

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Экология и энергоэффективность в техносфере»

В. М. ОВЧИННИКОВ, С. Н. КОЛДАЕВА

ТЕРМОДИНАМИКА

*Одобрено методической комиссией строительного факультета
в качестве учебно-методического пособия по дисциплине
«Термодинамика» для студентов специализации 1-43 01 06 06
«Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент
на транспорте»*

Гомель 2018

УДК 536 (075.8)
ББК 22.317
О-35

Р е ц е н з е н т – ведущий научный сотрудник ЧНПУП «Институт инновационных исследований» канд. техн. наук *А. Н. Екименко*

Овчинников, В. М.

О-35 Термодинамика : учеб.-метод. пособие / В. М. Овчинников, С. Н. Колдаева ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2018. – 160 с.
ISBN 978-985-554-760-1

Рассмотрены основные положения термодинамики, а также энергетические и экологические проблемы использования теплоты в транспортном комплексе. Приведены примеры расчета термодинамических процессов в прикладных задачах в области транспорта.

Предназначено для студентов специальности 1-43 01 06 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на транспорте», а также может быть использовано студентами технических специальностей транспорта и инженерно-техническими работниками при решении вопросов, связанных с эксплуатацией тепловых машин и энергосбережением.

УДК 536 (075.8)
ББК 22.317

ISBN 978-985-554-760-1

© Овчинников В. М., Колдаева С. Н., 2018
© Оформление. БелГУТ, 2018

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	5
1 Параметры и уравнение состояния идеальных газов	6
1.1 Основные понятия технической термодинамики	6
1.2 Параметры состояния идеального газа	8
1.3 Уравнение состояния идеального газа	11
2 Теплота и работа	15
2.1 Внутренняя энергия и энтальпия	15
2.2 Теплота и работа как формы передачи энергии	16
2.3 Первый закон термодинамики	17
3 Теплоемкость газа	25
3.1 Массовая, объемная, молярная теплоемкости	25
3.2 Зависимость теплоемкости от характера процесса	26
3.3 Зависимость теплоемкости от температуры	27
3.4 Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости	29
4 Смеси идеальных газов	36
4.1 Способы задания состава смеси	36
4.2 Теплоемкость газовой смеси	38
4.3 Удельные значения функций и параметров газовой смеси	39
4.4 Энтропия газовой смеси	40
5 Поршневой компрессор	43
5.1 Одноступенчатый поршневой компрессор	43
5.2 Основные допущения для идеального компрессора	44
5.3 PV-диаграмма рабочего процесса идеального компрессора	45
5.4 Производительность, работа и мощность идеального компрессора	46
5.5 Влияние процесса сжатия на экономичность работы компрессора	50
5.6 Ограничение предельной степени повышения давления	51
5.7 КПД цикла поршневого компрессора	52
5.8 Действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора	55
6 Термодинамические циклы двигателя внутреннего сгорания	64
6.1 Второй закон термодинамики	64
6.2 Термодинамический цикл Карно	65
6.3 Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	67
6.3.1 Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты	69
6.3.2 Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты	78
6.3.3 Цикл ДВС с изохорно-изобарным подводом теплоты	84
6.4 Циклы газотурбинных установок	92
6.4.1 Общие сведения	92
6.4.2 Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты	94
6.4.3 Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты	99
6.4.4 Регенеративные циклы газотурбинных установок	102

7	Водяной пар	116
7.1	Фазовая диаграмма	116
7.2	Процесс парообразования	117
7.3	Параметры воды и водяного пара	118
7.4	h -диаграмма и таблицы параметров воды и водяного пара	120
8	Истечение и дросселирование газов и паров	125
8.1	Физическая сущность истечения газов и паров	125
8.2	Скорость истечения. Массовый расход	125
8.3	Критическая скорость. Максимальный массовый расход	127
8.4	Дросселирование газов и паров	128
9	Термодинамические циклы паросиловых установок	131
9.1	Цикл Ренкина для паросиловых установок	131
9.2	Влияние параметров пара на термический КПД цикла Ренкина	134
9.3	Регенеративный нагрев пара	138
9.4	Теплофикационный цикл	140
9.5	Цикл парогазовой установки	144
9.6	Атомные паросиловые установки на ядерном топливе	146
10	Термодинамика влажного воздуха	152
10.1	Состав и параметры влажного воздуха	152
10.2	h -диаграмма влажного воздуха	154
10.3	Процессы сушки и увлажнения воздуха	157
	Список литературы	160

ВВЕДЕНИЕ

Достижения современного транспорта, промышленности, сельского хозяйства и других важных отраслей нашего государства возможны в результате освоения мощных энергетических источников, причем для Республики Беларусь особенно важно наиболее эффективное получение и преобразование энергии.

Стержневое значение в развитии энергетики имела и имеет термодинамика, являющаяся теоретической базой создания теплоэнергетических машин и установок.

Исторически термодинамика возникла как наука, изучающая переход теплоты в механическую работу, что диктовалось, прежде всего, необходимостью дать теоретические основы работы тепловых машин. Классическую термодинамику издавна называют королевой наук. Такую славу она снискала благодаря широте и универсальности своего фундамента – первого и второго начал, которым призвано подчиняться все сущее.

Современная термодинамика есть наука, изучающая взаимную связь между тепловой и другими видами энергии и влияние этой связи на свойства физических тел. Особенностью термодинамики является рассмотрение процессов, происходящих в природе, с точки зрения превращения энергий в этих процессах. Термодинамика является дисциплиной, которая не требует привлечения модельных представлений о структуре вещества, т. е. рассматривает явления в целом. Преимущество термодинамики в том, что она не делает никаких гипотез, поэтому её положения так же достоверны, как и законы, на которых она основана.

В условиях потребления дорогостоящих природных углеводородных топлив (угля, нефти, газа и др.) в связи с их прогрессирующим истощением и все более заметным, иногда уже необратимым, изменением («загрязнением») окружающей среды, экономное и экологически чистое расходование энергии становится одной из основных задач в любой отрасли и государства в целом. Актуально все более широкое использование энергии Солнца, ветра, геотермальных установок. Все это требует создания новых энергетических установок, в которых вопросы термодинамики будут играть основную роль.

1 ПАРАМЕТРЫ И УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

1.2 Основные понятия технической термодинамики

Техническая термодинамика изучает закономерности взаимного превращения теплоты и механической энергии в термодинамических системах, а также свойства рабочих тел, участвующих в этих превращениях. Главной задачей ее является отыскание наиболее рациональных способов взаимного превращения теплоты и работы и их пределов.

Термодинамика учит различать формы энергии. Основой технической термодинамики являются два закона, которые установлены опытным путем – *I* и *II* начала термодинамики. Связи между различными формами энергии устанавливают по энергетическим балансам первого начала. Условия и границы взаимных преобразований различных форм энергии в естественных явлениях (и технологических процессах) определяют на основе второго начала.

Термодинамика оперирует понятиями макрофизической природы (такими, как температура, давление и т. п., которые могут быть непосредственно измерены или вычислены с помощью измеренных величин) и не рассматривает внутреннее молекулярное строение тел. Такой макрофизический подход обеспечивает достоверность общих выводов термодинамики, которые, в свою очередь, привлекают дополнительные сведения из физики, химии и т. д.

Описание процессов в термодинамике основывается на понятии макроскопического равновесия системы. Процессы рассматриваются как непрерывная последовательность состояний равновесия.

Под **термодинамической системой** понимают рассматриваемую совокупность материальных тел, состояние которых учитывается при решении конкретной проблемы. Остальная часть пространства образует *внешнюю (окружающую) среду*. Сама система отделяется от окружающей среды так называемой контрольной поверхностью (оболочкой), чаще всего эта оболочка представлена физическими, т. е. естественными, границами.

Тела, составляющие термодинамическую систему, могут энергетически взаимодействовать как между собой, так и с внешней средой, а также и обмениваться веществом.

Элемент термодинамической системы, с помощью которого происходит преобразование одного вида энергии в другой (например, теплота преобразуется в работу и наоборот), в технической термодинамике называется **рабочим телом**.

Важным свойством рабочих тел является их способность существенно изменять свой рабочий объем в различных термодинамических процессах, т. е. они должны быть упругими. Такими телами являются *газообразные* и *парообразные вещества*. В технике рабочим телом являются газы, их смеси и пары.

Термодинамические системы бывают трех видов:

1) *изолированные* (нет обмена с окружающей средой ни веществом, ни энергией). Пример – герметичный сосуд с газом в теплоизоляционной оболочке, Вселенная в целом;

2) *замкнутые* (нет обмена веществом с окружающей средой). Пример – герметичный сосуд;

3) *открытые* (есть и энерго-, и массообмен с окружающей средой). Пример – костер, человек.

Физическое состояние рабочего тела характеризуется совокупностью величин, которые называются *параметрами состояния* (масса, объем, удельный объем, абсолютное давление, абсолютная температура, внутренняя энергия, энтропия, концентрация, изохорная и изобарная теплоемкости и др.). Все эти физические величины делятся на экстенсивные и интенсивные.

Параметры состояния рабочего тела, описывающие локальное свойство среды, не зависящее от ее размера, называются *интенсивными параметрами* (давление, температура и др.).

Параметры состояния рабочего тела, значения которых пропорциональны массе системы, называются *экстенсивными (аддитивными) параметрами* (объем, внутренняя энергия, энтропия и др.).

В общем случае любой экстенсивный параметр состояния E , деленный на массу m , становится соответствующим удельным параметром состояния $e = E/m$. Удельные величины относятся к классу интенсивных параметров.

Только интенсивные параметры служат *термодинамическими параметрами состояния*.

Рабочее тело, имеющее во всех своих частях одинаковые свойства, называется *однородным*. При заданных неизменных условиях рабочее тело всегда достигает своего равновесного состояния. Под *равновесным состоянием* рабочего тела понимают такое состояние, при котором все его параметры остаются постоянными во времени и в пространстве при неизменных внешних условиях. В этом состоянии макроскопическое тело способно пребывать неограниченно долго, если извне на него не будет оказываться никакого воздействия.

При неравновесном состоянии значения параметров по объему имеют различные значения.

Техническая термодинамика изучает только равновесные состояния рабочего тела.

Изменение состояния рабочего тела, вызванное воздействием на него внешней среды и характеризующееся изменением параметров состояния, называется *термодинамическим процессом*. Процесс – совокупность состояний рабочего тела, соответствующая некоторой непрерывной последовательности значений параметров состояния. Переход между двумя бесконечно близкими состояниями рабочего тела, т.е. между состояниями, отличающимися бесконечно малыми изменениями параметров, вызванными бесконечно малым вмешательством извне, называется бесконечно малым, или *элементарным, процессом*.

Равновесный термодинамический процесс представляет собой непрерывную последовательность равновесных состояний рабочего тела. Равновесные процессы – это идеализация реальных процессов, так как мгновенного выравнивания всех параметров системы в объеме и во времени не происходит.

Неравновесный термодинамический процесс представляет собой последовательность состояний, среди которых не все являются равновесными. Все реальные процессы – неравновесные, так как они протекают с конечными скоростями, и равновесное состояние не успевает устанавливаться.

Замкнутый (или круговой) процесс, при котором система, проходя через ряд последовательных состояний, возвращается к своему первоначальному состоянию, называется **циклом**.

1.2 Параметры состояния идеального газа

Параметры состояния термодинамической системы – это физические характеристики системы, однозначно связанные с ее состоянием и не зависящие от способа перехода системы в это состояние.

Для однородного рабочего тела основные термодинамические параметры его равновесного состояния – удельный объем (V), абсолютное давление (p) и абсолютная температура (T). Эти параметры поддаются непосредственному определению.

Удельный объем (V , м³/кг) – объем единицы массы вещества:

$$V = 1 / \rho = V / m.$$

Величина, обратная удельному объему, называется **плотностью** вещества (ρ , кг/м³):

$$\rho = m / V = 1 / v.$$

Абсолютное давление (p , Па = Н/м²) – сила, действующая по нормали к поверхности тела F_n и отнесенная к единице площади этой поверхности:

$$P = F_n / S.$$

Для газов и паров давление является усредненной силой ударного воздействия большого числа молекул на поверхность границы раздела.

Давление характеризует взаимодействие рабочего тела с внешней средой. Если рабочее тело находится в состоянии равновесия, то давление одинаково во всех его частях и равно внешнему давлению.

Применяемые в технике измерительные приборы (манометры, вакуумметры) показывают, как правило, разность давлений в месте измерения и в окружающей среде. В зависимости от того, положительна эта разность или отрицательна, говорят об *избыточном* давлении (манометрическое) или *разрежении* (вакууме). Состояние тела определяется, очевидно, не этой непосредственно измеренной разностью давлений, которая в зависимости от наружных условий имеет случайный характер, а абсолютным давлением, представляющим собой алгебраическую сумму атмосферного ($p_{\text{атм}}$) и измеренного ($p_{\text{ман}}$ или $p_{\text{вак}}$) давлений:

$$p = p_{\text{атм}} + p_{\text{ман}}, \quad p = p_{\text{атм}} + p_{\text{вак}}$$

Единицами измерения давления, кратными Па, являются: 1 бар = 10^5 Па, 1 кПа = 10^3 Па, 1 МПа = 10^6 Па. Зачастую на практике принимают $p_{\text{атм}} \approx 1$ бар.

В технике применяется достаточно большое число единиц измерения давления, соотношения между некоторыми из них приведены в таблице 1.1.

Т а б л и ц а 1.1 – Соотношения единиц измерения давления

Единица	Па (Н/м ²)	кгс/см ²	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Па	1	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,5024 \cdot 10^{-3}$	0,102
1 кгс/см ²	$9,8067 \cdot 10^4$	1	735	10^4
1 мм рт. ст.	133	$1,36 \cdot 10^3$	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,8067	10^{-4}	$7,35 \cdot 10^{-2}$	1

В дальнейшем (если не оговорено специально) будем использовать для всех рассматриваемых величин Международную систему единиц (СИ).

Температура (мера нагретости тела) характеризует интенсивность теплового хаотического движения молекул рабочего тела, т. е. его тепловое состояние. При наличии термодинамического равновесия температура тела определена однозначно. В неравновесных состояниях понятие температуры теряет смысл: в этом случае обычно рассматривают температуру достаточно малых частей тела и изучают тепловые потоки в теле.

В отличие от давления, температуру нельзя измерить непосредственно. Для количественного определения температуры используют любое свойство вещества, изменение которого связано с изменением температуры (объем, электрическое сопротивление, термоЭДС и т. д.). При этом в качестве

эталоны выбирают два значения контрольного параметра, отвечающих хорошо воспроизводимым состояниям вещества (например, состояние воды при замерзании и кипении). Разность полученных значений делят на равное количество частей (например, 100). Таким образом получают эмпирическую шкалу температур. В стоградусной шкале Цельсия точка таяния льда принята за ноль, а точка кипения воды – за 100 °С.

В термодинамике для измерения температуры принята термодинамическая шкала Кельвина, в которой началом отсчета служит так называемый абсолютный ноль температур, а точка таяния льда находится на уровне $T = 273,15$ К. Связь между этими температурами, измеренными по шкале Цельсия (t) и шкале Кельвина (T), следующая:

$$T = t + 273,15 \text{ К.}$$

Температура, измеренная по шкале Кельвина (T), носит название *абсолютной* температуры. Абсолютная температура – величина всегда положительная.

Для сравнения величин, характеризующих рабочее тело в одинаковых состояниях, вводится понятие *нормальные физические условия*:

$$p = 101,325 \text{ кПа} = 760 \text{ мм рт. ст.}; T = 273,15 \text{ К.}$$

Термодинамические параметры однородного рабочего тела, находящегося в равновесном состоянии, (абсолютное давление – p , абсолютная температура – T и удельный объем – v) не могут принимать произвольные значения. Они связаны между собой соотношением, которое в термодинамике называют *уравнением состояния*:

$$F(p, v, T) = 0. \tag{1.1}$$

Таким образом, состояние равновесия однородного вещества определяется двумя независимыми параметрами (p и T , или p и v , или T и v). Эта функциональная связь (1.1) индивидуальна для каждого рабочего тела.

Каждое равновесное состояние в пространстве (p, v, T) изображается точкой; геометрическое место точек, представляющих все возможные состояния рабочего вещества, является поверхностью в этом пространстве. Зависимость величин, описывающих ее, выражается уравнением (1.1).

Следует подчеркнуть, что термодинамические параметры состояния системы характеризуют лишь данное ее состояние, и не содержат информации о предшествующих состояниях.

Термодинамический процесс – это процесс, в котором рабочее тело проходит через некоторую совокупность состояний; переход рабочего тела из одного состояния в другое при этом может сопровождаться изменением одного или нескольких параметров состояния и обменом энергией с окружающей средой.

Различают равновесный и неравновесный, обратимый и необратимый, круговой и циклический термодинамические процессы.

Равновесный термодинамический процесс – это такой процесс, в котором рабочее тело проходит через некоторую совокупность равновесных состояний. Равновесный термодинамический процесс изображается линией, лежащей на поверхности (1.1). Равновесному циклу в пространстве состояний соответствует замкнутая кривая, лежащая на поверхности состояний рабочего тела.

Неравновесные термодинамические процессы графически изображены быть не могут, так как при любом неравновесном состоянии не существует термодинамических параметров, одинаковых для всей системы.

В *обратимом* процессе рабочее тело переходит в прямом (из начального в конечное состояние) и обратном направлениях через одни и те же равновесные состояния.

В *круговом* процессе рабочее тело переходит из начального в конечное состояние, а затем из конечного в начальное состояние через произвольные состояния.

Циклические процессы представляют собой процессы, в которых рабочее тело многократно повторяет один и тот же термодинамический цикл.

1.3 Уравнение состояния идеального газа

Вид уравнений состояний (1.1) для реальных веществ достаточно сложен. В связи с этим в термодинамике используются упрощенные физические модели рабочих тел.

Для рабочих тел в газообразном состоянии самой простой и исторически первой является модель идеального газа. Под **идеальным газом** понимается газ, в котором силы межмолекулярного взаимодействия (притяжение и отталкивание) отсутствуют, а сами молекулы рассматриваются как материальные точки. Идеальный газ подчиняется уравнению Клапейрона – Менделеева

$$pV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T, \quad (1.2)$$

где m – масса газа в системе;

μ – молярная масса газа;

R_{μ} – универсальная газовая постоянная, которая не зависит ни от вида газа, ни от условий его существования. Уравнение состояния (1.2) получено путем объединения законов Бойля – Мариотта и Гей-Люссака с учетом закона Авогадро; $R_{\mu} = 8314$ Дж/(кмоль · К).

Напомним, что молярная масса m , кг/кмоль, – это масса вещества в килограммах, взятая в количестве одного киломоля (например: μ (H₂) = 2 кг/кмоль, μ (O₂) = 44 кг/кмоль, μ (CO₂) = 44 кг/кмоль).

В удельных величинах (т. е. для 1 кг газа) уравнение (1.2) будет иметь вид

$$PV = RT,$$

где R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К), $R = R_m/m$.

Экспериментальные данные показывают, что реальный газ тем ближе к идеальному, чем ниже его плотность. Другими словами, с уменьшением объема данного количества газа, вызываемым повышением давления или понижением температуры, любой газ будет давать все большие отклонения от свойств идеального газа. Таким образом, под понятие «идеальный газ» подходят все реальные газы при высоких температурах и малых давлениях. Если же газы находятся в состояниях, достаточно близких к сжижению, то нельзя пренебречь силами притяжения между молекулами. Следовательно, газы в таких состояниях нельзя считать действительными.

Примеры решения задач по теме «Параметры состояния идеального газа»

Пример 1. Найти абсолютное давление пара в котле, если манометр показывает $p = 0,13$ МПа, а атмосферное давление по ртутному барометру составляет $B = 680$ мм рт.ст. (90660 Па) при $t = 25$ °С.

Решение. Абсолютное давление находится по формуле

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ман}} + B,$$

где $p_{\text{ман}}$ – манометрическое давление, Па;

B – барометрическое (атмосферное) давление, Па.

Показание барометра получено при $t = 25$ °С. Это показание необходимо привести к показанию при $t = 0$ °С.

$$B_0 = 680 - \frac{4,31 \cdot 680}{1000} = 680 - 2,93 = 677,1 \text{ мм рт.ст.} = 90270 \text{ Па.}$$

Тот же результат будем иметь, если воспользуемся уравнением

$$B_0 = B(1 - 0,000172t) = 90660 \cdot 0,9957 = 90270 \text{ Па.}$$

Тогда абсолютное давление пара в котле

$$p_{\text{абс}} = 0,13 + 0,09 = 0,22 \text{ МПа.}$$

Ответ: $p_{\text{абс}} = 0,22$ МПа.

Пример 2. Ртутный вакуумметр, присоединенный к сосуду, показывает разрежение $p = 56$ кПа при температуре ртути в вакуумметре $t = 20$ °С. Давление атмосферы по ртутному барометру $B = 102,4$ кПа при температуре ртути $t = 18$ °С. Определить абсолютное давление в сосуде.

Р е ш е н и е. Найдем разрежение в сосуде, приведенное к 0 °С:

$$p_0 = 56 \cdot (1 - 0,000172 \cdot 20) = 56 \cdot 0,99656 = 55,8 \text{ кПа.}$$

Барометрическое давление, приведенное к 0 °С,

$$B_0 = 102,4 \cdot (1 - 0,000172 \cdot 18) = 102,4 \cdot 0,9969 = 102,1 \text{ кПа.}$$

Абсолютное давление в сосуде

$$P = 102,1 - 55,8 = 46,3 \text{ кПа.}$$

Ответ: $p = 46,3$ кПа.

Примеры решения задач по теме «Уравнение состояния идеального газа»

Пример 1. Во сколько раз объем определенной массы газа при -20 °С меньше, чем при $+20$ °С, если давление в обоих случаях одинаковое.

