температурой 285,8 °С. В связи с аварией на Чернобыльской АЭС в настоящее время предпочтение отдается водо-водяным реакторам.

Цикл, совершаемый в паротурбинной части двухконтурной установки, на рис. 7.28 изображен в T,s -диаграмме. В парогенераторе протекает изобарный подогрев воды 4—5 и получение сухого насыщенного пара 5—1. В турбине адиабатное расширение пара отражает процесс 1—2. Изобарно-изотермический процесс конденсации изображен линией 2—3. Адиабатное сжатие воды в насосе — процесс 3—4.

Термический КПД цикла рассчитывают по формуле $\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_4) = (h_1 - h_2)/(h_1 - h'_2)$, где $h_1, h_2, h_4 = h'_2$ — энтальпии в характерных точках цикла.

За счет относительно низкой температуры рабочего тела на входе в паровую турбину термический КПД цикла атомных электростанций меньше термического КПД тепловых электростанций.

Тепловая мощность Q , Вт, реактора определяется по количеству теплоты, передаваемой теплоносителем рабочему телу $Q = m(h_n - h_k)$, где m — расход теплоносителя, кг/с; h_n, h_k — начальная и конечная энтальпии теплоносителя, кДж/кг.

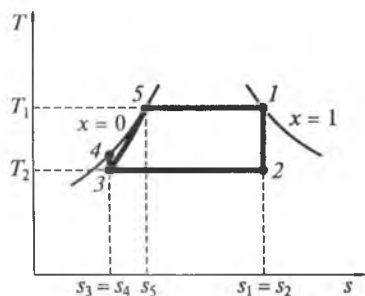


Рис. 7.28. Цикл, совершаемый в паротурбинной части атомной энергетической установки:

1—2 — адиабатный процесс расширения пара в турбине; 2—3 — изобарно-изотермическая конденсация; 3—4 — адиабатный процесс сжатия воды в насосе; 4—5 — изобарный нагрев воды; 5—1 — изобарно-изотермический процесс парообразования

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте схему одноконтурной АЭС. В чем ее достоинства и недостатки? 2. Нарисуйте схему двухконтурной АЭС. Перечислите ее достоинства и недостатки. 3. Нарисуйте схему трехконтурной АЭС. В чем ее достоинства и недостатки? 4. Из чего состоит цикл атомной станции, работающей на насыщенном паре? 5. Как определяется термический КПД цикла? 6. Как определяется тепловая мощность реактора? 7. Назовите задачи, стоящие перед атомной энергетикой.

7.6. Охрана окружающей среды при работе ТЭЦ и котельных установок

При работе тепловых электростанций и котельных происходит загрязнение атмосферы и водоемов вредными выбросами.

Загрязнение атмосферы. Вредные выбросы в атмосферу поступают в виде твердых частиц (зола и сажа), а также газообразных токсичных веществ: оксидов серы (SO_2 , SO_3), азота (NO_x), углерода (CO , CO_2), фтористых соединений, углеводородов (CH_4 , C_2H_6), а также канцерогенных углеводородов, например бензопирен и др. Количество и содержание вредных выбросов в атмосферу определяется видом топлива и организацией процесса горения.

Выброс сернистых соединений обуславливается содержанием серы в топливе. В твердом топливе она находится в виде включений железного колчедана, сульфатной серы, а также входит в состав органической массы топлива.

Обогащение угля приводит к снижению содержания железного колчедана. При гидротермической очистке угля из него могут быть удалены как железный колчедан, так и органическая сера. Известен способ связывания серы в кипящем слое, состоящем из угля и размолотого известняка. При температуре около 900°C происходит диссоциация CaCO_3 на CO_2 и CaO ; CaO вступает в реакцию с серой, образуя CaSO_4 . В этом случае очистка угля от серы достигает 90 %.

Содержание серы в жидком топливе можно уменьшить воздействием высоких температур с использованием катализаторов (газификация) или без них (пиролиз). Из-за сложности и высокой стоимости эти способы очистки мазута от серы в котельных не применяют. Дымовые газы от оксидов серы очищаются с помощью скрубберов Вентури, в которых происходит процесс абсорбции водой, или суспензией измельченного известняка. Степень очистки составляет 85 %.