Р е ш е н и е. При постоянном давлении объем газа изменяется по уравнению

$$\frac{V}{T} = \text{const} \quad \text{или} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Следовательно,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{273 + 20}{273 - 20} = 1,16.$$

Ответ: объем меньше в 1,16 раза.

Пример 2. Какой объем занимает 1 кг азота при температуре 70 °С и давлении 0,2 МПа.

Р е ш е н и е. Из характеристического уравнения для 1 кг газа имеем:

$$V = \frac{RT}{p} = \frac{8314 \cdot (273 + 70)}{28.016 \cdot 0.2 \cdot 10^6} = 0,509 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Ответ: $V = 0,509 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Пример 3. Найти массу 5 м³ водорода, 5 м³ кислорода и 5 м³ углекислоты при давлении 0,6 МПа и температуре 100 °С.

Р е ш е н и е. Воспользуемся характеристическим уравнением для произвольного количества газа:

$$pV = mRT.$$

Следовательно,

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 5}{R \cdot 373} = \frac{8042,8}{R};$$

$$R_{\text{H}_2} = 4124 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), R_{\text{O}_2} = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), R_{\text{CO}_2} = 188,9 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Тогда

$$m_{\text{H}_2} = \frac{8042,8}{24124} = 1,95 \text{ кг}, m_{\text{O}_2} = \frac{8042,8}{259,8} = 30,9 \text{ кг}, m_{\text{CO}_2} = \frac{8042,8}{188,9} = 42,6 \text{ кг}.$$

Ответ: $m_{\text{H}_2} = 1,95 \text{ кг}, m_{\text{O}_2} = 30,9 \text{ кг}, m_{\text{CO}_2} = 42,6 \text{ кг}.$

Пример 4. Сосуд вместимостью $V = 10 \text{ м}^3$ заполнен 25 кг углекислоты. Определить абсолютное давление в сосуде, если температуры в нем $t = 27 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Из характеристического уравнения имеем:

$$p = \frac{mRT}{V} = \frac{25 \cdot 8314 \cdot 300}{44 \cdot 10} = 141700 \text{ Па} = 141,7 \text{ кПа}.$$

Ответ: $p = 141,7 \text{ кПа}.$

Пример 5. Какова будет плотность окиси углерода при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p = 94,7 \text{ кПа}$, если при $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и $101,3 \text{ кПа}$ она равна $1,251 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Решение. Согласно уравнению

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

плотность окиси углерода

$$\rho_2 = 1,251 \cdot \frac{94,7}{101,3} \cdot \frac{273}{273 + 20} = 1,09 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Ответ: $\rho_2 = 1,09 \text{ кг}/\text{м}^3.$

2 ТЕПЛОТА И РАБОТА

2.1 Внутренняя энергия и энтальпия

Энергия является общей количественной мерой всех форм движения материи. Различают внешнюю и внутреннюю энергии системы. Внешняя энергия состоит из кинетической энергии движения всей системы в целом относительно тел окружающей среды и потенциальной энергии, обусловленной положением системы в поле сил, например в поле сил тяжести. Кинетическая энергия учитывается в термодинамике, если рассматривается истечение потока газа или жидкости, а потенциальная энергия в большинстве случаев вообще не учитывается.

Мы принимаем к рассмотрению только внутреннюю энергию системы, определения которой было дано на предыдущих лекциях.

Изменение внутренней энергии системы является важной характеристикой термодинамических процессов, оно не зависит от характера термодинамического процесса, а определяется как разность внутренних энергий в конечном и начальном состоянии:

$$\Delta U = U_2 - U_1,$$

то есть является параметром ТД системы.

Помимо энергии и работы, в термодинамике вводится еще одна энергетическая характеристика – **энтальпия** – *полное энергосодержание системы (тепловая функция).*

Энтальпия численно равна количеству теплоты, необходимому для нагревания 1 кг газа от 0 К до заданной температуры при постоянном давлении.

Нагревание газа при постоянном давлении сопровождается передачей газу количество теплоты

$$dQ = dU + pdV = d(U + pV).$$

Функция $H = U + pV$ является энтальпией. *Энтальпия, как и внутренняя энергия, является функцией состояния.*

Энтальпия H – это полная энергия потока, газа равная сумме внутренней энергии U и потенциальной энергии давления pV . Измеряется в джоулях (Дж), как и любой вид энергии.

Удельная энтальпия h отнесена к единице массы газа и измеряется в джоулях на килограмм (Дж/кг).

2.2 Теплота и работа как формы передачи энергии

Теплота – кинетическая энергия хаотического движения молекул. При нагревании тело не перемещается, в нем усиливается хаотическое, беспорядочное движение молекул. Если геометрические размеры тела в процессе нагревания не меняются, количество теплоты, переданной телу, будет равно количеству энергии, прибавившейся у всех частиц этого тела, и может быть вычислено по формуле

$$Q = cvm (T_2 - T_1).$$

Работа газа. Газ, расширяясь в цилиндре, перемещает поршень, при этом молекулы газа наряду с хаотичным тепловым движением совершают направленное поступательное движение вслед за перемещением поршня.

Таким образом, передавая системе определенное количество теплоты, мы увеличиваем кинетическую энергию хаотического движения молекул. Совершая над системой работу, мы придаем молекулам направленную составляющую движения, т. е. *при совершении работы всегда меняются геометрические размеры системы!*

В отличие от энергии, работа, совершаемая системой (или над системой) не является функцией состояния системы и зависит от характера процесса перехода из одного состояния в другое.

Чтобы определить работу, совершенную системой в том или ином процессе, рассмотрим сначала простейший случай – *изобарный процесс* ($p = \text{const}$). На p – V диаграмме он изображается прямой линией, параллельной оси абсцисс. Работа в процессе изображается площадью под кривой $p(V)$, в данном случае это площадь прямоугольника:

$$L = p \cdot \Delta V.$$

Для произвольного процесса работа вычисляется по формуле

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p(V) dV.$$

В тепловых машинах теплота преобразуется в работу. Работа – это форма передачи энергии. В механике она характеризует силу, которая необходима для перемещения материальной точки:

$$L = F \Delta x, \quad (2.1)$$

где L – работа, Дж;

F – сила, действующая на тело, H ;

Δx – перемещение тела, м.

В термодинамике работа характеризует давление, которое необходимо для изменения объема термодинамической системы:

$$L = p \Delta V, \quad (2.2)$$

где ΔV – изменение объема системы, м^3 .

Количество теплоты, подводимое к термодинамической системе, способствует изменению внутренней энергии системы. В технической термодинамике внутреннюю энергию представляют как сумму кинетической и потенциальной энергий молекул и атомов среды. Кинетическая энергия этих частиц определяется их скоростью и массой, потенциальная – силами взаимодействия между ними, которые зависят от их взаимного расположения. То есть внутренняя энергия – это энергия теплового движения и взаимодействия частиц тела:

$$U = E_k + E_p, \quad (2.3)$$

где E_k – кинетическая энергия движения молекул газа, Дж;

E_p – потенциальная энергия взаимодействия молекул газа, Дж.

Внутренняя энергия системы – это энергия, заключенная в самой системе. Значит, она может характеризовать состояние тела наряду с величинами p, V, T , т. е. является параметром состояния.

Поскольку в идеальном газе взаимодействие молекул отсутствует, то внутренняя энергия равна энергии движения частиц:

$$U = E_k = \frac{i}{2} \frac{m}{\mu} R_{\mu} T, \quad (2.4)$$

где i – число степеней свободы. Для одноатомных газов $i = 3$, двухатомных – $i = 5$, трех- и многоатомных газов $i = 6$.

Внутренняя энергия обладает свойством аддитивности, т. е. внутренняя энергия сложной системы равна сумме внутренних энергий составляющих её частей:

$$U = \sum_{i=1}^{i=n} U_i.$$

Для большинства технических приложений термодинамики важно не абсолютное значение U , а изменение этой величины. Поэтому внутренняя энергия однородной системы часто определяется по отношению к некоторому условно выбранному стандартному состоянию.

2.3 Первый закон термодинамики

Совершая термодинамический процесс, закрытая система взаимодействует с внешней средой (внешними телами и полями), т. е. обменивается энергией. В технической термодинамике рассматриваются **два вида передачи энергии** – путем передачи теплоты и совершением механической работы.

Передача теплоты происходит между телами, имеющими различную температуру и приведенными в соприкосновение, или между

телами с различными температурами, находящимися на расстоянии, посредством электромагнитных волн (*тепловое излучение*). Передача теплоты происходит на молекулярном (микрофизическом) уровне без видимого движения тел.

Передача энергии в форме совершение механической работы происходит с перемещением всего тела или его части в пространстве. При этом способе тело либо движется в силовом поле, либо изменяет свой объем под действием внешнего давления. Работа представляет собой макрофизическую форму передачи энергии.

Следует заметить, что *теплота и работа* в отличие от энергии тела *не являются функциями состояния тела*, а зависят от вида процесса, определяют этот процесс, т. е. являются функциями самого процесса.

Многочисленные опыты и наблюдения привели к открытию фундаментального закона природы – **закону сохранения энергии**: *энергия в природе не возникает из ничего и не исчезает, или количество энергии неизменно, она только переходит из одной формы в другую.*

Если к системе подвести некоторое количество теплоты, то при изменении внутренней энергии система способна совершить работу:

$$Q = \Delta U + L, \quad (2.5)$$

где Q – теплота, участвующая в процессе;

ΔU – изменение энергии системы;

L – совершаемая работа.

Данное выражение представляет собой **первое начало термодинамики**: *подведенная к закрытой покоящейся термодинамической системе теплота расходуется на изменение внутренней энергии системы и на совершение работы по изменению объема системы.*

Здесь и далее условимся считать:

– работу положительной, если эта работа совершается рабочим телом, и отрицательной, если совершается работа над рабочим телом системы;

– теплоту, подведенную к телу, – положительной, а отведенную – отрицательной.

Прописными (большими) буквами обозначается работа, теплота, внутренняя энергия, энтальпия (и др.) всей термодинамической системы; строчными (малыми) буквами обозначаются эти величины, отнесенные к единице массы, т. е. удельные.

Кроме того, изменение любого параметра состояния в конечном процессе будем обозначать символом D (дельта), а в элементарном процессе – d (дифференциал соответствующего параметра). При любом конечном термодинамическом процессе изменение параметра состояния (давление, температура, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия и т. д.) не зависит от вида процесса, а определяется начальным и конечным состоянием.

В общем случае термодинамическая система обладает внутренней энергией U , кинетической энергией (в термодинамике система рассматривается как целое, движущееся со скоростью w) – $mw^2/2$, потенциальной – mgz (z – высота, на которой находится система). Изменение полной энергии в процессе 1–2 можно представить как

$$\Delta E = E_2 + E_1 = U_2 - U_1 + \frac{m}{2} w_2^2 - w_1^2 + mg z_2 - z_1 .$$

Работа, совершаемая в этом процессе, складывается из работы $L_{об}$, связанной с изменением объема рабочего тела системы (деформационная работа), работы $L_{дв}$ по перемещению системы в пространстве, технической работы L_T (при перемещении системы в различных технических устройствах, например в двигателе, паровом котле, компрессоре и т. п.), работы против сил трения $L_{тр}$:

$$L = L_{об} + L_{дв} + L_T + L_{тр}.$$

Теплота, участвующая в процессе, представляет собой сумму теплоты $Q_{внеш}$, задействованной в обмене с внешней средой, и теплоты трения $Q_{тр}$:

$$Q = Q_{внеш} + Q_{тр}.$$

Учитывая, что $Q_{тр} = L_{тр}$ (многочисленные эксперименты показали, что работа потока, затраченная на преодоление трения, полностью превращается в теплоту, воспринимаемую потоком), закон сохранения энергии в термодинамике для 1 кг рабочего однородного вещества (т.е. в удельных массовых величинах) в элементарном процессе можно записать как

$$\delta q = du + d \frac{w^2}{2} + gdz + \delta l_{об} + \delta l_T + \delta l_{дв} . \quad (2.6)$$

Следует подчеркнуть, что в правой части (2.6) под знаком дифференциала находятся функции состояния, а остальные – величины, зависящие от характера протекания термодинамического процесса. Так как работа и теплота являются функциями процесса, а не функциями состояния, то знак d обозначает лишь тот факт, что в элементарном процессе величины, следующие за ним, – произвольные бесконечно малые, а не приращения каких-либо определенных функций. Таким образом, dq и dl –элементарные (т. е. соответствующие бесконечно малым изменениям состояния системы) количества теплоты и работы.

Если термодинамическая система не меняет своего положения в пространстве и единственным видом работы является работа, связанная с изменением объема системы, то уравнение (2.6) принимает более простой вид

$$\delta q = du + \delta l_{об}.$$

Работа $dl_{об}$ совершается либо против сил внешнего давления (работа расширения), либо, наоборот, внешняя среда совершает работу над телом,

сжимаемая. Для равновесных процессов, когда давление среды равно давлению в рабочем теле, эта работа вычисляется как pdV , где V – удельный объем рабочего вещества.

$$\delta q = du + pdV. \quad (2.7)$$

Соотношение (2.7) называют *первой (основной) формой первого начала термодинамики*.

Первый закон термодинамики характеризует различные термодинамические процессы.

Изохорный процесс. Поскольку геометрические размеры системы в изохорном процессе не меняются, $L = 0$, и согласно первому закону термодинамики $Q = \Delta U$.

Теплота в изохорном процессе может быть вычислена через среднюю удельную изохорную теплоемкость:

$$Q = m c_v \int_{T_1}^{T_2} T_1 - T_2 .$$

Изобарный процесс. Работа в изобарном процессе определяется как произведение величины давления на изменение объема системы:

$$\Delta L = p\Delta V = p(V_2 - V_1). \quad (2.8)$$

Применяя к изобарному процессу первый закон термодинамики, получим:

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta L, \quad (2.9)$$

т. е. подводимое к газу тепло частично тратится на увеличение его внутренней энергии, частично – на совершение работы.

Теплота в изобарном процессе может быть вычислена через среднюю удельную изобарную теплоемкость: $Q = m c_p \int_{T_1}^{T_2} T_1 - T_2 .$

Возвращаясь к введенным определениям, можно сказать, что вся подведенная теплота в изобарном процессе расходуется на изменение энтальпии.

Изотермический процесс. Работа расширения в изотермическом процессе выражается уравнением

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Так как температура в процессе постоянна, изменение внутренней энергии равно 0, и согласно первому закону термодинамики $\Delta Q = L$, т. е. в изотермическом процессе вся подведенная теплота расходуется на работу расширения газа.

Полное количество теплоты в этом процессе (мы не вводили понятие изотермической теплоемкости)

$$\Delta Q = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Адиабатный процесс. Термодинамический процесс, при котором теплота не подводится и не отводится, называется адиабатным. В отличие от изопроцессов, в которых один из параметров состояния остаётся неизменным, при адиабатном процессе изменяются все основные параметры идеального газа.

После интегрирования получаем следующее выражение для работы расширения в процессе:

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p(V) dV = -\frac{p_1 V_1}{k-1} \left[V_2^{-(k-1)} - V_1^{-(k-1)} \right].$$

После преобразований получим:

$$L = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right].$$

Или, с заменой параметров согласно уравнению Менделеева – Клапейрона:

$$L = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Исходя из первого закона термодинамики, при $Q = 0$ получаем:

$$L = -\Delta U.$$

При адиабатном процессе работа расширения совершается газом за счет уменьшения внутренней энергии.

Политропный процесс. Реальные процессы в тепловых машинах, при пожарах и взрывах протекают при наличии теплообмена и с изменением m , p , V , T , т. е. почти всех параметров. Такие процессы не являются адиабатными или изотермическими.

При $m = \text{const}$ эти процессы называются политропными. На графике (рисунк 2.1) в координатах p – V они располагаются между изотермой (кривая $pV = \text{const}$) и адиабатой ($pV^k = \text{const}$).

Уравнение политропного процесса имеет вид

$$pV^n = \text{const},$$

где n – постоянная величина для каждого конкретного процесса, называемая показателем политропы, который может принимать различные значения в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = k$ (адиабатный процесс), т. е. $1 < n < k$.

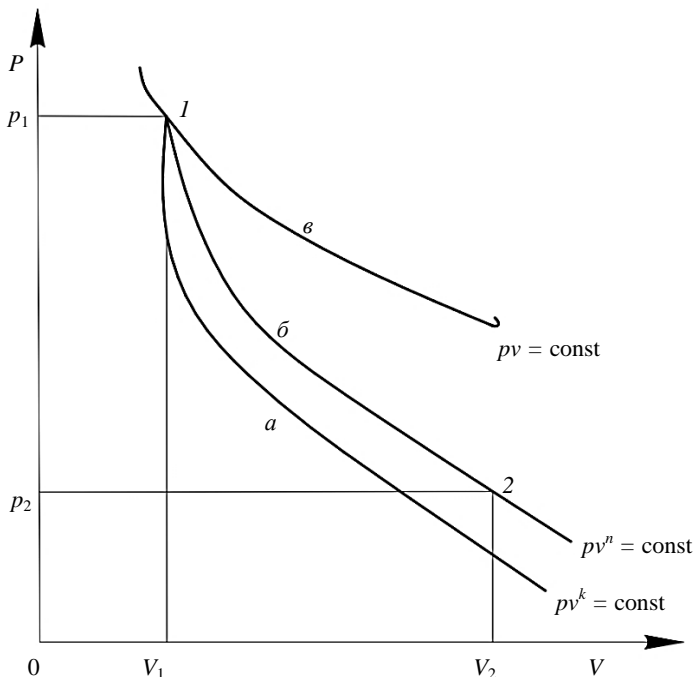


Рисунок 2.1 – Графики изотермического (*а*), политропного (*б*) и адиабатного (*в*) процессов

Уравнение политропного процесса по форме совпадает с уравнением адиабатного процесса и отличается лишь показателем степени удельного объема. Это сходство позволяет вычислить удельную работу политропного процесса:

$$L = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \right). \quad (2.10)$$

Полное количество теплоты в политропном процессе для m килограммов газа определяют по формуле

$$Q = mc_n \Delta T + m \frac{p_1 V_1^n}{n-1} \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \right), \quad (2.11)$$

где c_n – удельная теплоемкость газа в политропном процессе, которую определяют по теплоёмкости c_v , показателю политропы n и показателю адиабаты k :

$$c_{\text{п}} = c_v \frac{(n-k)}{(n-1)}. \quad (2.12)$$

Из этого выражения видно, что если считать $c_v(T) = \text{const}$, то теплоёмкость идеального газа в политропном процессе $c_{\text{п}}$ будет постоянной.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПО ТЕМЕ «ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ»

Примеры решения задач

Пример 1. В котельной электрической станции за 20 часов работы сожжены 62 т каменного угля, имеющего теплоту сгорания $28900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Определить среднюю мощность станции, если в электрическую энергию превращено 18 % теплоты, полученной при сгорании угля.

Решение. Количество теплоты, превращенной в электрическую энергию за 20 часов работы,

$$Q = 62 \cdot 1000 \cdot 28900 \cdot 0,18 = 322524 \text{ кДж.}$$

Эквивалентная ему электрическая энергия или работа

$$L = \frac{322524}{3600} = 89590 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Следовательно, средняя мощность

$$N = \frac{89590}{20} = 4479 \text{ кВт.}$$

Ответ: $N = 4479 \text{ кВт.}$

Пример 2. Найти изменение внутренней энергии 1 кг воздуха при переходе его от начального состояния $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ до конечного $t_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Зависимость теплоемкости от температуры принять линейной. Ответ дать в килоджоулях (кДж).

Решение. Изменение внутренней энергии

$$\Delta u = c_{vm}(t_2 - t_1);$$

$$(c_{vm})'_0 = 0,7084 + 0,00009349 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$(c_{vm})_{50}^{300} = 0,7084 + 0,00009349(50 + 300) = 0,7411 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

Следовательно,

$$\Delta u = 0,7411(50 - 300) = -185,3 \text{ кДж}/\text{кг.}$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Найти изменение внутренней энергии 2 м^3 воздуха, если температура его понижается от $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$. Зависимость теплоемкости от температуры принять линейной. Начальное давление воздуха $p_1 = 0,6 \text{ МПа}$.

Задача 2. К газу, заключенному в цилиндре с подвижным поршнем, подводится извне 100 Дж теплоты. Величина произведенной работы при этом составляет 115 кДж . Определить изменение внутренней энергии газа, если количество его равно $0,8 \text{ кг}$.

Задача 3. 2 м^3 воздуха при давлении $0,5 \text{ МПа}$ и температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$ смешиваются с 10 м^3 воздуха при давлении $0,2 \text{ МПа}$ и температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить давление и температуру смеси.

Задача 4. Теплота сгорания топлива, выражаемая в кДж/кг , может быть также выражена в $\text{кВт}\cdot\text{ч/кг}$. Принимая теплоту сгорания нефти, равной 41900 кДж/кг , каменного угля – 10600 кДж/кг , выразить теплоту сгорания перечисленных топлив в $\text{кВт}\cdot\text{ч/кг}$.

Задача 5. Использование атомной энергии для производства тепловой или электрической энергии в техническом отношении означает применение новых видов топлив – ядерных горючих. Количество энергии, выделяющейся при расщеплении 1 кг ядерных горючих, может быть условно названо их теплотой сгорания. Для урана эта величина равна $22,9 \text{ млн кВт}\cdot\text{ч/кг}$. Во сколько раз уран как горючее эффективнее каменного угля с теплотой сгорания 27500 кДж/кг .

Задача 6. Атомная электростанция превращает энергию, выделяющуюся при реакциях цепного деления ядер урана, в тепловую, а затем в электрическую энергию. Тепловая мощность реактора АЭС равна 30000 кВт , а электрическая мощность электростанции составляет при этом 5000 кВт . Найти суточный расход урана, если выработка электроэнергии за сутки составляет $120000 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$. Теплоту сгорания урана принять равной $22,9 \cdot 10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/кг}$.

Задача 7. При испытании двигателей внутреннего сгорания используют гидротормоза. Работа двигателя при торможении превращается в теплоту трения, и для уменьшения нагрева тормозного устройства применяют водяное охлаждение. Определить часовой расход воды на охлаждение тормоза, если мощность двигателя $N = 33 \text{ кВт}$, начальная температура воды $t_n = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, конечная $t_k = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; принять, что вся теплота трения передается охлаждающей воде.

3 ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА

3.1 Массовая, объёмная, молярная теплоёмкости

Теплоёмкость любого количества того или иного вещества характеризует количество теплоты, необходимое для изменения его температуры на один градус:

$$C = \frac{Q}{\Delta T}. \quad (3.1)$$

Единица измерения – $1 \frac{\text{Дж}}{\text{К}} = 1 \frac{\text{Дж}}{^\circ\text{С}}$.

Теплоёмкость 1 кг вещества называется *удельной массовой теплоёмкостью* c .

$$c = \frac{C}{m} = \frac{Q}{m\Delta T}. \quad (3.2)$$

Единица измерения – $1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}}$.

Теплоёмкость 1 м³ вещества называется *удельной объёмной теплоёмкостью*, c' .

$$c' = \frac{C}{v} = \frac{Q}{v\Delta T}. \quad (3.3)$$

Единица измерения – $1 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С}}$.

Теплоёмкость 1 кмоль вещества называется *удельной молярной теплоёмкостью* c_μ .

$$c_\mu = \frac{C}{\nu} = \frac{Q}{\nu\Delta T}. \quad (3.4)$$

Единица измерения – $1 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{С}}$.

Зная одну из теплоёмкостей, можно определить любую другую при помощи следующих соотношений:

– соотношение между удельными массовой и объёмной теплоёмкостями при нормальных условиях (н. у.),

$$\left| c = \frac{c'}{\rho_0} c' \nu_0 \right|; \quad c' = c \rho_0 = \frac{c}{\nu_0}, \quad (3.5)$$

где ρ_0 и ν_0 – плотность и удельный объём при н. у. ;
– соотношение между удельными массовой и молярной теплоемкостями,

$$c = \frac{c_\mu}{\mu}; \quad c_\mu = c \mu, \quad (3.6)$$

где μ – молярная масса газа;
– соотношение между удельными объёмной и молярной теплоемкостями,

$$\left| c' = \frac{c_\mu}{22,4} \right|; \quad c_\mu = 22,4 c', \quad (3.7)$$

где $22,4 \text{ м}^3$ – значение молярного объёма при н. у.

3.2 Зависимость теплоёмкости от характера процесса

Количество теплоты, подводимое к веществу с целью изменения его температуры на 1 К, зависит от характера термодинамического процесса. Поэтому значения теплоемкости в различных процессах различны, то есть теплоемкость также является функцией термодинамического процесса.

При экспериментальном определении теплоемкости обычно используют два термодинамических процесса: процесс, протекающий при постоянном объеме, – изохорная теплоемкость c_v , при постоянном давлении – изобарная теплоемкость c_p .

Значение теплоёмкости газа в изобарном процессе отличается от теплоёмкости при изохорном процессе.

В соответствии с первым законом термодинамики теплота, подводимая к термодинамической системе в изохорном процессе, расходуется только на изменение внутренней энергии системы. Поэтому

$$c_v = \frac{\delta q}{dT} = \frac{dU}{dT}. \quad (3.8)$$

Теплоемкость c_v характеризует скорость изменения внутренней энергии с изменением температуры.

Для изобарной теплоемкости получаем равенство

$$c_p = \frac{\delta q}{dT} = \frac{dU}{dT} + p \frac{dv}{dT} = \frac{d(U + Pv)}{dT} = \frac{dh}{dT}. \quad (3.9)$$

Другими словами, изобарная теплоемкость характеризует темп изменения энтальпии при повышении температуры.

Таким образом, изменение внутренней энергии идеального газа в любом термодинамическом процессе равно произведению изохорной теплоемкости

на разность температур. Изменение энтальпии идеального газа в любом термодинамическом процессе равно произведению изобарной теплоемкости на разность температур. Очевидно, что изменение внутренней энергии и энтальпии идеального газа зависит только от температуры и однозначно связано с ней.

Закон Майера утверждает, что удельная теплоёмкость газа при постоянном давлении больше удельной теплоёмкости при постоянном объеме для одного и того же газа на величину удельной газовой постоянной:

$$c_p = c_v + R, \quad (3.10)$$

где c_p, c_v – удельная теплоёмкость соответственно при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К);

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

3.3 Зависимость теплоёмкости от температуры

При незначительных изменениях температуры газа его теплоёмкость можно считать постоянной. Если температура газа изменяется на большую величину, необходимо учитывать зависимость теплоемкости от температуры (с ростом температуры увеличивается).

Истинной теплоёмкостью называется отношение бесконечно малого количества подведенной теплоты к бесконечно малому изменению температуры:

$$c = \frac{dq}{dT}, \quad (3.11)$$

где dq – элементарное количество удельной теплоты, подводимое к системе, Дж/(кг·К);

dT – бесконечно малое изменение температуры, К.

При решении задач часто используют среднее значение теплоёмкости.

Средней теплоёмкостью называется отношение полного количества теплоты в термодинамическом процессе к полному изменению температуры в этом процессе.

На основании опытных данных установлено, что зависимость истинной теплоемкости газов от температуры является нелинейной (рисунок 3.1) и может быть выражена степенным рядом

$$c_n = a + bt + dt^2 + et^3 + \dots, \quad (3.12)$$

где a, b, d, \dots – постоянные коэффициенты, численные значения которых зависят от рода газа и характера протекания процесса. В тепловых расчетах часто заменяют нелинейную зависимость теплоемкости от температуры линейной.

В этом случае истинная теплоемкость определяется из уравнения

$$c_n = a + bt, \quad (3.13)$$

где t – температура, °C;

$b = dc / dt$ – угловой коэффициент наклона прямой $c_n = a + bt$.

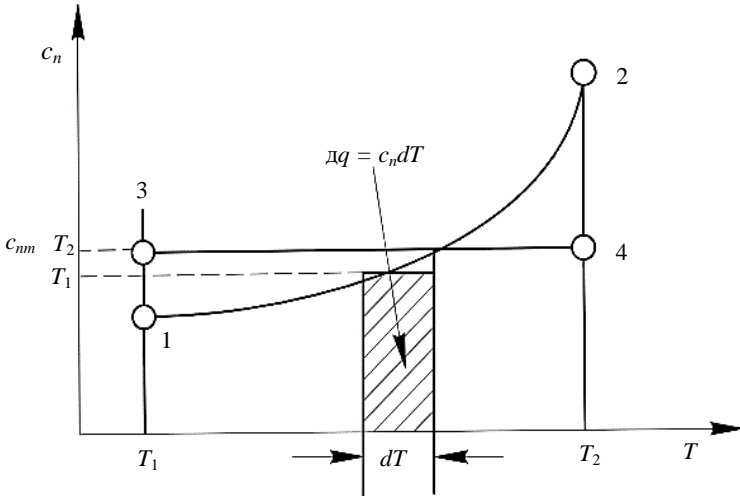


Рисунок 3.1 – Влияние температуры на величину теплоемкости газа

Формула для вычисления средней массовой теплоемкости

$$c_{nm} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} c_n dT. \quad (3.14)$$

При линейной зависимости теплоемкости от температуры для средней теплоемкости получаем

$$c_{nm} \left| \frac{t_2}{t_1} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (a + bt) dt = \frac{1}{t_2 - t_1} [a(t_2 - t_1)] + b \frac{t_2^2 - t_1^2}{2};$$

$$c_{nm} \left| \frac{t_2}{t_1} = a + \frac{b}{2}(t_1 + t_2). \quad (3.15)$$

В случае, если процесс протекает в интервале температур $0-t$,

$$c_{nm} \left| \frac{t}{0} = a + \frac{1}{2}bt. \quad (3.16)$$

Теплоемкость $c_{nm} \left| \frac{t_2}{t_1} \right.$ называют средней теплоемкостью в интервале температур t_1-t_2 , а теплоемкость $c_{nm} \left| \frac{t}{0} \right.$ – средней теплоемкостью в интервале $0-t$.

Результаты расчетов истинной и средней в интервале температур $0-t$ массовой или молярной теплоемкостей при постоянном объеме и давлении приведены в справочной литературе.

Основной тепло- и хладотехнической задачей является определение теплоты, участвующей в процессе.

При изменении температуры от T_1 до T_2 в произвольном конечном процессе количество подводимой или отводимой теплоты определяется следующим образом:

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_n dT. \quad (3.17)$$

Отсюда расчетная формула для определения теплоты в заданном интервале изменения температур, Дж/кг,

$$q = c_{nm} \left| \frac{t_2}{t_1} \right. T_2 - T_1 .$$

Однако, поскольку в справочной литературе приведены средние теплоемкости в интервалах температур $0-t$, количество теплоты в процессе 1–2 можно определить следующим образом:

$$q_{12} = q_{0..t_2} - q_{0..t_1} = c_{nm} \left| \frac{t_2}{0} \right. t_2 - c_{nm} \left| \frac{t_1}{0} \right. t_1 .$$

Очевидно, соотношение между теплоемкостями средними в интервалах температур t_1-t_2 и $0-t$.

$$c_{\text{cp}} \frac{t_2}{T_1} = \frac{\Delta q}{T_2 - T_1} = \frac{c_0 t_2 - c_0 t_1}{t_2 - t_1}. \quad (3.18)$$

3.4 Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости

Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости является весьма приближенной, так как не рассматривает колебательной и потенциальной составляющих внутренней энергии. Поэтому, согласно этой теории, задача состоит в определении распределения подводимой к веществу тепловой энергии между поступательной и вращательной формами внутренней кинетической энергии. Согласно распределению Максвелла – Больцмана, если

системе очень большого числа микрочастиц сообщить некоторое количество энергии, то она распределяется между поступательным и вращательным движениями микрочастиц пропорционально их числу степеней свободы. Число степеней свободы молекулы газа соответствует числу координат, определяющих ее положение в пространстве.

Молекула одноатомного газа имеет три степени свободы, так как ее положение в пространстве определяется тремя координатами, причем для одноатомного газа эти три степени свободы являются степенями свободы поступательного движения.

Для двухатомного газа значения трех координат одного атома еще не определяют положения молекулы в пространстве, так как после определения положения одного атома необходимо учитывать, что второй атом имеет возможность вращательного движения. Молекула двухатомного газа имеет пять степеней свободы, из которых три – поступательного и две – вращательного движения.

Молекула трехатомного газа имеет шесть степеней свободы – три поступательного и три вращательного движения. Если взять газ большей атомности, то есть четырехатомный и более, то число степеней свободы такого газа будет равно также шести, так как положение четвертого и каждого следующего атома будет определяться фиксированным расстоянием от других атомов.

Согласно молекулярно-кинетической теории, средняя кинетическая энергия поступательного и вращательного движений каждой из молекул пропорциональна температуре и равна соответственно $\frac{3}{2}kT$ и $\frac{\delta_{вр}}{2}kT$ ($\delta_{вр}$ – число степеней свободы вращательного движения). Поэтому **кинетическая энергия поступательного и вращательного движений всех молекул** будет линейной функцией температуры:

$$U_{\text{пост}} = \frac{3}{2}kNT, \quad U_{\text{вр}} = \frac{\delta_{\text{вр}}}{2}kNT.$$

Энергия колебательного движения молекул представляет собой сложную возрастающую функцию температуры и только в отдельных случаях при высоких температурах может быть приближенно выражена формулой, аналогичной приведенным выше. Молекулярно-кинетическая теория теплотности не учитывает колебательного движения молекул.

Между двумя молекулами реального газа действуют силы отталкивания и притяжения. Для идеального газа потенциальная энергия взаимодействия молекул отсутствует. С учетом изложенного **внутренняя энергия идеального газа**

$$U = U_{\text{пост}} + U_{\text{вр}} = \frac{3 + \delta_{\text{вр}}}{2}kNT.$$

Внутренняя энергия одного моля идеального (Дж/моль) газа при условии, что универсальная газовая постоянная определяется произведением двух констант: $\mu R = kNA$, определяется следующим образом:

$$u \mu = U / \nu n = \frac{3 + \delta_{\text{вр}}}{2} \mu NT .$$

Продифференцировав по T и зная, что $\frac{dU}{dt} = \mu c_v$, получим **молярную теплоемкость идеального газа (Дж/(моль·К)) при постоянном объеме:**

$$\mu c_v = \frac{3 + \delta_{\text{вр}}}{2} \mu N .$$

Из уравнения Майера $\mu c_p = \mu c_v + \mu R$ получим выражение для **молярной теплоемкости идеального газа при постоянном давлении, Дж/(моль·К):**

$$\mu c_p = \frac{5 + \delta_{\text{вр}}}{2} \mu R .$$

Отношение изобарной и изохорной теплоемкостей

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c'_p}{c'_v} = \frac{\mu c_p}{\mu c_v}$$

называется **коэффициентом Пуассона**, или **показателем адиабаты**. Для идеального газа показатель адиабаты является величиной, зависящей только от атомного строения молекул газа.

Значения молярных теплоемкостей газов при отсутствии зависимости теплоёмкости от температуры представлены в таблице 3.1. Значения средних удельных теплоёмкостей газов при линейной температурной зависимости – в таблице 3.2, при нелинейной температурной зависимости – в таблицах 3.3–3.4.

Таблица 3.1 – Значения молярных теплоемкостей газов при отсутствии зависимости теплоёмкости от температуры

Газы	Молярная теплоёмкость, кДж/(кмоль · К)	
	при постоянном давлении	при постоянном объёме
Одноатомные	20,93	12,56
Двухатомные	29,31	20,93
Трех- и многоатомные	37,68	29,31

Таблица 3.2 – Значения средних удельных теплоёмкостей газов при линейной зависимости теплоемкости от температуры

Газы	Теплоёмкость, кДж/(кг·К)	
	при постоянном давлении	при постоянном объёме
O ₂	$0,9127+2,544 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$0,6527+2,544 \cdot 10^{-4} t_{cp}$
N ₂	$1,0258+1,676 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$0,7289+1,676 \cdot 10^{-4} t_{cp}$
CO	$1,0304+1,915 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$0,7335+1,915 \cdot 10^{-4} t_{cp}$
H ₂ O	$1,8401+5,856 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$1,3783+5,856 \cdot 10^{-4} t_{cp}$
CO ₂	$0,87,25+4,810 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$0,6837+4,810 \cdot 10^{-4} t_{cp}$
Воздух	$0,9952+1,869 \cdot 10^{-4} t_{cp}$	$0,7084+1,869 \cdot 10^{-4} t_{cp}$

Таблица 3.3 – Значения средних удельных теплоёмкостей при постоянном давлении и нелинейной зависимости теплоёмкости от температуры

t, °C	Теплоёмкость, кДж/(кг·К)					
	O ₂	N ₂	CO	H ₂ O	CO ₂	Воздух
0	0,9148	1,0392	1,0396	1,8594	0,8148	1,0036
100	0,9232	1,0404	1,0417	1,8728	0,8658	1,0061
200	0,9353	1,0434	1,0463	1,8937	0,9102	1,0115
300	0,9500	1,0488	1,0538	1,9192	0,9487	1,0191
400	0,9651	1,0567	1,0634	1,9477	0,9826	1,0283
500	0,9793	1,0660	1,0748	1,9778	1,0128	1,0387
600	0,9927	1,0760	1,0861	2,0092	1,0396	1,0496
700	1,0048	1,0869	1,0978	2,0419	1,0639	1,0605
800	1,0157	1,0974	1,1091	2,0754	1,0852	1,0710
900	1,0258	1,1078	1,1200	2,1097	1,1045	1,0815
1000	1,0350	1,1179	1,1304	2,1436	1,1225	1,0907
1100	1,0434	1,1271	1,1401	2,1771	1,1384	1,0999
1200	1,0509	1,1359	1,1493	2,2106	1,1530	1,1082
1300	1,0580	1,1447	1,1577	2,2429	1,1660	1,1166
1400	1,0647	1,1526	1,1656	2,2743	1,1782	1,1242
1500	1,0714	1,1602	1,1713	2,3048	1,1895	1,1313
1600	1,0773	1,1673	1,1798	2,3346	1,1995	1,1380
1700	1,0831	1,1736	1,1865	2,3630	1,2091	1,1443
1800	1,0886	1,1798	1,1924	2,3907	1,2179	1,1501
1900	1,0940	1,1857	1,1983	2,4166	1,2259	1,1560
2000	1,0990	1,1911	1,2033	2,4422	1,2334	1,1610

Таблица 3.4 – Значения средних удельных теплоёмкостей при постоянном объёме и нелинейной зависимости теплоемкости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Теплоёмкость, кДж/(кг·К)					
	O ₂	N ₂	CO	H ₂ O	CO ₂	Воздух
0	0,6548	0,7423	0,7427	1,3980	0,6259	0,7164
100	0,6632	0,7427	0,7448	1,4114	0,6770	0,7193
200	0,6753	0,7465	0,7494	1,4323	0,7214	0,7243
300	0,6900	0,7519	0,7570	1,4574	0,7599	0,7319
400	0,7051	0,7599	0,7666	1,4863	0,7938	0,7415
500	0,7193	0,7691	0,7775	1,5160	0,8240	0,7519
600	0,7327	0,7792	0,7892	1,5474	0,4508	0,7624
700	0,7448	0,7900	0,8009	1,5805	0,8746	0,7733
800	0,7557	0,8005	0,8122	1,6140	0,8964	0,7842
900	0,7658	0,8110	0,8231	1,6483	0,9157	0,7942
1000	0,7750	0,8210	0,8336	1,6823	0,9332	0,8039
1200	0,7913	0,8395	0,8566	1,7488	0,9638	0,8215
1300	0,7984	0,8478	0,8608	1,7815	0,9772	0,8294
1400	0,8051	0,8558	0,8688	1,8129	0,9893	0,8369
1500	0,8114	0,8633	0,8763	1,8434	1,0006	0,8441
1600	0,8173	0,8704	0,8830	1,8728	1,0107	0,8508
1700	0,8231	0,8771	0,8893	1,9016	1,0203	0,8570
1800	0,8286	0,8830	0,8956	1,9293	1,0291	0,8633
1900	0,8340	0,8889	0,9014	1,9552	1,0371	0,8688
2000	0,8390	0,8943	0,9064	1,9804	1,0446	0,8742

**ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ
ПО ТЕМЕ «ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА»**

Пример решения задачи

Найти энтропию 1 кг кислорода при $p = 0,8$ МПа и $t = 250$ °С. Теплоемкость считать переменной, приняв зависимость ее от температуры линейной.

Решение. Энтропию определяем по формуле

$$s = a_p \ln \frac{T}{273} - R \cdot \ln \frac{p}{p_n} + b(T - 273).$$

Из таблицы сборника [4] для кислорода

$$c_{pm} = 0,9127 + 0,00012724t \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Поэтому формула линейной зависимости истинной теплоёмкости будет иметь вид

$$c_p = 0,9127 + 0,00025448t$$

или

$$c_p = 0,9127 + 0,00025448(t - 273).$$

Следовательно,

$$c_p = 0,8432 + 0,00025448t.$$

Таким образом,

$$a = 0,8432; \quad b = 0,00025448,$$

значение энтропии

$$s = 0,8432 \cdot 2,303 \lg \frac{523}{273} - \frac{8,314}{32} \cdot 2,303 \lg \frac{0,8}{0,1013} + 0,00025448(523 - 273);$$

$$s = 0,5476 - 0,5371 + 0,0634 = 0,0739 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Пользуясь формулой $\mu c_p = 29,2741 + 0,010459t - 0,000003818t^2$, определить истинную молярную теплоемкость кислорода при постоянном давлении для температуры 700 °С.

Сравнить полученное значение теплоёмкости со значением его, взятым из таблиц сборника [4].

Задача 2. В регенеративном подогревателе газовой турбины воздух нагревается от 150 до 600 °С.

Найти количество теплоты, сообщенное воздуху в единицу времени, если расход его составляет 360 кг/ч. Зависимость теплоёмкости от температуры принять нелинейной.

Задача 3. Определить среднюю массовую теплоемкость кислорода в пределах температуры от 200 до 1200 °С при постоянном объеме и при постоянном давлении.

Задача 4. Определить количество тепла, подаваемого калорифером сушильной камеры для сушки пожарных рукавов, если расход воздуха через калорифер составляет 3000 м³/ч, при этом воздух нагревается до 100 °С. Начальная температура воздуха 10 °С, барометрическое давление 103,9 кПа. Расчет осуществлять при линейной зависимости теплоемкости от температуры.

Задача 5. 2 м^3 водяного пара при постоянном давлении $0,85 \text{ МПа}$ нагревается от 100 до $400 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить конечный объем и количество сообщенного тепла, принимая зависимость теплоемкости от температуры линейной.

Задача 6. Какое количество тепла надо сообщить $1,2 \text{ кг}$ двуокиси углерода (CO_2) при постоянном объеме для повышения давления от $0,1$ до $0,3 \text{ МПа}$, если объем сосуда $0,65 \text{ м}^3$? Зависимость теплоемкости от температуры – нелинейная. Начертить график процесса.

Задача 7. В воздухоподогревателе котельной установки воздух нагревается от 50 до $200 \text{ }^\circ\text{C}$ при постоянном давлении. Определить количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воздуха, и удельную работу расширения, принимая теплоемкость постоянной, линейно зависящей от температуры, и зависящей от температуры нелинейно. Сделать вывод, какой зависимостью теплоемкости от температуры необходимо пользоваться для получения более точных расчетов. Начертить график процесса.