Выброс оксидов азота можно уменьшить посредством рациональной организации процесса горения: двухстадийного сжигания топлива, подачи воды и пара в зону горения, уменьшением избытка воздуха в топке, рециркулирующей дымовых газов в топочную каме-

ру. Удаление оксидов азота из дымовых газов можно провести путем абсорбции раствором аммиака, адсорбцией силикагелем или торфощелочным сорбентом. Общее количество выбросов SO_2 и NO_x на душу населения в России составляет 18 кг в год.

Выброс твердых частиц можно снизить с помощью различных золоуловителей: инерционными сухими и мокрыми фильтрами, электрофильтрами, комбинированными устройствами. Перспективным направлением уменьшения выбросов вредных веществ в атмосферу является энерготехнологическое использование топлива, когда дымовые газы являются сырьем для получения ценных химических продуктов.

Загрязнение водоемов. К вредным выбросам в гидросферу относятся сточные воды из системы гидрозолоудаления, подготовки воды, отработанные растворы химической очистки обогатительного, растворы от промывки котлов, работающих на мазуте, и т.д. Количество этих стоков и загрязнение ими различны и зависят от производительности ТЭЦ, вида используемого топлива, способа водоочистки и золоудаления и др.

Снижение загрязнений водоемов сточными водами возможно в результате очистки всех стоков до предельно допустимых концентраций вредных веществ за счет внедрения оборотных систем с многократным использованием воды. При этом степень очистки и количество воды, забираемой из источников, уменьшаются.

Способ очистки сточных вод зависит от состава вредных примесей. Если в сточных водах содержатся нефтепродукты, то применяют отстаивание в нефтеловушках и флотацию. Выделенные нефтепродукты направляют в мазутосборник, а затем — после подогрева — в котельную для сжигания. При очистке сточных вод после промывки котлов воду нейтрализуют щелочными растворами и отстаивают. Современные ТЭС (ТЭЦ) имеют очистные сооружения для сточных вод, включающие механические, физико-химические и биологические установки.

При сбросе сточных вод в водоемы происходит загрязнение водоемов и повышение температуры воды в них. Согласно водно-санитарному законодательству летняя температура воды при сбросе сточных вод не должна превышать среднемесячную температуру воды самого жаркого месяца года за последние 10 лет более чем на 3°C .

Контрольные вопросы

1. Перечислите вредные выбросы, поступающие в атмосферу, при работе ТЭЦ и котельных установок. 2. Назовите мероприятия, направленные на уменьшение вредных выбросов в атмосферу при работе ТЭЦ и котельных установок. 3. Перечислите вредные выбросы, поступающие в гидросферу при работе ТЭЦ и котельных установок. 4. Назовите мероприятия, направленные на уменьшение вредных выбросов в гидросферу при работе ТЭЦ и котельных установок.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Соотношение между единицами работы и теплоты

Единица измерения	Дж	эрг	кгс · м	ккал	кВт · ч
1 Дж	1	10^7	0,102	$2,38 \cdot 10^{-4}$	$2,77 \cdot 10^{-7}$
1 эрг	10^{-7}	1	$10,19 \cdot 10^{-9}$	$23,8 \cdot 10^{-12}$	$27,7 \cdot 10^{-15}$
1 кгс · м	9,806	$98,06 \cdot 10^6$	1	$2,34 \cdot 10^{-3}$	$2,27 \cdot 10^{-6}$
1 ккал	4 186,8	$4,186 \cdot 10^{10}$	426,9	1	$1,163 \cdot 10^{-3}$
1 кВт · ч	$3,6 \cdot 10^6$	$36 \cdot 10^{12}$	367 098	859,8	1

Приложение 2

Физические свойства сухого воздуха при $p = 0,101$ МПа

T, K	$t, ^\circ C$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
263	-10	1,342	1,009	2,361	16,7	12,43	0,712
273	0	1,293	1,005	2,442	17,2	13,28	0,707
283	10	1,247	1,005	2,512	17,7	14,16	0,705
293	20	1,205	1,005	2,593	18,1	15,06	0,703
303	30	1,165	1,005	2,675	18,6	16,00	0,701
313	40	1,128	1,005	2,756	19,1	16,96	0,699
323	50	1,093	1,005	2,826	19,6	17,95	0,698
333	60	1,060	1,005	2,896	20,1	18,97	0,696
343	70	1,029	1,009	2,966	20,6	20,02	0,694
353	80	1,000	1,009	2,047	21,1	21,09	0,692
363	90	0,972	1,009	3,128	21,5	22,10	0,690
373	100	0,946	1,009	3,210	21,9	23,13	0,688
473	200	0,746	1,026	3,931	26,0	40,61	0,680
573	300	0,615	1,047	4,606	29,7	48,33	0,674