4 СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

4.1 Способы задания состава смеси

В практике зачастую рабочим телом является **смесь однородных газов** (например, воздух), каждый из которых можно считать идеальным и которые не вступают между собой в химические реакции. Такая смесь также является идеальным газом и подчиняется уравнению состояния (1.2) для смеси

$$PV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T,$$

где m – средняя (кажущаяся) молярная масса смеси (условная величина, относящаяся к однородному представляемому газу, у которого число молекул и общая масса равны числу молекул и массе смеси);

R_{μ} – универсальная газовая постоянная смеси.

Масса смеси равна массе всех составляющих компонент:

$$m = \sum m_i. \quad (4.1)$$

Основным законом, определяющим поведение газовой смеси, является **закон Дальтона**:

– *каждый отдельный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один при температуре смеси занимает весь объем смеси, или*

– *каждый отдельный газ, входящий в газовую смесь, имеет такое давление, какое бы он имел бы, если бы он один занимал весь объем газовой смеси.*

Отсюда величина p (абсолютное давление смеси) определяется как

$$p = \sum p_i, \quad (4.2)$$

где p_i – парциальное давление i -го компонента, т. е. давление, которое имел бы i -й компонент, если бы он один занимал весь объем смеси при той же температуре.

С о с т а в с м е с и можно задать массовыми, объёмными и молярными долями.

П о д *массовой долей* (g_i) понимают отношение массы компонента смеси к массе всей смеси:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{\text{см}}}, \quad (4.3)$$

где m_i – масса i -го компонента смеси;

$m_{\text{см}}$ – масса газовой смеси.

Так как сумма масс отдельных компонентов равна массе всей смеси

$$m_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i, \quad (4.4)$$

то сумма массовых долей равна единице, т.е.

$$\sum_{i=1}^{i=n} g_i = 1. \quad (4.5)$$

Компонент смеси занимает объём, который занимает газовая смесь. Для определения *объёмных долей* объёмы компонентов приводят к давлению и температуре смеси. Объём отдельного газа в смеси, приведённый к давлению и температуре смеси, называют *приведённым объёмом*. Объёмная доля (r_i) есть отношение приведённого объёма компонента смеси к объёму всей смеси:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}}, \quad (4.6)$$

где V_i – приведённый объём i -го компонента смеси;

$V_{\text{см}}$ – объём газовой смеси.

Сумма приведённых объёмов отдельных компонентов равна объёму всей смеси:

$$V_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} V_i, \quad (4.7)$$

а сумма объёмных долей равна единице:

$$\sum_{i=1}^{i=n} r_i = 1. \quad (4.8)$$

Молярную долю компонента (n_i) смеси можно определить как отношение количества вещества компонента к количеству вещества смеси:

$$n_i = \frac{v_i}{v_{\text{см}}}, \quad (4.9)$$

где v_i – количество вещества i -го компонента смеси, моль; $v_{\text{см}}$ – количество вещества газовой смеси, моль.

Сумма количества вещества отдельных компонентов равна количеству вещества всей смеси:

$$v_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} v_i. \quad (4.10)$$

Сумма молярных долей компонентов также равна единице:

$$\sum_{i=1}^{i=n} n_i = 1. \quad (4.11)$$

Необходимо отметить, что объёмные доли равны молярным долям:

$$r_i = n_i. \quad (4.12)$$

Между массовым и объёмным составом смеси существует следующее соотношение:

$$g_i = r_i \mu_i / \mu_{\text{см}}, \quad (4.13)$$

или

$$r_i = g_i \mu_{\text{см}} / \mu_i. \quad (4.14)$$

Газовая смесь в целом, так же, как и отдельные её компоненты, подчиняется закону Менделеева – Клапейрона (1.2):

$$pV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T.$$

Молярную массу смеси, называемую *средней молярной массой* ($\mu_{\text{см}}$), можно определить через массовые, объёмные или молярные доли компонентов:

$$\mu_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{g_i}{\mu_i}}, \quad (4.15)$$

где μ_i – молярные массы компонентов, г/моль или кг/кмоль;

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \mu_i; \quad (4.16)$$

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} n_i \mu_i. \quad (4.17)$$

Газовые постоянные смеси также могут быть выражены через массовые, объёмные или молярные доли компонентов:

$$R_{\text{см}} = R_{\mu} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{g_i}{\mu_i}, \quad R_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i \mu_i}.$$

4.2 Теплоемкость газовой смеси

Для определения теплоёмкости газовой смеси необходимо знать состав смеси и теплоёмкость каждого компонента.

Удельная массовая теплоёмкость смеси равна сумме произведений массовых теплоёмкостей компонентов на их массовые доли:

$$c_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} c_i \cdot g_i. \quad (4.18)$$

Удельная объёмная теплоёмкость смеси равна сумме произведений объёмных теплоёмкостей компонентов на их объёмные доли:

$$c'_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} c'_i \cdot r_i. \quad (4.19)$$

Удельная молярная теплоёмкость смеси равна сумме произведений молярных теплоёмкостей компонентов на их молярные доли:

$$c_{\mu}^{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} c_{\mu}^i \cdot n_i. \quad (4.20)$$

При определении теплоёмкости газа или смеси газов необходимо обращаться к справочным материалам, учитывая, зависит или не зависит теплоёмкость от температуры.

4.3 Удельные значения функций и параметров газовой смеси

Каждый из идеальных газов ведет себя в смеси автономно, т.е. так, будто других газов нет. Отсутствие межмолекулярного взаимодействия у идеальных газов обуславливает независимость их свойств от других газов, составляющих смесь. Следствием этой независимости свойств идеальных газов в смеси является строгая аддитивность таких термодинамических величин смеси как давление, внутренняя энергия, энтальпия и т. д.

Таким образом вышеперечисленные термодинамические величины для всей смеси получаются путем арифметического сложения соответствующих величин всех компонентов смеси.

Внутренняя энергия $U_{\text{см}}$ смеси n газов массой $m_{\text{см}}$, занимающих объем $V_{\text{см}}$:

$$U_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n U_i, \quad (4.21)$$

где U_i – внутренняя энергия m_i килограммов i -го газа в составе смеси, Дж.

Обозначим: $u_{\text{см}}$ – удельная внутренняя энергия смеси газов (внутренняя энергия 1 кг смеси), Дж/кг; u_i – удельная внутренняя энергия i -го газа смеси, Дж/кг;

$$u_{\text{см}} = \frac{U_{\text{см}}}{m_{\text{см}}}; \quad u_i = U_i / m_i.$$

Тогда

$$u_{\text{см}} = \frac{\sum_{i=1}^n U_i}{m_{\text{см}}} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i u_i}{m_{\text{см}}} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{m_{\text{см}}} u_i. \quad (4.22)$$

Окончательно:

$$u_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{m_{\text{см}}} g_i u_i. \quad (4.23)$$

Энтальпия смеси n газов:

$$H_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n H_i, \quad (4.24)$$

где H_i – энтальпия m_i килограммов i -го газа в составе смеси; $i = 1, 2, \dots, n$.

По аналогии с внутренней энергией можно получить формулу для удельной энтальпии смеси газов:

$$h_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i h_i, \quad (4.25)$$

где h_i – удельная энтальпия i -го газа в составе смеси, $h_{\text{см}}$, Дж/кг.

Все термодинамические функции состояния смеси газов также обладают свойством аддитивности.

4.4 Энтропия газовой смеси

К функциям состояния относится также энтропия S – термодинамический параметр состояния.

Изменение энтропии системы при переходе из состояния 1 в состояния 2 может быть определено по формулам

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (4.26)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (4.27)$$

Если в качестве независимых переменных будут выбраны p и v , то выражение для расчета изменения энтропии в политропных процессах может быть преобразовано к виду

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (4.28)$$

Известно, что энтропия является аддитивной функцией состояния, а следовательно, для системы, состоящей из n частей, должны выполняться соотношения

$$s_{p,T} = \sum_{i=1}^n g_i (s_i)_{p,T}. \quad (4.29)$$

Энтропия смеси идеальных газов представляет собой сумму энтропий газов, входящих в смесь

$$s_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i s_i. \quad (4.30)$$

Теорема Гиббса. Энтропия смеси идеальных газов равна сумме энтропий этих газов, когда каждый из них в отдельности занимает при температуре смеси тот же объем, что и вся смесь.

При смешении двух различных идеальных газов с одинаковыми молярными теплоемкостями независимо от степени различия между газами энтропия системы возрастает на одну и ту же величину $\Delta S = 2nR \ln 2$, называемую *энтропией смешения*. Возрастание энтропии обусловлено необратимостью процесса смешения.

**ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ
ПО ТЕМЕ «СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ»**

Примеры решения задач

Пример 1. Атмосферный воздух имеет примерно следующий состав: $m_{\text{O}_2} = 23,2 \%$, $m_{\text{N}_2} = 76,8 \%$. Определить объемный состав воздуха, его газовую постоянную, кажущуюся молярную массу и парциальные давления кислорода и азота, если давление воздуха по барометру $B = 101325$ Па.

Решение.

1 Переводим массовые доли в объемные. Для этого используем уравнения

$$r_{\text{O}_2} = \frac{\frac{m_{\text{O}_2}}{\mu_{\text{O}_2}}}{\frac{m_{\text{O}_2}}{\mu_{\text{O}_2}} + \frac{m_{\text{N}_2}}{\mu_{\text{N}_2}}} = \frac{\frac{23,2}{32}}{\frac{23,2}{32} + \frac{76,8}{28,02}} = 0,21;$$

$$r_{\text{N}_2} = \frac{\frac{m_{\text{N}_2}}{\mu_{\text{N}_2}}}{\frac{m_{\text{O}_2}}{\mu_{\text{O}_2}} + \frac{m_{\text{N}_2}}{\mu_{\text{N}_2}}} = \frac{\frac{76,8}{28,02}}{\frac{23,2}{32} + \frac{76,8}{28,02}} = 0,79;$$

2 Находим газовую постоянную воздуха:

$$R_{\text{см}} = \sum_i^n m_i R_i = m_{\text{O}_2} R_{\text{O}_2} + m_{\text{N}_2} R_{\text{N}_2} = 0,232 \cdot 260 + 0,768 \cdot 295 = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

3 Определяем кажущуюся молярную массу по формуле

$$\mu_{\text{см}} = \sum_i^n r_i \mu_i = r_{\text{O}_2} \mu_{\text{O}_2} + r_{\text{N}_2} \mu_{\text{N}_2} = 0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28,02 = 28,9 \text{ кг}/\text{моль}$$

или следующим образом:

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}.$$

Отсюда

$$\mu_{\text{см}} = \frac{8314}{R_{\text{см}}} = \frac{8314}{287} = 28,9 \text{ кг}/\text{моль}.$$

Парциальные давления найдем по формуле

$$p_i = r_i p_a,$$

где p_i – парциальное давление i -го компонента, Па;

p_a – барометрическое (атмосферное) давление.

Следовательно,

$$p_{\text{O}_2} = r_{\text{O}_2} p_a = 0,21 \cdot 101325 = 21278 \text{ Па}; \quad p_{\text{N}_2} = r_{\text{N}_2} p_a = 0,79 \cdot 101325 = 80047 \text{ Па}.$$

$$\text{Ответ: } p_{\text{O}_2} = 21278 \text{ Па}; \quad p_{\text{N}_2} = 80047 \text{ Па}.$$

Пример 2. Смесь газов состоит из водорода и окиси углерода. Массовая доля водорода $m_{\text{H}_2} = 0,67 \%$. Найти газовую постоянную и ее удельный объем при нормальных условиях.

Решение. Газовая постоянная

$$R_{\text{см}} = \sum_1^n m_i R_i = m_1 R_1 + m_2 R_2 = 0,0667 \cdot 4124 + 0,9333 \cdot 296,8 = 552 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Удельный объем газовой смеси

$$v_{\text{см}} = \frac{R_{\text{см}} T}{p} = \frac{552 \cdot 273}{101325} = 1,49 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$\text{Ответ: } v_{\text{см}} = 1,49 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить массовый состав газовой смеси, состоящий из углекислого газа и азота, если известно, что парциальное давление углекислого газа $p_{\text{CO}_2} = 120 \text{ кПа}$, а давление смеси $p_{\text{см}} = 300 \text{ кПа}$.

Задача 2. Газовая смесь имеет следующий массовый состав: $\text{CO}_2 = 12 \%$, $\text{O}_2 = 8 \%$, $\text{N}_2 = 80 \%$. До какого давления нужно сжать эту смесь, находящуюся при нормальных условиях, чтобы плотность составляла $1,6 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Задача 3. Генераторный газ состоит из следующих составных частей: $\text{H}_2 = 7,0 \%$, $\text{CH}_4 = 2,0 \%$, $\text{CO} = 27,6 \%$, $\text{CO}_2 = 4,8 \%$, $\text{N}_2 = 58,6 \%$. Определить массовые доли, кажущуюся молекулярную массу, газовую постоянную, плотность и парциальные давления при 15°C и $0,1 \text{ МПа}$.

Задача 4. В 1 м^3 сухого воздуха содержится примерно $0,21 \text{ м}^3$ кислорода и $0,79 \text{ м}^3$ азота. Определить массовый состав воздуха, его газовую постоянную и парциальные давления кислорода и азота.

Задача 5. Объемный состав сухих продуктов сгорания топлива (не содержащих водяных паров) следующий: $\text{CO}_2 = 12,3 \%$, $\text{O}_2 = 7,2 \%$, $\text{N}_2 = 80,5 \%$. Найти кажущуюся молекулярную массу и газовую постоянную, а также плотность и удельный объем продуктов сгорания при $p = 100 \text{ кПа}$ и $t = 800^\circ \text{C}$.

Задача 6. Генераторный газ имеет следующий объемный состав: $\text{H}_2 = 7,0 \%$, $\text{CH}_4 = 2,0 \%$, $\text{CO} = 27,6 \%$, $\text{CO}_2 = 4,8 \%$, $\text{N}_2 = 5,6 \%$. Определить массовые доли, кажущуюся молекулярную массу, газовую постоянную, плотность и парциальные давления при 15°C и $0,1 \text{ МПа}$.

Задача 7. Анализ продуктов сгорания топлива, произведенный с помощью аппарата Орса, показал следующий состав: $r_{\text{CO}_2} = 12,2 \%$, $r_{\text{O}_2} = 7,1 \%$, $r_{\text{CO}} = 0,4 \%$, $r_{\text{N}_2} = 80,3 \%$. Найти массовый состав входящих в смесь газов.

5 ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

5.1 Одноступенчатый поршневой компрессор

Поршневой компрессор – объемная машина, у которой всасывание, сжатие и вытеснение газа производится поршнем, перемещающимся в цилиндре возвратно-поступательно (рисунок 5.1).

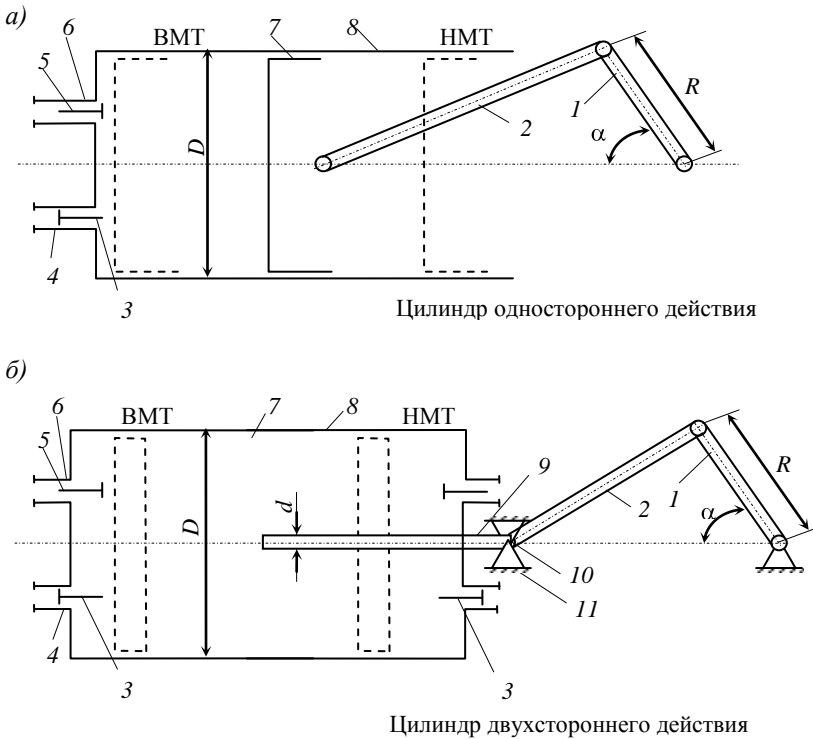


Рисунок 5.1 – Конструктивные схемы поршневого одноступенчатого компрессора:

a – бескрейцкопфного; *б* – крейцкопфного:

1 – коленчатый вал; 2 – шатун; 3 и 5 – клапаны нагнетательный и всасывающий;

4 и 6 – нагнетательный и всасывающий патрубки; 7 – поршень; 8 – цилиндр;

9 – шток; 10 – крейцкопф; 11 – направляющие крейцкопфа

Рабочая полость компрессора образуется между торцевой поверхностью поршня 7 (со стороны клапанов), поверхностью клапанной коробки вместе с клапанами 3 и 5 и внутренней поверхностью цилиндра 8 (см. рисунок 5.1, а). Поршень 7 совершает возвратно-поступательное движение. При движении поршня от крайнего левого положения (ВМТ) в цилиндре создается разрежение. Под действием разности давлений всасывающий клапан 5 открывается и газ поступает в цилиндр. Поступление газа в цилиндр продолжается до тех пор, пока поршень не придет в НМТ. В этот момент клапан 5 закрывается. Процесс всасывания заканчивается. При движении поршня к ВМТ рабочая полость цилиндра уменьшается, давление в цилиндре повышается. Происходит процесс сжатия газа. Когда давление в цилиндре превышает давление за нагнетательным клапаном 5, последний под действием разности давлений открывается, и происходит нагнетание газа в нагнетательный патрубок.

Цилиндры, в которых рабочие процессы происходят по обе стороны поршня, называются цилиндрами двухстороннего действия. Рабочие процессы в них происходят одновременно в обеих полостях, но они смещены по времени на продолжительность хода поршня. Передача движения от кривошипно-шатунного механизма к поршню осуществляется через шток 9 и крейцкопф 10, который движется в специальных направляющих 11 (см. рисунок 5.1, б).

5.2 Основные допущения для идеального компрессора

Газодинамические процессы в поршневом компрессоре очень сложны. Для упрощения анализа рабочего процесса вводят упрощенную модель – **идеальный компрессор**. При этом основные явления, имеющие место в цилиндре компрессора, сохраняются. Приняв для идеального компрессора ряд допущений, можно все процессы в нем описать простыми зависимостями термодинамики. Будем полагать, что в первом приближении аналогичные закономерности будут справедливы и для действительного компрессора. Для идеального компрессора *рабочий процесс происходит при следующих допущениях:*

1 Вредное пространство (объем) отсутствует, т. е. весь газ выталкивается из цилиндра во время хода нагнетания – в цилиндре не остается сжатого воздуха, нет процесса обратного расширения газа – нет потери производительности.

2 Какие-либо неплотности в рабочей полости отсутствуют – нет утечек и перетечек воздуха.

3 Отсутствует теплообмен между газом и стенками, с которыми газ соприкасается при всасывании и нагнетании – при всасывании (нагнетании) температура газа в цилиндре равна температуре газа во всасывающем (нагнетательном) патрубке. Показатель политропного процесса сжатия n будет величиной постоянной.

4 Нет потерь энергии (давления) в потоке при всасывании и нагнетании вследствие отсутствия гидравлических сопротивлений в каналах клапанов и трубопроводах – при всасывании (нагнетании) газ в цилиндре будет иметь такое же давление, как во всасывающем (нагнетательном) патрубке.

5 Всасывающие клапаны открываются в ВМТ и закрываются в НМТ мгновенно. Нагнетательные клапаны мгновенно открываются при давлении в цилиндре, равном давлению в нагнетательном патрубке, и закрываются в ВМТ.

6 Отсутствует трение между движущимися деталями поршневой группы (поршень – цилиндр, поршень – поршневые кольца, поршневые кольца – цилиндр и т. д.) – нет потерь энергии на трение.

Рабочий процесс идеального компрессора при сформулированных выше допущениях называется теоретическим.

5.3 PV-диаграмма рабочего процесса идеального компрессора

Теоретический цикл идеального компрессора представлен на рисунке 5.2 в виде индикаторной диаграммы. По вертикальной оси отложено давление газа в рабочей полости. По горизонтальной оси откладывается перемещение поршня. За начало отсчета перемещения поршня будем считать ВМТ. Так как объем рабочей камеры пропорционален перемещению поршня от ВМТ, то горизонтальная ось (ось перемещения) является и осью объемов.

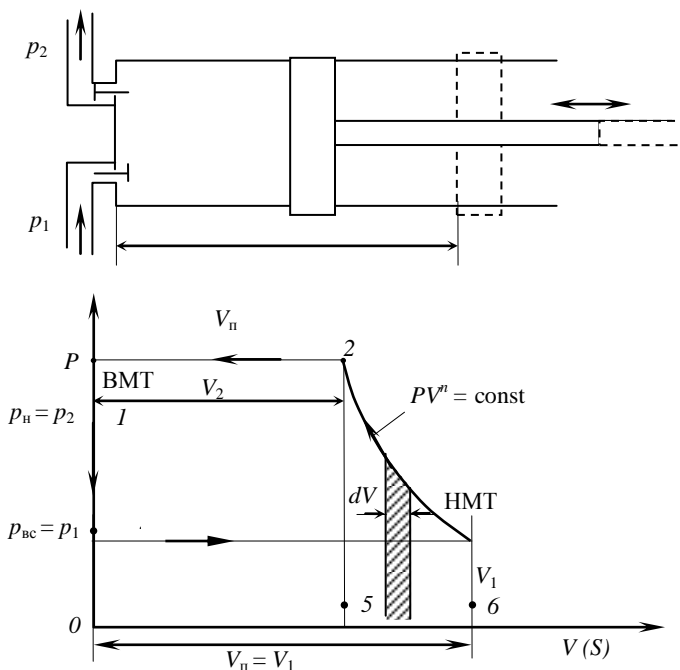


Рисунок 5.2 – Индикаторная диаграмма теоретического цикла поршневого компрессора в координатах $p-V$:

V_n – объем, описываемый поршнем; S – ход поршня

Теоретический цикл идеального компрессора состоит из процессов всасывания, сжатия и выталкивания.

Процесс всасывания – линия 4–1 представляет процесс поступления воздуха в цилиндр при движении поршня от ВМТ к НМТ. В соответствии с *допущениями 1 и 5* процесс всасывания начнется в т. 4 и в соответствии с *допущением 4* характеризуется линией, параллельной V и протекает при $p_1 = p_{вс}$ и $T_1 = T_{вс}$, т. е. при давлении и температуре во всасывающем патрубке. Заканчивается процесс всасывания в т. 1 (*допущение 5*).

Процесс сжатия – линия 1–2 характеризует процесс повышения давления и происходит по политропе с постоянным показателем n (*допущение 3*).

Заканчивается процесс сжатия в т. 2 – в момент, когда давление в рабочей полости достигнет давления в нагнетательном патрубке, и откроется нагнетательный клапан (*допущение 5*).

Процесс выталкивания (нагнетания) – линия 2–3 представляет процесс перемещения газа из рабочей полости цилиндра в нагнетательный патрубок и далее в газопровод. Протекает при постоянном давлении $p_2 = p_n$ (*допущение 4*).

Процессы всасывания и нагнетания не являются термодинамическими. Термодинамическим процессом является только процесс сжатия, к нему и применимы законы термодинамики.

5.4 Производительность, работа и мощность идеального компрессора

Поскольку в идеальном компрессоре утечки и перетоки отсутствуют (*допущение 2*), **производительность компрессора** (теоретическая) V_t , м³/мин, будет равна рабочему объему, приведенному к единице времени, (м³/мин).

Для компрессора с цилиндром одностороннего действия теоретическая производительность

$$V_t = \frac{\pi D^2}{4} S n = \frac{\pi D^2}{2} R n, \quad (5.1)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, равный $2R$, м;

R – радиус кривошипа, м;

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Площадь индикаторной диаграммы определяется произведением давления и объема и, следовательно, по размерности является **работой компрессора за один цикл** (за один оборот вала).

В теории компрессорных машин работу, отдаваемую газу в компрессоре, т. е. работу, совершаемую поршнем над газом, считают *положительной* (например, в процессах сжатия и нагнетания), а работу, получаемую

поршнем от газа – *отрицательной* (процесс всасывания и обратного расширения газа из вредного пространства).

Работа всасывания за один цикл определяется формулой

$$L_{\text{вс}} = -p_1 F_{\text{п}} S_1 = p_1 V_1, \quad (5.2)$$

где p_1 – абсолютное давление в цилиндре во время всасывания, Па;

$F_{\text{п}}$ – рабочая площадь поршня, м²;

S_1 – ход поршня, м;

V_1 – объем, описываемый поршнем за период всасывания (рабочий объем $V_1 = V_{\text{п}}$), м³;

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi D^2}{2} R. \quad (5.3)$$

Работа всасывания изображается площадью 0–4–1–6 (см. рисунок 5.2).

Работа сжатия за цикл определяется формулой

$$L_{\text{сж}} = \int_{V_2}^{V_1} p dV, \quad (5.4)$$

Работа сжатия зависит от характера политропного процесса сжатия. Для определения работы необходимо знать зависимость p от V . Она определяется значением показателя политропного процесса n .

Работа сжатия изображается площадью 6–1–2–5 (см. рисунок 5.2).

Работа нагнетания за один цикл определяется формулой

$$L_2 = p_2 F_{\text{п}} S_2 = p_2 V_2, \quad (5.5)$$

где p_2 – абсолютное давление в цилиндре во время нагнетания, Н/м²;

S_2 – часть хода поршня, на котором происходит нагнетание, м;

V_2 – объем газа, нагнетаемого компрессором за один ход поршня, м³;

Работа нагнетания изображается площадью 5–2–3–0 (см. рисунок 5.2).

Вся работа компрессора, расходуемая за один цикл, равна сумме работ всасывания, сжатия и нагнетания:

$$L_{\text{к}} = -p_1 V_1 + \int_{V_2}^{V_1} p dV + p_2 V_2. \quad (5.6)$$

В (p – V)-диаграмме (см. рисунок 5.2) *работа компрессора* соответствует площади 4–1–2–3.

Мощность, затрачиваемая в идеальном компрессоре (мощность компрессора) N , кВт, определяется формулой

$$N = \frac{L n}{60 \cdot 1000}, \quad (5.7)$$

где L – работа за один цикл, Дж;

n – частота вращения вала компрессора, об/мин.

Если определена удельная работа l для 1 м^3 воздуха, то мощность компрессора N , кВт, можно определить по формуле

$$N = \frac{lV_{\text{т}}}{60 \cdot 1000}, \quad (5.8)$$

где l – удельная работа компрессора для 1 м^3 воздуха, Дж/м³;

$V_{\text{т}}$ – теоретическая производительность идеального компрессора, определяемая формулой (5.1).

Определим работу и мощность идеального компрессора при изотермическом, адиабатическом и политропическом процессах сжатия газа в цилиндре.

Работа и мощность идеального изотермического компрессора. Изотермическим идеальным компрессором будем называть компрессор, процесс сжатия газа в котором происходит при постоянной температуре.

Уравнение процесса сжатия в системе координат p – V :

$$p_1V_1 = p_2V_2 = pV = \text{const}. \quad (5.9)$$

Работа, затрачиваемая на сжатие газа в изотермическом компрессоре,

$$L_{\text{сж}} = p_1V_1 l n \frac{p_2}{p_1}, \quad (5.10)$$

где p_1 и p_2 – абсолютные давления всасывания и нагнетания, Па.

Работа компрессора за цикл

$$L_{\text{к.из}} = -p_1V_1 + p_1V_1 l n \frac{p_2}{p_1} + p_2V_2. \quad (5.11)$$

Учитывая соотношение (5.9), получим

$$L_{\text{к.из}} = L_{\text{сж}} = p_1V_1 + l n \frac{p_2}{p_1}. \quad (5.12)$$

Работа идеального компрессора с изотермическим сжатием может быть выражена через изменение энтропии ($l_{\text{к.из}}$, Дж/кг):

$$l_{\text{к.из}} = T_1(S_1 - S_2), \quad (5.13)$$

где S_1 и S_2 – начальное и конечное значения энтропии.

Работа сжатия переходит в тепло и отводится в окружающее пространство (один из вариантов: с охлаждающей водой, протекающей через «рубашки» компрессора).

Мощность изотермического компрессора

$$N_{\text{к.из}} = \frac{L_{\text{к.из}} n}{60 \cdot 1000}, \quad (5.14)$$

где $L_{\text{к.из}}$ – работа изотермического компрессора за один цикл, определяемая формулой (5.12)

Мощность изотермического компрессора можно также определить по формуле

$$N_{\text{к.из}} = \frac{l_{\text{к.из}} V_T}{60 \cdot 1000}, \quad (5.15)$$

где $l_{\text{к.из}}$ – удельная работа изотермического компрессора, определяемая формулой (5.13).

Работа и мощность идеального адиабатного компрессора. Идеальный компрессор, процесс сжатия в котором происходит без отвода тепла в окружающую среду ($S = \text{const}$), называется адиабатным идеальным компрессором.

Уравнение процесса сжатия в такой машине

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k = p V^k = \text{const}, \quad (5.16)$$

где k – показатель адиабаты, равный для воздуха 1,4.

Работа сжатия газа в адиабатном компрессоре

$$L_{\text{сж}} = \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (5.17)$$

Работа компрессора за цикл, Дж,

$$L_{\text{к.ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (5.18)$$

Сопоставляя формулы (5.17) и (5.18), видим, что вся работа адиабатного компрессора в k раз больше, чем работа сжатия.

Оба эти процесса на практике невыполнимы, поскольку невозможно выполнить конструкцию охлаждающей системы, которая обеспечила бы сжатие газа при постоянной температуре, а также потому, что всегда имеет место выделение внутреннего тепла по причине вихреобразования и газового трения.

Также невозможно выполнить полную теплоизоляцию системы от окружающей среды.

Эти теоретические процессы используются для сравнительной оценки энергетической эффективности реальных компрессорных машин, поскольку на практике протекают политропные процессы. В зависимости от внешних и внутренних условий они могут протекать с показателем политропы в пределах $m = 1,12 \dots 1,8$, т. е. с показателем m , меньшим или большим, чем k .

Работа и мощность идеального политропного компрессора. Идеальный компрессор, процесс сжатия в котором протекает по политропе, т. е. по закону $pV^m = \text{const}$, называется политропным идеальным компрессором (m – показатель политропы сжатия, обычно $1 < n < k$).

По аналогии с адиабатным идеальным компрессором полная работа политропного идеального компрессора за один цикл определится по формуле

$$L_{\text{к.пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.19)$$

Удельная работа компрессора, приходящаяся на 1 м^3 сжимаемого газа ($l_{\text{к.пол}}$, Дж/м³),

$$l_{\text{к.пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.20)$$

Мощность идеального политропного компрессора

$$N_{\text{к.пол}} = \frac{L_{\text{к.пол}} n}{60 \cdot 1000}, \quad (5.21)$$

где $L_{\text{к.пол}}$ – работа идеального политропического компрессора, определяемая формулой (5.19);

n – частота вращения вала, об/мин.

5.5 Влияние процесса сжатия на экономичность работы компрессора

Сравнивая величины работ при различных процессах сжатия (это видно на индикаторной диаграмме на рисунке 5.3), можно убедиться, что наимыгоднейшим процессом сжатия является процесс изотермический. Полная работа, затрачиваемая в цилиндре идеального изотермического компрессора, оказывается из всех работ минимальной.

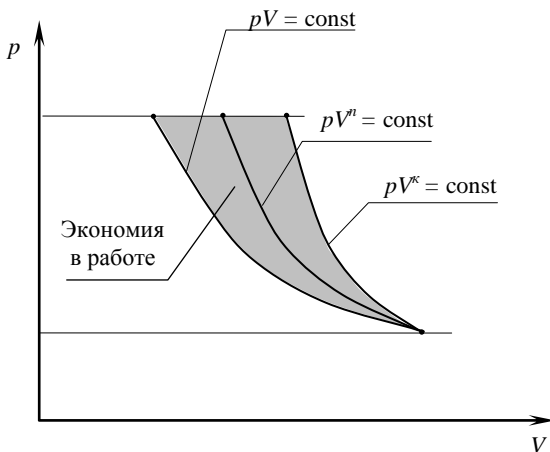


Рисунок 5.3 – Величина работы при различных процессах сжатия

Таким образом, заштрихованная площадка на рисунке 5.3 численно равна работе, сэкономленной в изотермическом компрессоре по сравнению с работой адиабатического компрессора, в одном цикле. Величина этой экономии, как видим из формулы (5.19), зависит не только от значения показателя политропы сжатия, но и степени повышения давления газа в цилиндре. При степенях сжатия $\varepsilon = 6 \dots 8$ экономия в работе, как показывают расчеты, может составить от 32 до 38 %.

5.6 Ограничение предельной степени повышения давления

Температура в конце сжатия газа в цилиндре определяется по формулам:

а) для адиабатного идеального компрессора –

$$T_{2ад} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \varepsilon^{0,286}; \quad (5.22)$$

б) для политропного идеального компрессора –

$$T_{2пол} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}, \quad (5.23)$$

где T_1 и T_2 – абсолютные температуры воздуха в начале и конце сжатия, К;
 ε – степень сжатия газа в цилиндре,

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}. \quad (5.24)$$

Внутренняя поверхность цилиндра поршневых компрессоров смазывается маслом, имеющим определенную температуру вспышки. Например, компрессорное масло имеет температуру вспышки 241 °С.

Согласно требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов», температура воздуха после каждой ступени сжатия для компрессоров, используемых в промышленности, не должна быть выше 170 °С.

Если принять, что в компрессоре происходит адиабатный (самый неблагоприятный по температурному фактору) процесс сжатия, и что в летнее время температура всасываемого (атмосферного) воздуха составляет 25 °С, то из формулы (5.22) получим формулу, определяющую максимально возможную степень сжатия по температурному фактору,

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{\max} = \left(\frac{T_{\text{доп}}}{T_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (5.25)$$

Так как $T_2 = T_{\text{доп}} = 273 + 170 = 443$ К; $T_1 = 273 + 25 = 298$ К, то расчет по формуле (5.25) дает результат

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{443}{298} \right)^{3,5} \approx 4.$$

Таким образом, *степень повышения давления в цилиндре компрессора ограничивается безопасностью работы*, и конечное давление, если начальное равно 0,1 МПа, не может быть больше 0,4 МПа. В большинстве случаев для нормальной работы машин и механизмов с пневмоприводом необходимо давление сжатого воздуха более 0,4 МПа. Поэтому в настоящее время используются преимущественно двухступенчатые компрессоры с охлаждением воздуха между ступенями, позволяющие получать конечное давление воздуха до 0,9 МПа. Все сказанное относится к воздушным компрессорам общего назначения.

5.7 КПД цикла поршневого компрессора

В силу различных причин давление всасываемого воздуха может значительно отличаться от давления, близкого к нормальному. Например, если компрессор работает с принудительным или резонансным наддувом, на значительной высоте над уровнем моря, в качестве дожимного на участке горного предприятия на большой глубине.

Исходя из формулы (5.19), удельная работа компрессора $l_{к.пол}$, Дж/м³, определяется выражением

$$l_{к.пол} = \frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

где p_1, p_2 – давления всасывания и нагнетания, Н/м² ($p_2 = \text{const}$).

Анализ этого уравнения показывает, что с уменьшением p_1 , с одной стороны, $l_{к.пол}$ должно уменьшаться, так как уменьшается сомножитель p_1 , стоящий перед квадратной скобкой. С другой стороны, при увеличении p_1 отношение p_2/p_1 стремится к 1 (считается, что конечное давление p_2 остается неизменным), а $l_{к.пол}$ – к нулю. Следовательно, существует значение p_1 (и соответственно e), при котором $l_{к.пол}$ будет иметь экстремальное (максимальное) значение.

В двухступенчатых компрессорах, применяемых в промышленности, относительное повышение давления в ступенях обычно таково, что увеличение давления всасывания приводит к увеличению потребляемой мощности, несмотря на уменьшение общей степени сжатия e .

Определим влияние температуры всасываемого воздуха на работу идеального компрессора.

Если преобразовать формулу удельной работы идеального компрессора для 1 кг воздуха, увидим, что она прямо пропорциональна отношению абсолютных температур.

Так как значение температуры всасывания близко в большинстве случаев к $T_{вс} = 300$ К, то из уравнения работы цикла можно сделать вывод, что

при увеличении температуры всасываемого газа на 1€, работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха, возрастает приблизительно на 0,33 %. Другими словами, *увеличение температуры всасываемого газа на 3€ приводит к увеличению затрачиваемой на сжатие и перемещение 1 кг воздуха работы приблизительно на 1 %.*

В первом приближении этот вывод, полученный для идеального компрессора, можно применить к действительному компрессору.

Рассмотренные нами циклы идеального компрессора отличались друг от друга показателями политропы сжатия. Соответственно, в случае различных процессов сжатия количества теплоты, отводимые от него, различны.

В идеальном компрессоре отвод тепла осуществляется только во время процесса сжатия.

Согласно первому закону термодинамики количество тепла q , Дж/кг, отводимого в процессе сжатия, для изотермического процесса

$$q = l_{из}. \quad (5.26)$$

В идеальном изотермическом цикле необходимо отвести количество тепла, эквивалентное всей работе, затраченной в цикле.

При адиабатном процессе сжатия количество отведенного тепла

$$q = 0. \quad (5.27)$$

В политропном цикле при показателе политропы n удельное количество тепла $q_{пол}$, Дж/кг, отводимого в процессе сжатия, определяется по формуле

$$q_{пол} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1), \quad (5.28)$$

где c_v – удельная теплоемкость воздуха при постоянном объеме, равная 724,3 Дж/(кг·град);

n – показатель политропы сжатия;

k – показатель адиабаты, равный 1,4.

С увеличением отводимого тепла уменьшается показатель n и затрачиваемая в цикле работа $l_{пол}$.

Эффективность компрессора невозможно оценить с помощью обычного энергетического КПД, который представляет собой отношение энергии, которую получил газ, к энергии, затраченной на проведение цикла.

Энергетический КПД цикла

$$\eta = \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_2 - T_1) + q}, \quad (5.29)$$

где q – тепло, теряемое газом при охлаждении.

Для изотермического ($T_2 = T_1$) процесса сжатия газа получается, что $z = 0$. Однако мы знаем, что этот цикл требует наименьших затрат энергии.

Таким образом, оценивать совершенство компрессорных машин с помощью *энергетического КПД* некорректно. Такая оценка выполняется с помощью *относительных термодинамических КПД*.

Изотермический КПД

$$\eta_{\text{из}} = l_{\text{из}} / l, \quad (5.30)$$

где l – удельная работа реального цикла.

Аналогично определяется адиабатный КПД:

$$\eta_{\text{а}} = l_{\text{а}} / l. \quad (5.31)$$

Для одной ступени компрессора при интенсивном его охлаждении можно написать:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{p_1 V_1 \ln(p_2 / p_1)}{[n / (n-1)] R (T_2 - T_1)} = \frac{RT \ln e}{[n / (n-1)] R (T_2 - T_1)}. \quad (5.32)$$

Применяют также *изотермический индикаторный КПД*:

$$\eta_{\text{из.инд}} = N_{\text{из}} / N_{\text{и}}, \quad (5.33)$$

где $N_{\text{из}}$, $N_{\text{и}}$ – соответственно мощность в изотермическом цикле и реальная индикаторная мощность.

По величине индикаторного КПД судят об индикаторных потерях в компрессорах, которые вызваны несовершенством процессов сжатия (и расширения), потерями давления, негерметичностью, возможным нагреванием газа от стенок цилиндра и поршня в ходе процесса, неполным охлаждением газа.

В ряде случаев используется адиабатный индикаторный КПД:

$$\eta_{\text{а.инд}} = N_{\text{а}} / N_{\text{и}}. \quad (5.34)$$

Механический КПД

$$\eta_{\text{мех}} = N_{\text{и}} / N_{\text{в.к}}, \quad (5.35)$$

где $N_{\text{в.к}}$ – мощность, подведенная на вал компрессора.

Механический КПД учитывает потери энергии:

– на преодоление сопротивления в механизме движения, трения в сальниках и цилиндрах, приводе агрегатов смазки – эти расходы могут составлять 5–8 % подводимой мощности;

– по причине подогрева газа на входе, различных перетоков через неплотности в поршневой группе и сальниках – до 7–9 %;

- на преодоление гидравлических потерь в клапанах, арматуре, газовом тракте – до 5–12 %;
- вследствие неполного охлаждения газа в холодильниках – до 3–5 %;
- вследствие отклонения процесса в цилиндрах от изотермического – до 10 %.

Как следствие, полезная мощность изотермического сжатия составляет 60–75 % от мощности, подведенной на вал компрессора.

5.8 Действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Изучение всех процессов, происходящих в действительном компрессоре, осуществляют при сравнении процессов, происходящих в идеальном компрессоре, при одинаковых условиях работы (p_0 и p_k).

Рассмотрим подробно действительную индикаторную диаграмму поршневого компрессора (рисунок 5.4) путем поэтапного ее построения. Объем газа, находящегося в цилиндре, будем обозначать V , потери объема, которые возникают вследствие ранее описанных причин, – C :

- $a-b-c-d$ – идеальный компрессор, для которого $p_0 = p_{вс}$ и $p_k = p_{наг}$. Теоретический объем цилиндра максимальный $V_{цил} = V_h$;

- $a-b-c'-d'$ – компрессор с «мертвым пространством» C , тогда $V_{цил} = V_h - C$, но $p_0 = p_{вс}$ и $p_k = p_{наг}$.

Процесс $c'-d'$ неосуществим даже теоретически, вследствие чего должен быть заменен процессом 3–4 – обратным расширением из «мертвого пространства» (*первый этап перехода к действительному компрессору*). Когда поршень находится в положении ВМТ, в цилиндре компрессора остается газ при p_k объемом C , который не может быть удален. В процессе расширения газа из «мертвого пространства» (давление падает от p_k до p_0) объем C увеличивается на C_1 , т. е. суммарные потери объема составят $(C + C_1)$.

- Клапаны в любом холодильном компрессоре (если они предусмотрены конструкцией компрессора) являются самодействующими. Движущей силой для работы клапанов служит разность давлений над и под клапаном. Таким образом, для открытия всасывающего клапана необходимо в цилиндре компрессора создать некоторое *разрежение* ($p_{вс} < P_0$) – *депрессию на всасывании* $Dp_{вс}$. Тогда точка 4' представит начало открытия всасывающего клапана. В начале открытия всасывающего клапана щель между клапанной плитой и пластиной клапана еще мала, и повышенное сопротивление клапана приводит к значительному снижению давления (до точки 4"). Процесс 4"-1' – собственно всасывание.

- V_1 – объем паров рабочего вещества, которые могут попасть в компрессор из испарителя при p_0 , $V_1 = V_h - (C + C_1)$. Наличие депрессии во всасывающем клапане приводит к тому, что объем действительно поступающих паров из испарителя еще уменьшится на величину C_2 . В НМТ всасывающий клапан закрывается.