Истинные теплоемкости некоторых газов, кДж/(кг·К)

Температура t , °С	Воздух			Водяной пар			Азот			Кислород		
	c_p	c_v	$k = c_p/c_v$	c_p	c_v	$k = c_p/c_v$	c_p	c_v	$k = c_p/c_v$	c_p	c_v	$k = c_p/c_v$
-50	1,0019	0,7147	1,4020	—	—	—	1,0387	0,7419	1,4000	0,9102	0,6502	1,4000
0	1,0032	0,7159	1,4010	1,8606	1,3992	1,3300	1,0387	0,7419	1,4000	0,9136	0,6536	1,3980
50	1,0057	0,7184	1,3990	1,8711	1,4097	1,3270	1,0400	0,7432	1,3990	0,9215	0,6615	1,3930
100	1,0098	0,7226	1,3970	1,8899	1,4285	1,3230	1,0421	0,7444	1,3990	0,9328	0,6728	1,3860
200	1,0241	0,7369	1,3890	1,9393	1,4779	1,3120	1,0517	0,7549	1,3930	0,9630	0,7030	1,3700
300	1,0446	0,7574	1,3790	2,0000	1,5386	1,3000	1,0693	0,7725	1,3840	0,9948	0,7348	1,3540
400	1,0680	0,7808	1,3680	2,0649	1,6035	1,2870	1,0911	0,7942	1,3740	1,0237	0,7637	1,3400
500	1,0919	0,8047	1,3570	2,1328	1,6714	1,2760	1,1158	0,8189	1,3620	1,0480	0,7880	1,3300
1 000	1,1844	0,8972	1,3200	2,4794	2,0180	1,2290	1,2154	0,9186	1,3230	1,1225	0,8625	1,3030
1 500	1,2347	0,9475	1,3030	2,7495	2,2881	1,2020	1,2694	0,9726	1,3060	1,1627	0,9027	1,2880

Приложение 4

Средние массовые теплоемкости газов при постоянном давлении, кДж/(кг · К)

$t, ^\circ\text{C}$	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Сухой воздух
0	0,915	1,030	1,039	0,814	1,859	0,607	1,003
100	0,923	1,031	1,041	0,865	1,872	0,636	1,006
200	0,935	1,034	1,046	0,910	1,893	0,662	1,011
300	0,950	1,040	1,053	0,948	1,919	0,687	1,019
400	0,965	1,047	1,063	0,982	1,917	0,708	1,028
500	0,979	1,056	1,074	1,012	1,977	0,724	1,038
600	0,992	1,066	1,086	1,039	2,009	0,737	1,049
700	1,004	1,077	1,097	1,063	2,041	0,754	1,060
800	1,015	1,088	1,109	1,085	2,075	0,762	1,071
900	1,025	1,098	1,120	1,104	2,109	0,775	1,081
1 000	1,035	1,107	1,130	1,122	2,143	0,783	1,090

Приложение 5

Энтальпия h , кДж/кг, энтропия s , кДж/(кг · К), внутренняя энергия u , кДж/кг, некоторых газов

$T, ^\circ\text{C}$	Воздух			O_2			N_2		
	h	s	u	h	s	u	h	s	u
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	100,6	0,3128	71,9	92,3	0,3	66,2	103,2	0,3215	80,8
200	202,3	0,5543	144,8	187,5	0,5	134,9	206,9	0,5681	155,0
300	305,7	0,7524	219,5	285,0	0,7	206,8	312,0	0,7695	230,4
400	411,3	0,9224	296,4	386,0	0,9	281,9	419,1	0,9416	317,8
500	519,6	1,071	375,7	489,4	1,0	359,5	528,4	1,093	387,8
1 000	1 091,0	1,64	803,7	1 035,0	1,5	774,8	1 108,0	1,671	818,8
1 500	1 697,0	2,041	1 266,2	1 607,0	1,9	1 216,8	1 725,0	2,077	1 286,3

Приложение 6

Свойства газов при $t = 20^\circ\text{C}$ и $p = 0,1$ МПа

Вещество	Формула	Молярная масса M , кг/кмоль	c_p , кДж/(кг · К)	ρ , кг/м ³
Аммиак	NH_3	17	2,22	0,77
Бензол	C_6H_6	78,1	1,25	—
Водяной пар	H_2O	18	1,97	0,73
Этан	C_2H_6	30,1	1,73	1,36
Сухой воздух	—	29	1	1,19

Теплоемкость водяного пара

$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$c_v, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$k = c_p/c_v$
0	1,86	1,39	1,33
25	1,86	1,40	1,33
50	1,87	1,40	1,32
75	1,87	1,41	1,32
100	1,88	1,42	1,32
125	1,90	1,43	1,32
150	1,91	1,45	1,31
200	1,93	1,47	1,31
300	2,00	1,53	1,30
400	2,06	1,60	1,28
500	2,13	1,67	1,27

Теплоемкость воды при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$c_v, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$c_p - c_v$
0	4,22	4,22	0
10	4,191	4,187	0,004
20	4,183	4,153	0,030
30	4,178	4,102	0,058
40	4,178	4,078	0,1
50	4,183	4,032	0,151
60	4,183	3,982	0,201
70	4,191	3,931	0,260
80	4,195	3,877	0,318
90	4,204	3,823	0,381
100	4,216	3,768	0,448

Энтальпия воды при температуре 100 °С

p , МПа	h , кДж/кг
0,1	417,51
20	434,0
40	449,2
60	464,4
80	479,7
100	495,1

Таблица физических свойств воды при $p = 0,1$ МПа

t , °С	ρ , кг/м ³	$10^6 \mu$, Па·с	$10^6 \nu$, м ² /с	c_p , кДж/(кг·К)	Pr
10	999,7	1 308	1,3	4,19	9,45
20	998,2	1 004	1,02	4,18	7,03
30	995,7	801,5	0,8	4,17	5,45
40	992,2	653,3	0,65	4,17	4,38
50	988,1	549,4	0,55	4,18	3,59
60	983,1	469,9	0,47	4,19	3,03
70	977,8	406,1	0,41	4,2	2,58
80	971,6	355,1	0,36	4,19	2,22
90	985,3	314,9	0,32	4,20	1,97
100	958,4	282,5	0,29	4,22	1,75

Параметры насыщенного водяного пара по давлению

p , МПа	t_s , °C	$v' \cdot 10^{-3}$, м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·K)	s'' , кДж/(кг·K)
0,001	6,92	1,0	129,9	0,0077	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,003	24,1	1,003	45,66	0,0219	101,04	2545	2444	0,3546	8,576
0,004	28,98	1,004	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,008	41,54	1,009	18,1	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,328
0,010	45,84	1,01	14,65	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,020	60,08	1,017	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,030	69,12	1,022	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,050	81,35	1,03	3,239	0,3087	340,6	2645	2305	1,091	7,593
0,100	99,64	1,043	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,36
0,120	104,8	1,047	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
0,160	113,3	1,054	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,455	7,202
0,200	120,2	1,061	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
0,260	128,7	1,069	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,04
0,300	133,5	1,073	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,400	143,6	1,084	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
0,500	151,8	1,093	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,86	6,822
0,600	158,8	1,101	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761

0,800	170,4	1,115	0,2403	4,161	720,9	2 769	2 048	2,046	6,663
1,000	179,9	1,127	0,1946	5,139	762,7	2 778	2 015	2,138	6,587
1,400	195	1,149	0,1408	7,103	830	2 790	1 960	2,284	6,466
1,800	207,1	1,1678	0,1104	9,058	884,4	2 796	1 910	2,397	6,379
2,000	212,4	1,1766	0,09958	10,041	908,5	2 799	1 891	2,447	6,34
3,000	233,8	1,2163	0,06665	15,0	1008,3	2 804	1 796	2,646	6,186
4,000	250,3	1,2520	0,04977	20,09	1087,5	2 801	1 713	2,796	6,07
5,000	263,9	1,2857	0,03944	25,35	1154,4	2 794	1 640	2,921	5,973
6,000	275,6	1,3185	0,03243	30,84	1213,9	2 785	1 570,9	3,027	5,89
7,000	285,8	1,3510	0,02737	36,54	1267,4	2 772	1 1504,9	3,122	5,814
8,000	295	1,3838	0,02352	42,52	1317	2 758	1 441,1	3,208	5,745
9,000	303,3	1,4174	0,02048	48,83	1363,7	2 743	1 379,3	3,287	5,678
10,000	311	1,4521	0,01803	55,46	1407,7	2 725	1 317	3,36	5,615
12,000	324,6	1,5270	0,01426	70,13	1491,1	2 685	1 193,5	3,496	5,493
14,000	336,6	1,6110	0,01149	87,03	1570,8	2 638	1 066,9	3,623	5,372
15,000	342,1	1,6580	0,01035	96,62	1610	2 611	1 001,1	3,684	5,31
16,000	347,3	1,7100	0,009318	107,3	1650	2 582	932	3,746	5,247
18,000	357	1,8370	0,007504	133,2	1732	2 510	778,2	3,871	5,107
20,000	365,7	2,0400	0,00585	170,9	1827	2 410	583	4,015	4,928
22,000	373,7	2,7300	0,00367	272,5	2006	2 192	182	4,303	4,591