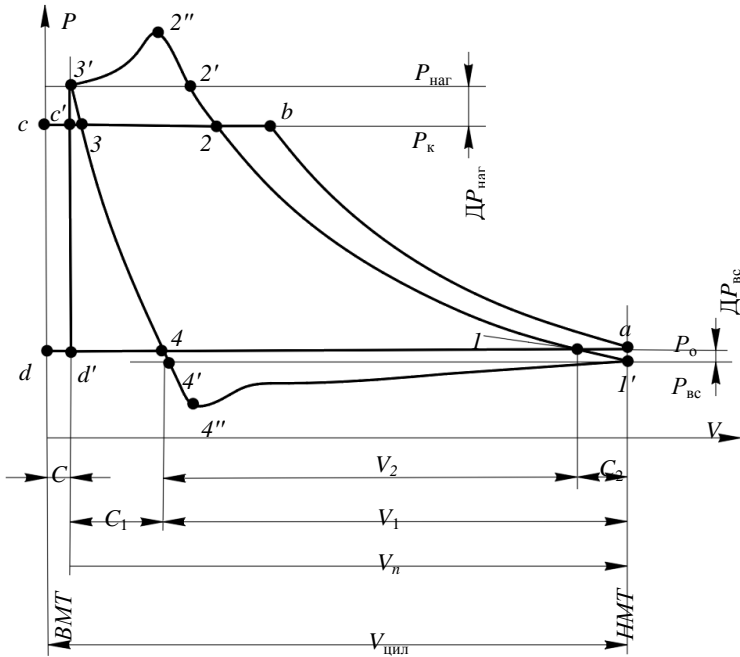


Рисунок 5.4 – Действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

- Процесс 1-2– сжатие (от p_0 до p_k). Для открытия нагнетательного клапана в цилиндре компрессора необходимо создать *избыточное давление* ($p_{наг} > p_k$) – *депрессию на нагнетании* $Др_{наг}$. Точка 2' – начало открытия нагнетательного клапана. Аналогично процессу всасывания, в начале нагнетания давления повышается (до точки 2'').

- Процесс 2'-3' – нагнетание. Конец процесса нагнетания соответствует положению ВМТ.

- Процесс 3'-3 – закрытие нагнетательного клапана.

Индикаторная мощность компрессора в графической интерпретации эквивалентна площади индикаторной диаграммы:

$$N_i = S_{1'-2'-2''-3'-3-4''} \quad (5.36)$$

С целью анализа площадь индикаторной диаграммы рационально условно разделить на три части, которые соответственно опишут:

– мощность компрессора, затрачиваемую на работу всасывающего клапана $\sim S_{4-4'-4''-1'-1}$;

– мощность компрессора, затрачиваемую на осуществление процесса сжатия, $S_{1-2-3-4}$;

– мощность компрессора, затрачиваемую на работу нагнетательного клапана, $S_{2-2''-3'-3}$.

Если принять, что $p_0 = \text{const}$ и $p_k = \text{const}$ вне зависимости от рабочего вещества, то мощность компрессора, затрачиваемая на сжатие (пл.(1-2-3-4)), будет различной для различных рабочих веществ, так как каждому рабочему веществу соответствует определенное значение показателя политропы n . Тип рабочего вещества также влияет на величину мощности, затрачиваемой на работу обоих клапанов. Это обусловлено различием в термодинамических и теплофизических свойствах рабочих веществ. Быстроходность компрессора также оказывает влияние на величину депрессий, так как при увеличении частоты вращения вала сокращается время работы клапана. При больших скоростях пара возникают большие депрессии на всасывании и нагнетании, так как $\Delta p_{\text{вс}} \sim w_{2\text{вс}}$ и $\Delta p_{\text{наг}} \sim w_{2\text{наг}}$.

Площади (1-а-б-2) и (4-3-с-d) исключены из действительной индикаторной диаграммы ввиду наличия «мертвого пространства», а также того факта, что начало процесса сжатия в действительном компрессоре соответствует $p_{\text{вс}}$, а начало процесса расширения $p_{\text{наг}}$.

Построение действительной индикаторной диаграммы конкретного компрессора возможно только при специальном виде испытаний компрессора – индицировании, записи быстроменяющихся параметров рабочего вещества ($p_{\text{цил}}$, $T_{\text{цил}}$) в полости сжатия в зависимости от времени, т. е. от положения поршня внутри цилиндра. По результатам таких испытаний определяют наличие отклонений в работе поршневых компрессоров (т. е. дефектов).

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПО ТЕМЕ «ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР»

Примеры решения задач

Пример 1. Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 7 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора и необходимую мощность электродвигателя с запасом 10 % на перегрузку, если диаметр цилиндра $D = 0,3$ м, ход поршня $S = 0,3$ м, частота вращения вала $n = 12$ об/с, относительный объем вредного пространства $\mu = 0,05$, показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа $m = 1,3$, коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $z_p = 0,94$ и эффективный адиабатный КПД компрессора $\eta_{\text{е.ад}} = 0,75$.

Р е ш е н и е: Степень повышения давления определяем по формуле (6.2):

$$\text{Л} = p_2 / p_1 = 7 \cdot 105 / (1 \cdot 105) = 7.$$

Объемный КПД компрессора [по формуле (6.1)],

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \sigma(\lambda^{\frac{1}{m}} - 1) = 1 - 0,05(7^{\frac{1}{1,3}} - 1) = 0,827.$$

Коэффициент подачи компрессора [по формуле (6.5)]

$$z_v = z_{\text{об}} z_p = 0,827 \cdot 0,94 = 0,777.$$

Теоретическая подача компрессора [по формуле (6.4)]

$$V_m = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,32^2 / 4)(0,3 \cdot 12) = 0,254 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная подача компрессора [по формуле (6.3)]

$$V = V_m z_v = 0,254 \cdot 0,777 = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретическая мощность привода компрессора при адиабатном сжатии [по формуле (6.11)]

$$N_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1 V}{10^3} (\lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1) = \frac{1,4}{1,4-1} \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,197}{10^3} (7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1) = 51 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность привода компрессора [по формуле (6.14)]

$$N_e = N_{\text{ад}} / z_{e,\text{ад}} = 51 / 0,75 = 68 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя с 10%-м запасом перегрузки

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 68 = 74,8 \text{ кВт}.$$

Пример 2. Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 3,5 \cdot 10^5$ Па. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м, ход поршня $S = 0,15$ м, частота вращения вала $n = 16$ об/с, относительный объем вредного пространства $y = 0,045$, показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $z_p = 0,95$.

Р е ш е н и е: Степень повышения давления определяем [по формуле (6.2)]:

$$\text{Л} = p_2 / p_1 = 3,5 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5) = 3,5.$$

Объемный КПД компрессора [по формуле (6.1)]

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \sigma(\lambda^{\frac{1}{m}} - 1) = 1 - 0,045(3,5^{\frac{1}{1,1}} - 1) = 0,905.$$

Коэффициент подачи компрессора [по формуле (6.5)]

$$z_v = z_{\text{об}} z_p = 0,905 \cdot 0,95 = 0,86.$$

Теоретическая подача компрессора [по формуле (6.4)]

$$V_m = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,2^2 / 4)(0,15 \cdot 16) = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная подача компрессора [из формулы (6.3)]

$$V = V_m z_V = 0,075 \cdot 0,86 = 0,0645 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 3. Двухцилиндровый двухступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1=1 \cdot 10^5$ Па до $p_2=13 \cdot 10^5$ Па. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,3$ м, ход поршня $S = 0,2$ м, частота вращения вала $n = 14$ об/с, относительный объем вредного пространства $y = 0,05$, показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа $m = 1,25$, коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями, $\psi = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $z_p = 0,94$.

Решение. Степень повышения давления в каждой ступени определяем по формуле (6.18):

$$\lambda = \psi \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = 1,1 \sqrt{\frac{13 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5}} = 3,9.$$

Объемный КПД [по формуле (6.1)]

$$\eta_{об} = 1 - \sigma(\lambda^{\frac{1}{m}} - 1) = 1 - 0,05(3,9^{1,25} - 1) = 0,901.$$

Коэффициент подачи [по формуле (6.5)]

$$z_V = z_{об} z_p = 0,901 \cdot 0,94 = 0,847.$$

Теоретическая подача ступени компрессора [по формуле (6.4)]

$$V_m = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,32 / 4)(0,2 \cdot 14) = 0,198 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная подача компрессора [по формуле (6.3)]

$$V = V_m z_V = 0,198 \cdot 0,847 = 0,168 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Одноступенчатый поршневой компрессор работает со степенью повышения давления $\lambda = 10$ и с показателем политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,3$. Определить коэффициент подачи компрессора, если относительный объем вредного пространства $y = 0,04$, коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $z_p = 0,975$, коэффициент, учитывающий увеличение температуры газа от нагревания его при контакте со стенками цилиндра, $z_m = 0,96$ и коэффициент, учитывающий утечки газа через неплотности, $z_{ут} = 0,98$.

Задача 2. Одноступенчатый поршневой компрессор работает со степенью повышения давления $\lambda = 7$ и с показателем политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,3$. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м, ход поршня $S = 0,18$ м, частота вращения вала $n = 900$ об/мин, относительный объем вредного простран-

ства $\gamma = 0,05$, и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $z_p = 0,92$.

Задача 3. Одноступенчатый поршневой компрессор с массовой подачей $M = 0,18$ кг/с всасывает воздух при давлении $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и температуре $t_1 = 20$ °С и сжимает его до давления $p_2 = 6 \cdot 10^5$ Па. Определить, на сколько возрастет теоретическая мощность привода компрессора, если изотермическое сжатие воздуха в компрессоре будет заменено адиабатным.

Задача 4. Определить, на сколько процентов уменьшится мощность, потребляемая поршневым компрессором, адиабатно сжимающим воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 8 \cdot 10^5$ Па, при переходе от одноступенчатого к двухступенчатому сжатию.

Задача 5. Определить индикаторную мощность двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндра $D_1 = 0,35$ м и $D_2 = 0,2$ м и ходом поршней $S = 0,2$ м, если частота вращения вала $n = 12$ об/с, среднее индикаторное давление в первой ступени $p_{i1} = 1,2 \cdot 10^5$ Па, во второй – $p_{i2} = 3,4 \cdot 10^5$ Па.

Задача 6. Определить среднее индикаторное давление в ступенях двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,3$ м и $D_2 = 0,18$ м и ходом поршней $S = 0,15$ м, если частота вращения вала $n = 13$ об/с, индикаторная мощность цилиндра первой ступени $N_{i1} = 25$ кВт, второй ступени – $N_{i2} = 26$ кВт.

Задача 7. Определить механический КПД двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,198$ м и $D_2 = 0,155$ м и ходом поршней $S = 0,145$ м, если частота вращения вала $n = 900$ об/мин, эффективная мощность $N_e = 28,4$ кВт, среднее индикаторное давление в первой ступени $p_{i1} = 1,7 \cdot 10^5$ Па, во второй – $p_{i2} = 3,5 \cdot 10^5$ Па.

Задача 8. Компрессор всасывает в минуту 100 м³ водорода при температуре 20 °С и давлении $0,1$ МПа и сжимает его до $0,8$ МПа.

Определить потребную мощность двигателя для привода компрессора при адиабатном сжатии, если эффективный КПД компрессора $\eta_i = 0,7$.

Задача 9. Приемные испытания компрессоров обычно проводятся не на газе, на котором должен работать компрессор, а на воздухе.

Для условий предыдущей задачи найти потребную мощность двигателя при работе компрессора на воздухе. Сравнить полученные результаты.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПО ТЕМЕ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Примеры решения задач

Пример 1. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 627$ °С и $t_2 = 27$ °С, причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наименьшее – 0,1 МПа.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках, цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведённой и отведённой теплоты.

Решение. Точка 1. $p_1 = 6$ МПа; $T_1 = 900$ К.

Удельный объём газа находим из характеристического уравнения

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 900}{6 \cdot 10^5} = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 2. $T_2 = 900$ К.

Из уравнения адиабаты (линия 2–3)

$$\frac{p_2}{p_3} = \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 3^{0,4} = 46,8.$$

Из уравнения изотермы (линия 1–2)

$$p_1 v_1 = p_2 v_2$$

получаем

$$v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2} = \frac{6 \cdot 0,043}{4,68} = 0,055 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 3. $p_3 = 0,1$ МПа; $T_3 = 300$ К.

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \cdot 300}{0,1 \cdot 10^6} = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 4. $T_4 = 300$ К.

Из уравнения адиабаты (линия 4–1) имеем

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 4,68 \text{ МПа}; \quad p = \frac{p_1}{4,68} = 0,128.$$

Из уравнения изотермы (линия 3–4) получаем

$$p_3 v_3 = p_4 v_4; \quad v_4 = \frac{p_3 v_3}{p_4} = \frac{0,1 \cdot 0,861}{0,128} = 0,671 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

Подведённое количество теплоты

$$q_1 = RT_1 \ln \frac{v_3}{v_4} = 2,303 \cdot 0,287 \cdot 900 \lg \frac{0,055}{0,043} = 63,6 \text{ кДж/кг}.$$

Отведённое количество теплоты

$$q_2 = RT_3 \ln \frac{v_3}{v_4} = 2,303 \cdot 0,287 \cdot 300 \lg \frac{0,861}{0,671} = 21,5 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2 = 69,6 - 21,5 = 42,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для проверки можно воспользоваться формулой

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0}{q_0} = \frac{42,1}{63,6} = 0,662.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. 1 кг воздуха совершает цикл Карно между температурами $t_1 = 327 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; наивысшее давление при этом составляет 2 МПа, а наинизшее – 0,12 МПа.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках, работу, термический КПД цикла и количества подведенной и отведенной теплоты.

Задача 2. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Наивысшее давление $p_1 = 1 \text{ МПа}$, наинизшее – $p_3 = 0,12 \text{ МПа}$.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках, количество подведенной и отведенной теплоты, работу и термический КПД цикла.

Задача 3. Поршневой двигатель работает на воздухе по циклу с подводом теплоты при $x = \text{const}$. Начальное состояние воздуха: $p_1 = 0,785 \text{ МПа}$ и $t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$. Степень сжатия $e = 4,6$. Количество подведенной теплоты составляет 100,5 кДж/кг.

Найти термический КПД двигателя и его мощность, если диаметр цилиндра $d = 0,24 \text{ м}$, ход поршня $S = 0,34 \text{ м}$, число оборотов $n = 21 \text{ рад/с}$ (200 об/мин) и за каждые два оборота совершается один цикл.

Задача 4. Температура воспламенения топлива, подаваемого в цилиндр двигателя с изобарным подводом теплоты, равна $800 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить минимально необходимое значение степени сжатия e , если начальная температура воздуха $t_1 = 77 \text{ }^\circ\text{C}$. Сжатие считать адиабатным, $k = 1,4$.

Задача 5. Для цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $p = \text{const}$ определить параметры в характерных точках, полезную работу, количество подведенной и отведенной теплоты и термический КПД, если дано: $p_1 = 100 \text{ кПа}$, $t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $e = 12$; $k = 1,4$; $c = 1,67$. Рабочее тело – воздух. Теплоёмкость принять постоянной.

Задача 6. Найти давление и объем в характерных точках цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $p = \text{const}$, а также термический КПД и полезную работу, если дано: $p_1 = 100 \text{ кПа}$, $e = 14$; $c = 1,5$; $k = 1,4$. Диаметр цилиндра $d = 0,3 \text{ м}$, ход поршня $S = 0,45 \text{ м}$. Рабочее тело – воздух. Теплоёмкость считать постоянной.

Задача 7. В цикле с подводом теплоты при $p = \text{const}$ начальное давление воздуха $p_1 = 0,09 \text{ МПа}$, температура $t_1 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$, степень сжатия $e = 12$, степень предварительного расширения $c = 2$ и $k = 1 \text{ м}^3$.

Определить параметры в характерных точках цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу цикла и его термический КПД. Рабочее тело – воздух. Теплоёмкость принять постоянной.

Задача 8. Рабочее тело поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты обладает свойствами воздуха. Известны начальные параметры $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 30$ °С и следующие характеристики цикла: $\epsilon = 7$, $\lambda = 2,0$ и $\sigma = 1,2$.

Определить параметры в характерных для цикла точках, количество подведенной теплоты, полезную работу и термический КПД цикла. Рабочее тело – воздух. Теплоёмкость считать постоянной.

Задача 9. Для идеального цикла газовой турбины с подводом теплоты при $p = \text{const}$ определить параметры в характерных точках, полезную работу, термический КПД, количество подведенной и отведенной теплоты. Дано: $p_1 = 0,1$ МПа; $t_1 = 17$ °С; $t_3 = 600$ °С; $\lambda = p_2/p_1 = 8$. Рабочее тело – воздух. Теплоёмкость принять постоянной.

Задача 10. Газовая турбина работает по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$. Известны параметры: $p_1 = 0,1$ МПа; $t_1 = 40$ °С; $t_4 = 400$ °С, а также степень увеличения давления $\lambda = 8$. Рабочее тело – воздух.

Определить параметры в характерных точках цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу, совершаемую за цикл, и термический КПД. Теплоёмкость считать постоянной.

Задача 11. Газовая турбина работает по циклу с подводом тепла при $p = \text{const}$ без регенерации. Известны степень повышения давления в цикле $\lambda = p_2/p_1 = 7$ и степень предварительного расширения $\sigma = x^3/x^2 = 2,4$. Рабочее тело – воздух.

Найти термический КПД этого цикла и сравнить его с циклом поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $p = \text{const}$ при одинаковых степенях сжатия ϵ и при одинаковых степенях расширения p . Представить цикл в диаграмме T_s .

Задача 12. Газотурбинная установка работает с подводом теплоты при $x = \text{const}$ и с полной регенерацией. Известны параметры: $t_1 = 30$ °С и $t_5 = 400$ °С, а также $\lambda = p_2/p_1 = 4$. Рабочее тело – воздух.

Определить термический КПД этого цикла. Изобразить цикл в диаграмме T_s .

6 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Назначение любого теплового двигателя – превращение теплоты в работу. Необходимая для перевода в работу теплота получается при сгорании жидких, твёрдых или газообразных топлив. **Паровые машины и паровые турбины** – это так называемые двигатели внешнего сгорания. *Двигатели, в которых процесс сгорания осуществляется в рабочем пространстве машины, называются двигателями внутреннего сгорания (ДВС).*

6.1 Второй закон термодинамики

Из первого закона (начала) термодинамики следует, что взаимное превращение тепловой и механической энергии в двигателе должно осуществляться в строго эквивалентных количествах.

Двигатель, который позволил бы получать полезную работу без энергетических затрат, называется вечным двигателем первого рода. Такой двигатель невозможен, так как это противоречит первому закону термодинамики.

Естественные процессы всегда нормированы в сторону достижения системой равномерного состояния (механического, термического или любого другого).

Несмотря на эквивалентность теплоты и работы, процессы их взаимного превращения неравнозначны. Опыт показывает, что механическая энергия может быть полностью превращена в теплоту, например, путем трения, однако теплоту полностью превратить в механическую энергию в периодически повторяющемся процессе нельзя.

Как показал опыт, все без исключения тепловые двигатели должны иметь горячий источник теплоты, рабочее тело и холодный источник теплоты. Практически, в существующих тепловых двигателях горячим источником теплоты служит химическая реакция сжигания топлива, а в качестве холодного источника используется окружающая среда – атмосфера, в качестве рабочего тела – газы, пары.

Работа теплового двигателя осуществляется следующим образом. Рабочее тело при подводе теплоты нагревается, расширяется и совершает работу. В периодически действующей тепловой машине это процесс расширения, при осуществлении которого получена работа l_p . Для продолжения работы нужно возвращать рабочее тело в исходное состояние, то есть сжать его, затратив работу l_c . Но при этом сжатии рабочее тело нагревается, и эту

теплоту необходимо отвести, то есть охладить рабочее тело. Таким образом, для непрерывной работы теплового двигателя необходим циклический процесс, в котором к рабочему телу от горячего источника подводится теплота q_1 и отводится от него к холодному источнику теплота $|q_2|$. После возвращения рабочего тела в первоначальное состояние можно снова подвести к нему теплоту q_1 и получить работу l_p , затем сжать, затратив работу $|l_c|$ и, охладив (отведя теплоту $|q_2|$) рабочее тело, вернуть его в исходное состояние, и т. д. Причем в тепловом двигателе должно быть обеспечено $l_p > |l_c|$, то есть двигатель производит полезную работу, осуществляя цикл «расширение – сжатие»: $l_{ц} = l_p - |l_c|$.

Таким образом, на основе опыта можно сформулировать **второй закон термодинамики** (формулировка В. Томсона): «Невозможна периодически действующая тепловая машина, единственным результатом действия которой было бы получение работы за счет отнятия теплоты от горячего источника».

На основании вышеприведенного можем констатировать, что тепловой двигатель без холодного источника, то есть двигатель, превращающий в работу всю полученную от горячего источника теплоту, невозможен.

Кстати, тепловой двигатель, полностью превращающий в работу теплоту горячего источника и не имеющий холодного источника, принято считать вечным двигателем второго рода. Поэтому второе начало (второй закон) термодинамики можно сформулировать так: «Вечный двигатель второго рода невозможен».

Степень совершенства теплового двигателя оценивается термическим коэффициентом полезного действия (КПД цикла):

$$\eta_r = \frac{l_u}{l_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \quad (6.1)$$

Чем больше КПД цикла, тем большая часть подведенной теплоты превращается в работу.

6.2 Термодинамический цикл Карно

Термический КПД цикла, оценивающий преобразование подведенной тепловой энергии в механическую, зависит от тех термодинамических процессов, из которых он состоит. В 1824 году военный инженер Сади Карно (1796–1832 гг.) предложил цикл, обеспечивающий самый высокий термический КПД в заданном температурном интервале.