Параметры воды и перегретого водяного пара

	p , МПа	$t = 60^\circ\text{C}$	$t = 100^\circ\text{C}$	$t = 200^\circ\text{C}$	$t = 300^\circ\text{C}$	$t = 400^\circ\text{C}$	$t = 500^\circ\text{C}$	$t = 550^\circ\text{C}$
0,01	v , м ³ /кг	15,35	17,2	21,83	26,46	31,08	35,7	38,01
	h , кДж/кг	2611	2688	2879	3077	3280	3490	3598,0
	s , кДж/(кг·К)	8,227	8,442	8,897	9,274	9,601	9,895	10,031
0,03	v , м ³ /кг	0,001017	5,713	7,264	8,809	10,351	11,891	12,661
	h , кДж/кг	251,1	2685	2878	3076	3280	3490	3598
	s , кДж/(кг·К)	0,8307	7,931	8,388	8,766	9,093	9,388	9,526
0,05	v , м ³ /кг	0,001017	3,42	4,355	5,284	6,209	7,136	7,598
	h , кДж/кг	251,1	2683	2877	3076	3278	3489	3597
	s , кДж/(кг·К)	0,8307	7,693	8,152	8,531	8,864	9,152	9,29
0,1	v , м ³ /кг	0,001017	1,695	2,172	2,638	3,102	3,565	3,797
	h , кДж/кг	251,1	2676	2875	3074	3278	3488	3596,0
	s , кДж/(кг·К)	0,8307	7,361	7,828	8,211	8,541	8,833	8,969
0,2	v , м ³ /кг	0,001017	0,0010434	1,08	1,316	1,549	1,781	1,897
	h , кДж/кг	251,2	419	2870	3071	3276	3487	3595,0
	s , кДж/(кг·К)	0,8307	1,367	7,501	7,887	8,219	8,512	8,648
0,3	v , м ³ /кг	0,001017	0,0010434	0,7161	0,875	1,032	1,187	1,264
	h , кДж/кг	251,3	419,1	2864	3068	3275	3486	3594,0
	s , кДж/(кг·К)	0,8304	1,3066	7,306	7,695	8,03	8,324	8,46
0,5	v , м ³ /кг	0,001017	0,0010433	0,4249	0,5224	0,6173	0,7109	0,7576
	h , кДж/кг	251,4	419,1	2854	3062	3272	3484	3592,0
	s , кДж/(кг·К)	0,8302	1,3063	7,056	7,454	7,791	8,086	8,223

0,7	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001017 251,6 0,8301	0,0010432 419,1 1,3061	0,2998 2,844 6,884	0,3711 3,056 7,291	0,4396 3,272 7,791	0,5069 3,482 7,929	0,5403 3,598,0 8,005
1	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001017 251,8 0,8298	0,001013 419,6 1,3068	0,206 2,827 6,692	0,2578 3,048 7,116	0,3065 3,263 7,461	0,3549 3,479 7,761	0,3746 3,588,0 7,898
2	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001016 252,6 0,8294	0,0010424 420,1 1,3048	0,0011564 852,4 2,328	0,1255 3,019 6,757	0,1511 3,246 7,122	0,1755 3,468 7,429	0,1875 3,578,0 7,569
5	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001015 255,3 0,8273	0,0010408 422,5 1,302	0,001153 853,6 2,332	0,04539 2,920 6,2	0,05781 3,193 6,64	0,06858 3,433 6,974	0,0737 3,550,0 7,12
7	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001014 257,9 0,8263	0,00104 424,1 1,3003	0,0011522 854,5 2,319	0,02948 2,835 5,925	0,03997 3,155 6,442	0,04817 3,409 6,795	0,05197 3,530,0 6,947
10	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,001013 259,6 0,8247	0,0010386 426,5 1,2982	0,0011482 856 2,314	0,001397 1,342,2 3,244	0,02646 3,093 6,207	0,03281 3,372 6,596	0,03566 3,499,0 6,756
20	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,0010083 268,1 0,8188	0,0010339 434,2 1,2909	0,0011393 860,6 2,299	0,0013598 1,333,2 3,204	0,00998 2816,0 5,553	0,01478 3,238,0 6,144	0,01653 3,390,0 6,339
30	v , м ³ /кг h , кДж/кг s , кДж/(кг·К)	0,0010041 276,5 0,814	0,0010293 441,9 1,2834	0,0011305 865,4 2,287	0,0013311 1,329,0 3,171	0,00283 2155,0 4,476	0,00569 3,073,0 5,729	0,01016 3,265 6,045

Примечание. Числа слева от жирной линии — вода, справа — перегретый пар.

Физические параметры воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ МПа}$	$c_p, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$\lambda, \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,00061	4,212	0,551	1 788	1,789	13,08	13,67
10	0,00123	4,191	0,575	1 305	1,306	13,72	9,52
20	0,00234	4,183	0,599	1 004	1,006	14,33	7,02
30	0,00424	4,174	0,618	801	0,805	14,86	5,42
40	0,00738	4,174	0,634	653	0,659	15,30	4,31
50	0,01234	4,174	0,648	549	0,556	15,69	3,54
60	0,01992	4,178	0,659	470	0,478	16,05	2,98
70	0,03116	4,187	0,668	406	0,415	16,30	2,55
80	0,04736	4,195	0,675	355	0,365	16,55	2,21
90	0,07011	4,208	0,68	315	0,326	16,75	1,95
100	0,10132	4,22	0,683	282	0,295	16,88	1,75
110	0,14327	4,233	0,685	259	0,272	17,02	1,60
120	0,19854	4,25	0,686	237	0,252	17,11	1,47
130	0,27011	4,266	0,686	218	0,233	17,19	1,36
140	0,3614	4,287	0,685	201	0,217	17,25	1,26
150	0,476	4,312	0,684	186	0,203	17,27	1,17
160	0,618	4,346	0,683	174	0,191	17,30	1,10
170	0,792	4,379	0,679	163	0,181	17,27	1,05
180	1,0027	4,417	0,675	153	0,173	17,22	1,00
190	1,2553	4,459	0,67	144	0,165	17,13	0,96
200	1,555	4,505	0,663	136	0,158	17,05	0,93
220	2,3202	4,614	0,645	125	0,148	16,63	0,89
240	3,348	4,756	0,628	115	0,141	16,22	0,87
260	4,694	4,949	0,605	106	0,135	15,58	0,87
280	6,419	5,229	0,575	98	0,131	14,63	0,90
300	8,592	5,736	0,54	91	0,128	13,19	0,97

Критические параметры некоторых веществ

Вещество	t_k , °C	p_k , МПа	Молярная масса
Азот	-147	3,39	28,01
Аммиак	132,3	11,28	17,03
Вода	374,15	22,129	18,01
Водород	-239,9	1,29	2,01
Гелий	-267,9	0,228	4,0
Кислород	-118,4	5,07	31,99
Оксид углерода (IV)	31,04	7,412	28,0
Углерод	-6000	-690	12,0
Этиловый спирт	243,1	6,38	46

Приложение 15

Плотность теплоносителей ρ , кг/м³, при $p = 0,1$ МПа

Вещество	Температура, t , °C			
	20	40	60	80
Ацетон	791	768	746	719
Бензол	879	858	836	815
Вода	998	992	983	972
Метиловый спирт	792	774	756	736
Толуол	866	847	828	808
Этиловый спирт	789	772	754	735

Приложение 16

Удельная теплота парообразования некоторых веществ, кДж/кг

Вещество	Температура t , °C				
	0	20	60	100	140
Аммиак	1 265,4	1 190	—	—	—
Ацетон	565,7	553,1	519,6	473,5	—
Бензол	448,3	435,8	408,5	379,2	346,1
Диэтиловый эфир	387,6	366,6	326,4	282,4	228,4
Метиловый спирт	1 198,3	1 173,2	1 110,4	1 013,9	892,6
Толуол	414,8	407,7	388,8	368,7	344,0
Уксусная кислота	—	—	—	406,4	395,5
Этилацетат	427,4	411,5	385,9	355,7	317,2
Этиловый спирт	921,8	913,4	879,9	812,9	712,3