Карно сумел понять важный научный факт: чтобы паровая машина работала непрерывно (циклически), она должна не только поглощать теплоту в котле от сгорающего топлива, но и отдавать часть этой теплоты охлаждающей воде в конденсаторе.

Следует отметить, что в тот период господствовала теплородная теория теплоты, и, естественно, Карно при создании своего цикла опирался на теорию теплорода. При этом Карно исходил из опыта эксплуатации гидравлических машин (водяных мельниц во Франции) и использовал метод аналогий. Поток теплорода «падал» с высокой температуры T_1 («с высоты h_1 ») на более низкую температуру T_2 («на высоту h_2 ») и при этом производил работу. Такая аналогия была приемлемой, т. к. из нее следовал правильный вывод: тепловая машина может работать только при разности температур (как и водяная мельница – только при наличии разности высот воды).

Проведем некоторые обобщающие рассуждения с целью поиска такой схемы циклического процесса, при которой можно получить максимум полезной работы (энергии в механической форме). Следовательно, необходимо найти такую совокупность и последовательность простейших термодинамических процессов (изохорного, изобарного, изотермического или адиабатного), которая обеспечивала бы максимальный полезный эффект при работе тепловой машины, т. е. максимальный так называемый КПД цикла.

Выясним физический смысл понятия «КПД цикла». В ходе циклического процесса к рабочему телу подводится энергия в тепловой форме в количестве Q_1 . Вполне естественно, что на практике стремятся достичь такой эффективности работы тепловой машины, чтобы всю подводимую к рабочему телу энергию Q_1 преобразовать из тепловой энергии в механическую. Однако в ходе циклического (кругового) процесса часть подводимой энергии обязательно отводится в тепловой форме в количестве Q_2 от рабочего тела обратно в окружающую среду. Не вся подводимая тепловая энергия Q_1 преобразуется в полезную работу L , и **КПД цикла представляет собой долю подведенной теплоты, которая преобразовалась в механическую форму энергии:**

$$\text{КПД} = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

В своей работе С. Карно рассмотрел цикл такого теплового двигателя (названный впоследствии его именем), который обладает наивысшим КПД в заданных температурных границах и имеет особое значение для термодинамики тепловых машин.

Термодинамический цикл Карно состоит из двух пар процессов: изотермического и адиабатного. Действительно, изотермический процесс является самым выгодным процессом подвода теплоты, т. к. только **в изотермическом процессе вся теплота согласно первому закону (началу) термодинамики преобразуется в механическую работу. В последующем адиабатном процессе расширения теплота вообще не подводится, но работа производится за счет внутренней энергии рабочего тела (газа).**

Для идеального газа, для которого $du = c_v dT$ (здесь u – удельная внутренняя энергия, c_v – удельная изохорная теплоемкость газа), из уравнения первого закона термодинамики $dq = du + dl$ (здесь q и l – удельные величины соответственно теплоты и работы изменения объема) при отсутствии подвода или отвода теплоты ($dq = 0$) следует, что $dl = -du$, причем $dl = -c_v dT$, т. е. при адиабатном расширении температура газа падает, а при адиабатном сжатии возрастает.

В результате для температурных границ T_1 (температура подвода теплоты) и T_2 (температура отвода теплоты) цикл Карно в тепловой диаграмме выражается классическим прямоугольником (рисунок 6.1).

Для цикла Карно термический КПД:

$$\eta_r = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \frac{s_2 - s_1}{s_2 - s_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.2)$$

Как видно из выражения (6.2), значение η_r зависит только от значений T_1 и T_2 , причем **КПД идеального цикла Карно прямо пропорционален отношению разности температур нагревателя и холодильника к температуре нагревателя.**

Однако изотермический подвод теплоты в этом цикле не соответствует характеру процессов подвода теплоты при сгорании в двигателях; кроме того, в обычных для тепловых двигателей температурных границах цикл Карно требует слишком значительного объема цилиндра на единицу работы и неприемлемо высоких давлений сжатия рабочего тела, что

привело бы к большим потерям на охлаждение цилиндра, на трение поршня, утечки газов через неплотности цилиндропоршневой группы и пр. По указанным причинам в качестве идеальных циклов для тепловых машин в термодинамике принимаются другие циклы, менее совершенные, чем цикл Карно, но ближе отвечающие действительным процессам.

6.3 Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой такую тепловую машину, в которой подвод теплоты к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя. Рабочим телом в таких двигателях является на первом этапе воздух или смесь воздуха с легко воспламе-

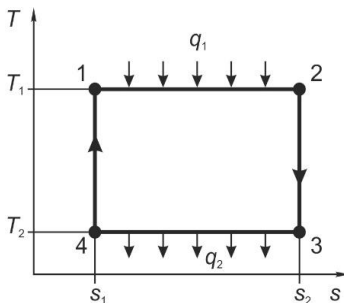


Рисунок 6.1 – Термодинамический цикл Карно для тепловой машины: 1–2 и 3–4 – изотермические процессы; 2–3 и 4–1 – адиабатные процессы

нящимся топливом, а на втором этапе – продукты сгорания этого жидкого или газообразного топлива (газ, бензин, керосин, дизельное топливо, мазут и др.) Причем в двигателях давления рабочего тела не слишком высоки, а температуры его намного превышают критические, что позволяет с хорошим приближением рассматривать рабочее тело как идеальный газ; это существенно упрощает термодинамический анализ цикла.

Двигатели внутреннего сгорания обладают двумя существенными преимуществами по сравнению с другими типами тепловых двигателей. Во-первых, благодаря тому, что у двигателя внутреннего сгорания горячий источник теплоты находится как бы внутри самого двигателя, отпадает необходимость в больших теплообменных поверхностях, через которые осуществляется подвод теплоты от горячего источника к рабочему телу. Это приводит к большей компактности двигателей внутреннего сгорания, например, по сравнению с паросиловыми установками. Второе преимущество двигателей внутреннего сгорания состоит в следующем. В тех тепловых двигателях, в которых подвод теплоты к рабочему телу осуществляется от внешнего горячего источника, верхний предел температуры рабочего тела в цикле ограничивается температурой, допустимой для конструкционных материалов (так, повышение температуры водяного пара в паротурбинных установках лимитируется свойствами сталей, из которых изготавливаются элементы парового котла и паровой турбины; с ростом температуры, как известно, снижается предел прочности материала). В двигателях же внутреннего сгорания предельное значение непрерывно меняющейся температуры рабочего тела, получающего теплоту не через стенки двигателя, а за счет тепловыделений в объеме самого рабочего тела, может существенно превосходить этот предел. При этом надо еще иметь в виду, что стенки цилиндра и головки блока цилиндров имеют принудительное охлаждение, что позволяет расширить температурные границы цикла и тем самым увеличить его термический КПД.

Двигатели внутреннего сгорания (поршневого типа) широко используются в технике (в автомашинах, тракторах, тепловозах, речных и морских судах, самолетах старых типов и т. д.).

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС – установившаяся аббревиатура): цикл с изохорным подводом теплоты; цикл с изобарным подводом теплоты; цикл со смешанным подводом теплоты.

В газотурбинных установках также внутри самого двигателя осуществляется подвод теплоты к рабочему телу за счет сгорания. Однако исторически аббревиатура для них другая – ГТУ.

Для изображения термодинамических циклов тепловых машин используют практически две диаграммы: p - v -диаграмма и T - s -диаграмма.

В $p\nu$ -диаграмме работа тепловой машины пропорциональна площади фигуры, образованной термодинамическими процессами цикла. По $p\nu$ -диаграмме также определяется наибольшее давление в цикле тепловой машины. В Ts -диаграмме площадь фигуры, образованной термодинамическими процессами цикла тепловой машины, пропорциональна теплоте, преобразованной в работу. Кстати, Ts -диаграмма поэтому называется еще тепловой диаграммой. По Ts -диаграмме определяется максимальная температура рабочего тела в термодинамическом цикле тепловой машины.

Таким образом, имея изображение цикла теплового двигателя в $p\nu$ - и Ts -диаграммах, можно оценить наибольшие значения механических и термических напряжений в цикле. По $p\nu$ -диаграмме определяется среднее давление p_i цикла теплового двигателя, которое позволяет вычислить теоретическую мощность двигателя по известным рабочему объему и частоте вращения вала отбора мощности. По Ts -диаграмме определяются средние значения подвода и отвода теплоты в цикле, что позволит легко вычислить термический КПД цикла тепловой машины. Следовательно, можно дать оценку эффективности преобразования теплоты в работу в рассматриваемом тепловом двигателе.

6.3.1 Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом теплоты при постоянном объеме является теоретическим циклом ДВС с внешним смесеобразованием. К ним относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, спирте и других топливах, газовые двигатели, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых используется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом в обычных условиях.

Первыми более или менее работоспособными ДВС считаются двигатели, работавшие на светильном газе (газ, который использовался в фонарях наружного освещения), которые создал Жан-Этьен Ленуар во Франции. Он получил патент в 1860 году. В его двухтактном двигателе, аналогичном по конструкции паровой машине (использовалось двойное действие поршня и золотниковое газораспределение), газ и воздух смешивались непосредственно в цилиндре (наполнение занимало примерно половину хода поршня), и зажигание смеси обеспечивалось электрической искрой от постоянно-го источника.

Маленькие двигатели Ленуара (их мощность составляла порядка 0,5–1 кВт) сразу завоевали большую популярность в Европе, в первую очередь, во Франции и Германии. Их строили даже в Англии. Они облегчали мелким предпринимателям возможность «машинизировать» свои кустарные

ремесленные производства, так как устраняли необходимость дорогостоящих котельных. В 1863 г. Лемуар попытался установить свой двигатель на некоторое подобие повозки и даже проехал на ней около 20 км в окрестностях Парижа. В эксплуатации сразу же выявились два существенных недостатка этого двигателя: очень сильный шум, сопровождающий его работу, и такой большой расход газа, что эксплуатация двигателя обходилась иногда в три-четыре раза дороже использования паровой машины. КПД двигателя оценивался на уровне 3 %.

Хотя двигатели Лемуара, естественно, как всякая новинка, были не очень надежны, но именно Лемуару принадлежит заслуга распространения газовых двигателей внутреннего сгорания как стационарных тепловых двигателей, не требующих громоздкой котельной установки, и привлечения к ДВС внимания специалистов в разных странах.

Этим двигателем заинтересовался, можно сказать, увлекся молодой немецкий изобретатель-самоучка, продавец бакалейной лавки из Кельна Николаус Аугуст Отто (1832–1891). Не имея никакого профессионального образования, он, тем не менее, долго и настойчиво пытался найти возможности повышения эффективности двигателей Лемуара. Маленький мотор Отто был показан на Всемирной Парижской выставке и получил золотую медаль, несмотря на то, что в экспозиции выставки было представлено еще не менее полутора десятков газовых двигателей разных изобретателей. Но моторчик Отто работал экономичнее всех других. Отто со своими партнерами организовал производство двигателей. Успеху фирмы способствовало приглашение двух талантливых немецких инженеров. Их имена известны и сегодня – это были Готтлиб Даймлер и Вильгельм Майбах. До сих пор в Германии существуют фирмы и автомобильные заводы, ими организованные.

Но еще раньше первых успехов Отто, в 1862 г., француз Альфонс Бо де Роша получил патент на разработанный четырехтактный цикл для осуществления процесса, предложенного Карно:

- первый такт – впуск горючей смеси в цилиндр;
- второй такт – сжатие горючей смеси, в течение которого растут температура и давление смеси в цилиндре;
- третий такт – рабочий ход вследствие горения топлива, вызванного искрой в конце такта сжатия, и расширения продуктов сгорания, которые своим давлением перемещают поршень, совершающий полезную работу;
- четвертый такт – выпуск отработанных газов в атмосферу.

Бо де Роша был теоретиком и никакого двигателя не построил, да и не пытался этого делать. Но его идеи после длительных трудов, несмотря на непонимание и даже противодействие своих партнеров, смог использовать Н. Отто. Он построил в 1876 г. действующий образец четырехтактного двигателя, также работавшего на газе. Двигатели Отто расходовали вдвое

меньше газа, чем двигатели Ленуара, и поэтому получили широкое промышленное применение. Уже в следующем, 1878 г., началось производство таких моторов по патенту Отто в США. Реализация более экономичного четырехтактного цикла являлась выдающимся достижением техники. В принципе подобные двигатели (на жидком и газообразном топливе) и сегодня применяются на большинстве автомобилей.

Следующий шаг сделал Г. Даймлер. Расставшись с Отто, он продолжил работу над моторами самостоятельно и в 1883 г. построил четырехтактный двигатель внутреннего сгорания, в котором вместо светильного газа использовалось более компактное жидкое топливо, имеющее высокую объемную теплоту сгорания – бензин. Горючая смесь в виде паров бензина и воздуха образовывалась в специально разработанном им устройстве – карбюраторе. Надо отметить, что за год-два до этого Даймлер посетил, а фактически объездил, всю Россию. Дело в том, что в России уже существовал завод по перегонке сырой нефти на керосин. Керосин использовался в основном для освещения. Бензин, который в процессе перегонки нефти получался как более легкая фракция, не использовался. Бензин пожаро- и взрывоопасен, и как осветительная жидкость не может использоваться. Бензин как побочный продукт перегонки нефти сжигался. В результате в местах перегонки нефти полыхали факелы горящего бензина. Даймлер, увидев это, понял, что заменив в горючей смеси газ на пары бензина, получит малогабаритный, сравнительно мощный ДВС, так необходимый для автомобилей. Легкое нефтяное топливо – бензин было именно тем, что искал Даймлер: оно хорошо испаряется, быстро и полно сгорает, имеет высокую теплоту сгорания.

Вскоре, поставив карбюраторный бензиновый двигатель на повозку, Даймлер построил первый, уже по сути дела и принципиальному устройству, настоящий автомобиль.

Современники обычно лучше знают не теоретиков, а практиков. Может быть, поэтому теоретический цикл ДВС быстрого сгорания, разработанный теоретиком Бо де Роша и примененный практиком Отто в своих двигателях, и сегодня называют «циклом Отто», а имя его настоящего создателя (Бо де Роша) часто не упоминается даже в специальной литературе.

ДВС, теоретическим (идеальным) циклом которых является цикл с изохорным подводом теплоты, работают по схеме рабочего цикла с внешним смесеобразованием (рисунок 6.2). При этом легко испаряющееся топливо и воздух в соотношениях, требуемых для полного сгорания (например, теоретически необходимое, или стехиометрическое, количество воздуха для полного сгорания 1 кг бензина составляет примерно 15 кг), перемешиваются вне цилиндра, топливо частично испаряется и с воздухом образует горючую смесь. Смесь поступает в цилиндр (процесс впуска), после чего она подвергается сжатию.

Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходит доиспарение топлива и дополнительное перемешивание его паров с воздухом. Подготовленная

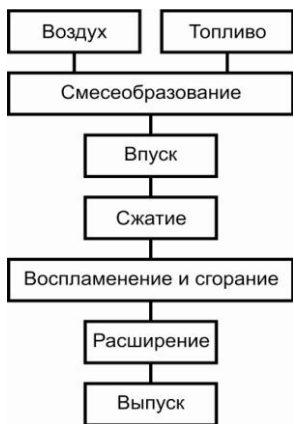


Рисунок 6.2 – Схема рабочего цикла ДВС с внешним смесеобразованием

горючая смесь воспламеняется в цилиндре обычно при помощи электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре повышается температура и давление, под действием которого происходит перемещение поршня, объем горючих газов при этом увеличивается. В процессе расширения газы совершают полезную работу. После расширения происходит удаление из цилиндра продуктов сгорания (выпуск), и рабочий цикл повторяется.

Внешнее смесеобразование в ДВС может осуществляться с помощью карбюратора или посредством впрыска топлива во впускной трубопровод.

Простейший карбюратор (рисунок 6.3) работает следующим образом. Засасываемый воздух, минуя воздушную заслонку 2, проходит через диффузор 1, в горловине которого возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры 3 через жиклер 5 попадает в горловину диффузора 1, при истечении распыливается воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку 6, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

Карбюраторный двигатель, особенно транспортный, работает на самых различных скоростных и нагрузочных режимах при частой их смене. Чтобы карбюратор мог надежно устанавливать требуемое соотношение между топливом и воздухом в горючей смеси при работе на любом режиме двигателя, он снабжается рядом систем и устройств. К ним относятся: главная дозирующая система с корректированием подачи топлива в целях обеспечения необходимого состава смеси при работе двигателя на всех основных эксплуатационных режимах; система холостого хода для обеспечения устойчивой работы двигателя при малой нагрузке и на режиме холо-

возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры 3 через жиклер 5 попадает в горловину диффузора 1, при истечении распыливается воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку 6, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

Внешнее смесеобразование в ДВС может осуществляться с помощью карбюратора или посредством впрыска топлива во впускной трубопровод.

Простейший карбюратор (рисунок 6.3) работает следующим образом. Засасываемый воздух, минуя воздушную заслонку 2, проходит через диффузор 1, в горловине которого

возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры 3 через жиклер 5 попадает в горловину диффузора 1, при истечении распыливается воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку 6, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

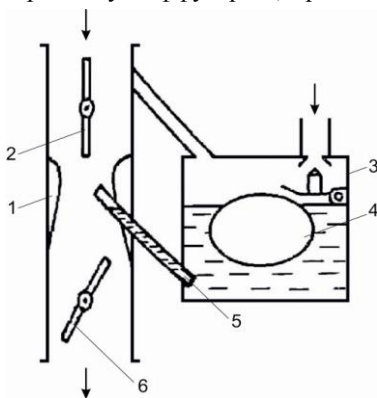


Рисунок 6.3 – Схема простейшего карбюратора:

- 1 – диффузор; 2 – воздушная заслонка;
- 3 – поплавковая камера; 4 – поплавок с запорной иглой;
- 5 – жиклер; 6 – дроссельная заслонка

стого хода; система для обогащения смеси при работе двигателя на режиме максимальной мощности и близких к нему режимах (для этой цели в карбюраторе устанавливается экономайзер); устройство для обеспечения хорошей приемистости двигателя (ускорительный насос для подачи дополнительного количества топлива в целях обогащения смеси при разгоне); устройство для обеспечения надежного пуска двигателя, антидетонные устройства, а также ряд других устройств и приспособлений, обеспечивающих стабильную и надежную работу двигателя в эксплуатации. Таким образом, современный карбюратор является сложным устройством.

Двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод и искровым зажиганием появились в 1980-х годах как техническое решение, направленное на устранение органических недостатков карбюраторных двигателей – неравномерное распределение смеси по цилиндрам, наличие пленки топлива на стенках впускного трубопровода. В этих двигателях легкое топливо (обычно бензин) впрыскивается форсунками с электромагнитным управлением под давлением 0,6–1,0 МПа во впускной трубопровод (рисунок 6.4).

Мощность таких двигателей так же, как и карбюраторных, регулируется при помощи дроссельных заслонок (количественный способ регулирования). Существуют системы с центральным впрыском топлива, в которых топливо впрыскивается одной форсункой, установленной вместо карбюратора, и с распределенным впрыском, в которых топливо впрыскивается во впускной канал каждого цилиндра в зону впускного клапана. Наибольшее распространение получили системы с распределенным впрыском, обеспечивающие возможность индивидуального дозирования впрыскиваемого топлива для каждого

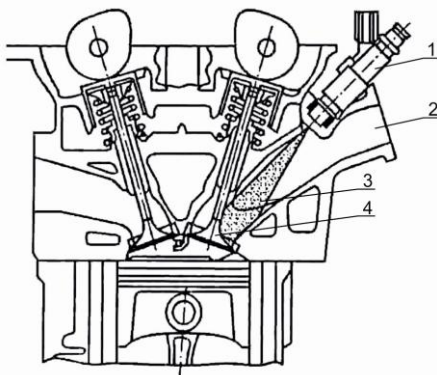


Рисунок 6.4 – Двигатель с распределенным впрыском бензина (во впускной трубопровод):

1 – форсунка; 2 – впускной трубопровод;
 3 – бензиновый факел; 4 – впускной клапан

цилиндра в соответствии с режимом работы двигателя, условиями окружающей среды, состоянием двигателя, экологическими требованиями. Внедрение систем с впрыском топлива во впускной трубопровод позволило на 10–15 % повысить экономичность и мощность бензиновых двигателей по сравнению с карбюраторными. Кроме того, такие системы в сочетании с современными системами нейтрализации выхлопных газов удовлетворяли современным жестким требованиям по выбросу токсичных веществ двигателями. Системы с впрыском бензина значительно сложнее и дороже карбюра-

торных, так как в их состав входят форсунки, топливные насосы, измерители расхода воздуха и топлива, датчики частоты вращения вала двигателя, положения дроссельных заслонок, разрежения во впускном трубопроводе, температуры охлаждающей жидкости, температуры и давления воздуха, поступающего в двигатель, датчики, характеризующие состав выпускных газов в выпускной системе, а также электронная система управления, обрабатывающая информацию от датчиков и на этой основе вырабатывающая сигналы управления работой форсунок и системы зажигания. Несмотря на преимущества, обеспечиваемые возможностью более точного дозирования топлива, момента воспламенения топлива, с учетом конкретных условий работы двигателя, окружающей среды и экологических требований, двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод унаследовали от карбюраторных двигателей органический недостаток – количественное регулирование мощности двигателей при помощи дроссельной заслонки. Дросселирование приводит к повышенным потерям на впуске, увеличенной работе насосных ходов и повышенным расходам топлива на режимах дросселирования. Кроме того, в таких двигателях происходит горение гомогенных смесей, что предъявляет повышенные требования к детонационным характеристикам топлива, и поэтому увеличение степени сжатия ограничивается.

Рассмотрим термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты, или цикл Отто (названный, как указано выше, по имени немецкого изобретателя Н. А. Отто, осуществившего этот цикл в 1876 году).