Основные свойства хладагентов

Хладагент	Молярная масса, M	Температура кипения при 0,1 МПа, t , °C	Температура		Критические параметры	
			воспламенения, t , °C	затвердевания, t , °C	p_k , МПа	t_k , °C
Аммиак	17,03	-33,35	651	-77,7	11,52	132,4
Хлористый метил	50,49	-23,7	632	-97,6	6,8	143,1
Монофтортрихлорметан (фреон-11)	137,39	23,7	632	-111	4,46	198
Дифтордихлорметан (фреон-12)	120,92	-29,8	632	-155	4,08	111,5
Дифтордихлорметан (фреон-22)	86,48	-40	632	-160	5,03	96
Тetraфтордихлорэтан (фреон-114)	170,91	3,55	632	-93,9	13,34	145,7
Дифтормонохлорэтан	100,48	-9,21	632	-130,8	4,2	137

Физические свойства насыщенного пара аммиака

t , °C	p , бар	Удельный объем, m^3/kg		Плотность, kg/m^3		Удельная теплота парообразования, a , kJ/kg
		$v' \cdot 10^3$	v''	$\rho' \cdot 10^3$	ρ''	
-35	0,96	1,46	1,21	0,68	0,82	1 374
-30	1,23	1,47	0,96	0,67	1,03	1 360
-25	1,57	1,48	0,77	0,67	1,29	1 345
-20	1,97	1,50	0,62	0,66	1,60	1 329
-15	2,45	1,51	0,50	0,65	1,96	1 314
-10	3,01	1,53	0,41	0,64	2,39	1 297
-5	3,68	1,54	0,34	0,63	2,88	1 281
0	4,45	1,56	0,28	0,63	3,45	1 263
5	5,35	1,58	0,24	0,62	4,10	1 246
10	6,39	1,60	0,20	0,61	4,85	1 227
15	7,57	1,61	0,17	0,61	5,71	1 210
20	8,91	1,63	0,14	0,60	6,69	1 188
25	10,42	1,65	0,12	0,59	7,79	1 168
30	12,1	1,68	0,11	0,58	9,03	1 146
35	14,03	1,70	0,09	—	10,43	1 124

Условия вредности хладагентов

Хладагент	Класс токсичности	Опасная концентрация агента в воздухе, % по объему	Время пребывания, мин	Пределы взрывания при содержании агента в воздухе, г/м ³
Аммиак	2*	0,5 ... 1,0	30	92 ... 190
Хлористый метил	3(4)	2,5 ... 3,0	60	170 ... 360
Фреон-21, фреон-142*	4(5)	20 ... 25	60	—
Фреон-11, фреон-22	5	25 ... 30	60	—
Фреон-12, фреон-114	6	30	120	—

* Наиболее токсичные хладагенты имеют меньший класс токсичности.

** Фреоны не горят и не взрываются.

Характеристика топлива

Вид топлива	Марка	Нижшая теплота сгорания $Q_{п}$, МДж/кг	
Уголь	Д	20,3	
	Т	24,7	
	ПС	38,2	
	Б	15,2	
	АП	27,1	
Мазут малосернистый	10	41,3	
	20	40,4	
	40	39,5	
	80	38,7	
Мазут сернистый	10	40,3	
	20	39,6	
	40	38,8	
Природный газ:			
	мелитопольский	—	35,2
	бугурусланский	—	33,9
	ставропольский	—	35,5
	ухтинский	—	33,3
	саратовский	—	35,8

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Баскаков А. П. Теплотехника / [А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. — М. : Энергоиздат, 1982.

Бузников Е. Ф. Производственные и отопительные котельные / Е. Ф. Бузников, К. Ф. Родлатис, Э. Я. Берзиньш. — М. : Энергоатомиздат, 1984.

Воронец Д. Влажный воздух / Д. Воронец, Д. Козич. — М. : Энергоатомиздат, 1984.

Канаева А. А. Взаимодействие энергетики и окружающей среды / А. А. Канаева, И. З. Копп. — Л. : Знание, 1980. — 36 с.

Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейдлин. — М. : Наука, 1979.

Клушин Ю. А. Тепловые электрические станции / Ю. А. Клушин — М. : Энергоиздат, 1982.

Кондауров Б. П. Теплообменные аппараты и приборы в легкой промышленности / [Б. П. Кондауров, Л. Т. Бахшиева, В. С. Салтыкова и др.] ; под ред. А. А. Захаровой. — М. : Издательский центр «Академия», 2003.

Луканин В. Н. Теплотехника / [В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфор и др.]. — М. : Высшая школа, 2003.

Мурзаков В. В. Основы технической термодинамики / В. В. Мурзаков. — М. : Энергия, 197.

Немцев З. Ф. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение / З. Ф. Немцев, Г. В. Арсеньев. — М. : Энергоиздат, 1982.

Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. — М. : Высшая школа, 1980.

Новиков И. И. Термодинамика / И. И. Новиков. — М. : Машиностроение, 1984.

Панин Б. Г. Основы теплотехники, отопление, вентиляция, сушка и охлаждения / Б. Г. Панин. — М. : Легкая промышленность, 1980.

Ривкин С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. — М. : Энергоатомиздат, 1984.

Сажин Б. С. Энергетический метод в химической технологии / Б. С. Сажин, А. П. Буляков. — М. : Химия, 1992.

Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы. Справочник. В 4 кн. Кн. 1 / под общей ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. — М. : Изд-во МЭИ, 1999.

Техническая термодинамика / под ред. В. И. Крутова. — М. : Высшая школа, 1981.

Чечеткин А. В. Теплотехника / А. В. Чечеткин. — М. : Высшая школа, 1986.

Яблоков А. В. Миф о необходимости строительства атомных электростанций / А. В. Яблоков. — М. : Центр экологической политики России, 2000.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные обозначения	3
Предисловие	5
Глава 1. Проблемы энергетики	6
1.1. Энергетические ресурсы России. Их структура	6
1.2. Экономия топливно-энергетических ресурсов	14
1.3. Взаимодействие тепловых электрических станций с окружающей средой	17
Глава 2. Основы технической термодинамики	20
2.1. Что изучает теплотехника	20
2.2. Техническая термодинамика	20
2.3. Термодинамическая система	21
2.4. Свойства термодинамической системы	23
2.5. Уравнения состояния	26
2.6. Смеси идеальных газов	30
2.7. Термодинамический процесс	34
Глава 3. Законы термодинамики	37
3.1. Энергия термодинамической системы	37
3.2. Теплота и работа	40
3.3. Энтропия	46
3.4. Первый закон термодинамики	48
3.5. Второй закон термодинамики	52
3.6. Теплоемкость	54
3.7. Дифференциальные уравнения термодинамики	60
Глава 4. Термодинамические процессы	66
4.1. Основные термодинамические процессы	66
4.2. Дросселирование газов	79
4.3. Истечения газа через сопла	85
4.4. Смещение газов	92
4.5. Термодинамические основы процессов газа в компрессоре	96
Глава 5. Вода, водяной пар и влажный воздух	108
5.1. Фазовые переходы	108
5.2. Водяной пар	112
5.3. Влажный воздух	127
5.4. Оценка необратимых потерь в термодинамических процессах	137
Глава 6. Термодинамические циклы	145
6.1. Термодинамические основы циклов	145
6.2. Циклы газотурбинной установки	153

6.3. Циклы паротурбинной установки	161
6.4. Циклы холодильных установок и тепловых насосов	179
6.5. Установки прямого преобразования энергии	196
6.6. Основы термодинамики неравновесных процессов	201
Глава 7. Прикладные вопросы теплотехники	207
7.1. Топливо	207
7.2. Промышленные печи	228
7.3. Котельная установка	232
7.4. Тепловые электрические станции	243
7.5. Атомные электростанции	251
7.6. Охрана окружающей среды при работе ТЭЦ и котельных установок	255
Приложения	257
Список литературы	270

Учебное издание

**Бахшиева Лариса Турсуновна, Кондауров Борис Петрович,
Захарова Антонина Александровна, Салтыкова Валентина Сергеевна**

Техническая термодинамика и теплотехника

Учебное пособие

2-е издание, исправленное

Редактор *Е. И. Касьянова*

Технический редактор *Е. Ф. Коржуева*

Компьютерная верстка: *Д. В. Федотов*

Корректоры *Л. В. Гаврилина, Н. С. Потемкина*

Изд. № 102112247. Подписано в печать 07.03.2008. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Таймс». Бумага офс. № 1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 17,0.
Тираж 1 500 экз. Заказ № 26184.

Издательский центр «Академия». www.academia-moscow.ru

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.004796.07.04 от 20.07.2004.
117342. Москва, ул. Бутлерова, 17-Б, к. 360. Тел./факс: (495) 334-8337, 330-1092.

Отпечатано в ОАО «Саратовский полиграфкомбинат».
410004, г. Саратов, ул. Чернышевского, 59. www.sarpk.ru.