На рисунке 6.5 приведен цикл Отто, состоящий из следующих термодинамических процессов: адиабаты сжатия 1–2, изохоры подвода теплоты 2–3, адиабаты расширения 3–4 и изохоры отвода теплоты 4–1. Здесь следует заметить, что указанные теоретические процессы недалеко от реально происходящих процессов в ДВС.

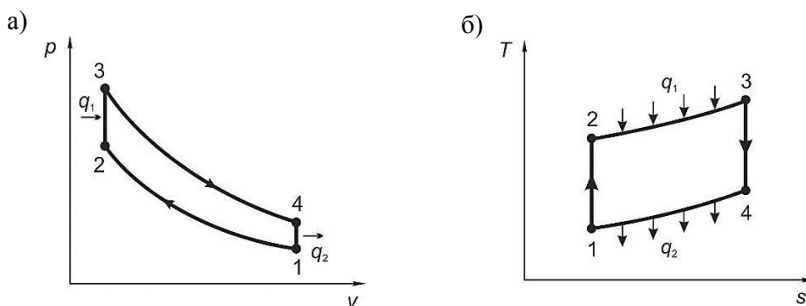


Рисунок 6.5 – Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты:
а – pV -диаграмма; б – Ts -диаграмма

Поскольку процессы сжатия (1–2) и расширения (3–4) в цикле происходят за весьма короткие промежутки времени, в течение которых не успевает

произойти заметного теплообмена с окружающей средой, с хорошим приближением эти процессы можно считать адиабатными. Например, частота вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя М-21 при номинальной мощности $n = 4000$ об/мин ≈ 67 об/с. Следовательно, один оборот коленвала, т. е. два хода поршня (один ход – от НМТ до ВМТ, второй ход – от ВМТ до НМТ) происходят в этом ДВС примерно за $1/67$ с $\approx 0,015$ с. Тогда один ход поршня (это соответствует процессу сжатия горючей смеси в реальном двигателе или процессу расширения газов, т.е. рабочему ходу поршня) осуществляется за половину этого времени, а именно за $0,0075$ с. Понятно, что это очень короткое время, и теплообменом между рабочим телом (горючей смесью при сжатии или горячими газами, образовавшимися при сгорании, при расширении) и охлаждающей средой можно пренебречь.

Процесс сгорания горючей смеси с достаточной степенью точности можно считать изохорным, так как быстрое сгорание подготовленной горючей смеси (например, пары бензина и воздуха находятся в одной газообразной фазе, а значит, может протекать химическая реакция окисления углеводородного топлива, т. е. горение) происходит в реальном двигателе в районе ВМТ. В это мгновение поршень неподвижен, следовательно, можно считать, что сгорание происходит при $v = \text{const}$.

Для термодинамического анализа циклов ДВС в качестве рабочего тела принимают идеальный газ, количество которого в любой момент остается постоянным, а все процессы обратимыми.

Оценим эффективность преобразования тепловой энергии (в реальном двигателе выделяется при сгорании углеводородного топлива) в механическую энергию в цикле ДВС с изохорным подводом теплоты (см. рисунок 6.5).

Теоретический КПД цикла

$$\eta_i = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}, \quad (6.3)$$

где $l_{\text{ц}}$ – удельная полезная работа (механическая энергия) цикла, если количество рабочего тела равно 1 кг;

q_1 – удельная теплота, подведенная к рабочему телу массой 1 кг.

Известно, что

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|, \quad (6.4)$$

где q_2 – удельная теплота, отведенная от 1 кг рабочего тела; причем эта теплота считается отрицательной величиной, т. к. отводится от рабочего тела.

На основе выражений (6.3) и (6.4) получим

$$\eta_i = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}. \quad (6.5)$$

В рассматриваемом цикле в изохорном процессе 2–3 подводится теплота

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2). \quad (6.6)$$

Отводимая в изохорном процессе 4–1 теплота

$$q_2 = c_v (T_1 - T_4) , \quad (6.7)$$

или

$$|q_2| = c_v (T_4 - T_1) . \quad (6.8)$$

Следовательно, термодинамический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} . \quad (6.9)$$

Используя показатели циклов ϵ и λ , выразим все температуры, входящие в уравнение (6.9), через начальную температуру T_1 .

В процессе адиабатного сжатия 1–2

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} , \quad (6.10)$$

а учитывая $\epsilon = v_1 v_2$, получим

$$T_2 = T_1 \epsilon^{k-1} . \quad (6.11)$$

В изохорном процессе 2–3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} , \quad (6.12)$$

а учитывая $\lambda = p_3 / p_2$, (6.11) и (6.12), получим

$$T_3 = T_1 \lambda \epsilon^{k-1} . \quad (6.13)$$

При нахождении температуры T_4 в конце процесса адиабатного расширения 3–4 учтем, что $v_4 = v_1$ и $v_3 = v_2$, поэтому

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}} , \quad (6.14)$$

следовательно,

$$T_4 = \frac{T_1}{\epsilon^{k-1}} . \quad (6.15)$$

Подставляя выраженные через T_1 значения температур T_2 [см. формулу (6.10)], T_3 [см. формулу (6.13)] и T_4 [см. формулу (6.15)] соответственно в формулу (6.9), окончательно получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} . \quad (6.16)$$

Формула (6.16) показывает, что термический КПД цикла ДВС с изохорным подводом теплоты (см. рисунок 6.5) зависит в основном лишь от степени сжатия ϵ , увеличиваясь с ней. Степень же повышения давления λ на z , не влияет; следовательно, КПД не зависит от нагрузки двигателя.

Степень сжатия ϵ выбирается в зависимости от состава горючей смеси (т. е. смеси топлива с воздухом). Очевидно, что та смесь выгоднее, которая при прочих равных условиях допускает более высокую степень сжатия. При переходе через допустимое значение степени сжатия возможны преждевременные или слишком резкие вспышки, т. е. неуправляемое сгорание, или детонация.

Дополнительный анализ формулы (6.16) показывает, что термический КПД цикла зависит также от значения показателя адиабаты k . Как известно, для двухатомных газов $k = 1,4$, а для трех- и многоатомных газов $k = 1,3$. Следовательно, для атмосферного воздуха (смесь, главным образом, двухатомных газов: азота N_2 и кислорода O_2) $k = 1,4$, а для паров бензина (смесь многоатомных газов) $k = 1,3$. Поэтому для увеличения значения k в бензиновых двигателях следует применять обедненные топливовоздушные смеси, т. е. характеризуемые большим количеством воздуха и малым количеством топлива. Следовательно, обедненные смеси имеют такой избыток воздуха, что горючая смесь может содержать массу воздуха в 25–30 раз больше, чем масса паров бензина. В результате значение k возрастает, что приводит к увеличению термического КПД [см. формулу (6.16)].

Однако при некоторых значениях коэффициента избытка воздуха b в горючей смеси создается такой избыток воздуха, что основная часть энергии от источника воспламенения рассеивается, расходуется на подогрев избыточного количества воздуха, и скорость распространения фронта пламени в этих случаях падает до нуля. При повышении температуры и давления предел воспламеняемости увеличивается. Так, академику Е. А. Чудакову удалось произвести надежное воспламенение смеси бензина с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $b = 2,0$.

Относительно простое решение задачи значительного расширения пределов эффективного использования бедных смесей в бензиновых двигателях дает форкамерно-факельное зажигание. Принцип форкамерно-факельного зажигания заключается в том, что воспламенение рабочей смеси в цилиндре осуществляется не искрой свечи, а факелом пламени, образующемся при сгорании небольшого количества обогащенной смеси в особой форкамере, соединенной с основной камерой сгорания несколькими каналами. Объем форкамеры составляет всего лишь 2–3 % от объема основной камеры сгорания. В форкамере расположены свечи зажигания и небольшой дополнительной впускной клапан, открывающийся одновременно с основным впускным клапаном общим приводом. Через дополнительную впускную систему в форкамеру подается обогащенная смесь, обеспечивающая наиболее благоприятные условия воспламенения и развития начального очага горения. После воспламенения смеси в форкамере быстро возрастает давление, и после очень небольшого периода задержки обедненная смесь воспламеняется практически одновременно в целом ряде точек на периферии факела. Такое энергичное воспламенение смеси, дополнительно турбулизируемому факелом, приводит к тому, что в цилиндре оказываются способными гореть с достаточно высокими скоростями сильно обедненные смеси.

Одним из важнейших показателей работы ДВС является среднее цикловое давление p_t , определяемое отношением удельной работы цикла $l_{ц}$ к удельному рабочему объему цилиндра v_h двигателя:

$$p_t = \frac{l_{ц}}{v_h} = \frac{l_{ц}}{v_1 - v_2}. \quad (6.17)$$

Учитывая зависимости (6.4) и (6,8), а также, что

$$c_v = \frac{R}{k-1}, \quad (6.18)$$

после преобразований получим:

$$p_t = \frac{p_1 \varepsilon^k (\lambda - 1)}{(k-1)(\varepsilon - 1)} \eta_t. \quad (6.19)$$

Анализируя полученную формулу (6.19), видим, что при прочих равных условиях p_t возрастает прямо пропорционально начальному давлению цикла p_1 .

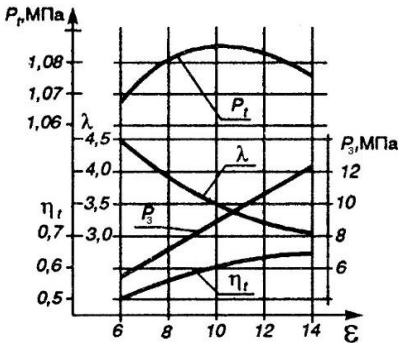


Рисунок 6.6 – Зависимость показателей цикла Отто от степени сжатия при ограничении на максимальную температуру цикла ($p_1 = 0,1$ МПа; $T_1 = 300$ К, $T_3 = 2700$ К; $k = 1,4$)

На практике повышение p_1 происходит за счет применения наддува (предварительного сжатия). В бензиновых двигателях давление наддува ограничено возникновением детонации.

Следует также иметь в виду, что на максимальную температуру цикла T_3 может быть наложено ограничение, связанное с требованием уменьшения выбросов оксида азота. Тогда, как показывают расчеты, кривая среднего давления цикла в функции от степени сжатия проходит через максимум (рисунок 6.6).

6.3.2 Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом теплоты при постоянном давлении является теоретическим циклом компрессорного ДВС. Эти двигатели называются компрессорными дизелями по имени Р. Дизеля, построившего первый работоспособный двигатель высокого сжатия с пневматическим впрыском топлива. Здесь следует заметить, что Рудольф Дизель, еще будучи студентом, вынашивал идею использования угля, запасы которого были достаточно велики в Германии, в двигателе внутреннего сгорания. Дело в том, что главной особенностью ДВС, как энергетической установки, явля-

ется совмещение в одном пространстве (цилиндре) функций теплового генератора и теплового двигателя. В поршневом ДВС в рабочем объеме цилиндра («внутри») осуществляется и горение топлива, и преобразование тепловой энергии продуктов горения в механическую работу. Из-за меньших потерь при отсутствии на промежуточных этапах преобразования энергии ДВС обладает более высокой энергетической экономичностью, чем двигатели внешнего сгорания, в которых горение топлива и преобразование тепловой энергии в механическую осуществляется в отдельных элементах машины. Естественно, что распыление угольной пыли может осуществляться при помощи сжатого воздуха.

В 1896 г. были получены удовлетворительные результаты при испытаниях построенного Р. Дизелем двигателя, хотя патент им был получен в 1892 г. Столь длительное время (4 года) объясняется тем что, приступив к разработке своего двигателя, Р. Дизель столкнулся с большими трудностями: обеспечение высокого давления сжатия – до 25 МПа, относительно малая мощность и весьма низкий механический КПД. В результате давление сжатия было снижено до 3,5 МПа; в качестве топлива использовался керосин, подача которого в цилиндр через форсунку осуществлялась при помощи сжатого воздуха, давление которого должно быть значительно больше давления в цилиндре в конце сжатия. Следовательно, для работы такого двигателя требовался отдельный агрегат – компрессор, который должен был обеспечить сжатие воздуха для этих целей. После длительных бесплодных усилий Р. Дизель пришел к заключению, что непосредственное впрыскивание топлива невозможно. Принцип подачи топлива, собственно, и был главным элементом в изобретении Р. Дизеля.

В 1897 г. Р. Дизелем был построен стационарный одноцилиндровый двигатель ($D = 250$ мм, $S = 400$ мм) высокого сжатия, работающего на керосине, который при 170 оборотах в минуту развивал мощности примерно 15 кВт. Официальные испытания показали расход топлива (керосина) около 325 г на 1 кВт·ч (вместо 545 г в прежних двигателях Отто).

ДВС, теоретическим (идеальным) циклом которых является цикл с изобарным подводом теплоты, работали по схеме рабочего цикла с внутренним смесеобразованием, когда топливо поступает в цилиндр двигателя и распыляется через отверстия форсунки сжатым воздухом (рисунок 6.7).



Рисунок 6.7 – Схема рабочего цикла ДВС с внутренним смесеобразованием и пневматическим впрыском топлива

Цикл ДВС с подводом теплоты при $p = \text{const}$ (цикл Дизеля) показан на рисунке 6.8.

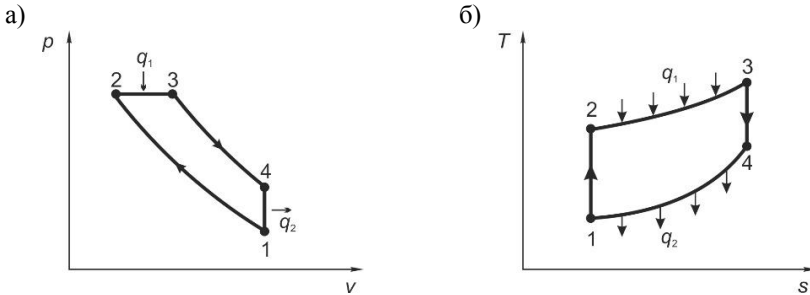


Рисунок 6.8 – Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты:
а – p - v -диаграмма; б – T - s -диаграмма

В этом цикле $\lambda = p_3/p_2 = 1$. Процессы 1–2 и 3–4 – адиабатные, 2–3 – изобарный процесс подвода теплоты q_1 , 4–1 – изохорный процесс отвода теплоты q_2 .

Здесь, кроме степени сжатия $\epsilon = v_1/v_2$, показателями являются: степень предварительного (перед основным) расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} \quad (6.20)$$

и степень последующего (основного) расширения

$$\delta = \frac{v_1}{v_3}. \quad (6.21)$$

Следовательно, показатели цикла связаны соотношением

$$\epsilon = \rho\delta. \quad (6.22)$$

Выразим температуры в характерных точках цикла через его показатели и начальную температуру T_1 . Температура воздуха в цилиндре ДВС в результате адиабатного сжатия определяется по той же формуле (6.13), как в цикле Отто, т. е. $T_2 = T_1\epsilon^{k-1}$.

Температура газов при полном сгорании топлива в цилиндре ДВС

$$T_2 = T_1\epsilon^{k-1}\rho. \quad (6.23)$$

Температура газов при полном расширении газов в цилиндре ДВС

$$T_4 = \frac{T_1}{\delta^{k-1}} = T_1\rho^k. \quad (6.24)$$

Учитывая полученные выражения для температур цикла в характерных точках, получим следующие уравнения для определения:

– подведенной по изобаре теплоты

$$q_1 = c_p T_1 \varepsilon^{k-1} \rho - 1, \quad (6.25)$$

и для отведенной по изохоре теплоты

$$|q_2| = c_v T_1 (\rho^{k-1} - 1). \quad (6.26)$$

Подставляя эти выражения в уравнение (6.5), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^{k-1} - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (6.27)$$

Из формул (6.25) и (6.26) следует, что тепловую нагрузку в цикле Дизеля отражает показатель ρ , который находится по формуле

$$\rho = 1 + \frac{q_1}{c_p T_1 \varepsilon^{k-1}}. \quad (6.28)$$

Среднее давление цикла Дизеля, как известно, определяется по формуле (6.19).

Учитывая, что $v_n = v_2(\varepsilon - 1)$, $v_2 = v_1/\varepsilon$, уравнение состояния $p_1 v = RT_1$, откуда $1/v_1 = p_1/RT_1$, уравнение Майера $c_p - c_v = R$ и показатель адиабаты $k = c_p/c_v$, откуда $c_v/R = 1/(k - 1)$, после преобразований получим формулу для определения среднего давления цикла Дизеля:

$$p_t = \frac{p_1 \varepsilon^k (\rho - 1) \eta_t}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}. \quad (6.29)$$

Таким образом, как и в случае цикла Отто [см. формулу (6.19)], z_t и p_t цикла Дизеля зависят от природы рабочего тела и степени сжатия, возрастая при повышении ε и показателя адиабаты k .

Традиционно компрессорными дизелями называются двигатели высокого сжатия, работающие на тяжелом топливе, распыляемом пневматически, т. е. с помощью воздуха, сжатого в особом компрессоре, зажигание рабочей смеси в этих двигателях осуществляется по способу самовоспламенения за счет высокой температуры сжатия воздуха в цилиндре. Степень сжатия в компрессорных дизелях обычно $\varepsilon = 12 \dots 16$, причем большие степени сжатия применяются для меньших мощностей и наоборот. Давление сжатия в цилиндре составляет около 3,0–3,4 МПа, а температура сжатия – примерно 500–700 °С. Давление распыливающего воздуха перед форсункой приблизительно вдвое превосходит давление сжатия в цилиндре, составляя 5–6 МПа (иногда 4,5–6,5 МПа). Это давление целесообразно увеличивать вместе с нагрузкой (а также с увеличением числа оборотов двигателя).

Разработанный Р. Дизелем компрессорный ДВС задумывался им, как ранее отмечено, для использования твердого топлива, запасы которого были значительны в Германии, однако угольная пыль не нашла практического

применения в этом двигателе. Это объясняется тем, что уголь полностью не сгорает и в результате остается зола. А зола для цилиндропоршневой группы является хорошим абразивом, в результате срок службы двигателя очень мал. Поэтому длительные (около 30 лет) испытания компрессорного дизеля не привели к желаемому Р. Дизелем использовано угольной пыли, а лишь к применению тяжелых жидких топлив.

Основной недостаток компрессорных дизелей – конструктивные и эксплуатационные затруднения, обусловленные наличием компрессора, а также необходимость непрерывной затраты мощности на работу компрессора, что снижает примерно на 5 % механический КПД двигателя.

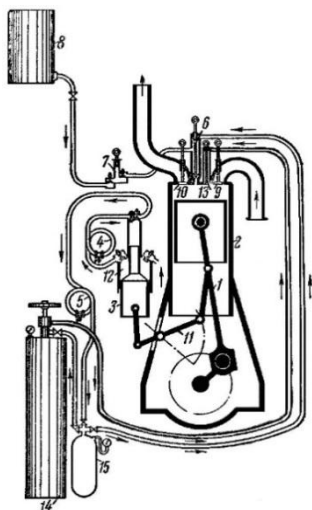


Рисунок 6.9 – Схема установки четырехтактного компрессорного дизеля

Схема установки четырехтактного компрессорного дизеля представлена на рисунке 6.9. В крышке цилиндра 2 размещены впускной 9 и выпускной 10 клапаны, форсунка 6 и пусковой клапан 13. Топливный насос 7 используется для подачи топлива из бака 8 в форсунку. Компрессор, вырабатывающий сжатый воздух для распыления топлива, обычно выполняется двух- или трехступенчатым. В двухступенчатом компрессоре ступень низкого давления осуществлена в кольцевом пространстве 12, соответствующем месту перехода поршня 3 с большего диаметра на меньший, а ступень высокого давления – над верхним концом поршня (малого диаметра).

Такой компрессор работает в два такта, т. е. всасывание воздуха происходит при каждом ходе поршня вниз. Давление сжатия в первой ступени около 0,7–0,8 МПа.

На схеме показана передача движения компрессору от шатуна 1 через балансир 11 (когда компрессор размещен позади рабочего цилиндра). Но чаще компрессор ставится в одну линию с рабочими цилиндрами, получая движение от особого кривошипа на коленчатом валу. После каждой из ступеней компрессора предусмотрены водяные холодильники 4 и 5. При работе двигателя сжатый воздух из компрессора непрерывно подводится к форсункам. Но подача топлива сжатым воздухом в цилиндр двигателя осуществляется лишь в момент принудительного открывания форсуночной иглы. Воздухопровод от компрессора к форсунке сообщается с баллоном 15 форсуночного воздуха, или рабочим баллоном, играющим роль аккумулятора, обеспечивающего постоянство давления распыливающего воздуха. Кроме рабочего

баллона, при двигателе обычно имеются два больших пусковых баллона 14 (на схеме показан один), каждый из которых содержит запас пускового воздуха, достаточный на несколько пусков двигателя. Система вентилей позволяет открывать эти баллоны для заполнения их воздухом и для сообщения с пусковыми клапанами. Давление пускового клапана около 4 МПа.

Для существующих моделей двигателей величина степени предварительного расширения в зависимости от конструкции и нагрузки изменяется в пределах $\epsilon = 1,05 \dots 3,0$.

Влияние степени сжатия на протекание цикла. При увеличении степени сжатия, так же как в цикле с сообщением теплоты при $v = \text{const}$, повышаются экономичность и среднее давление цикла. На рисунках 6.10 и 6.11 показаны кривые изменений термического КПД и среднего давления цикла в зависимости от изменения степеней сжатия.

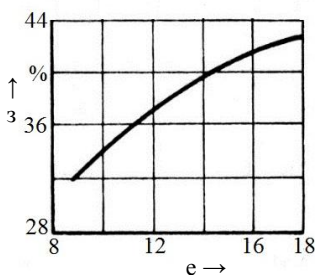


Рисунок 6.10 – Термический КПД η_t цикла с сообщением теплоты при постоянном давлении и разных степенях сжатия ϵ

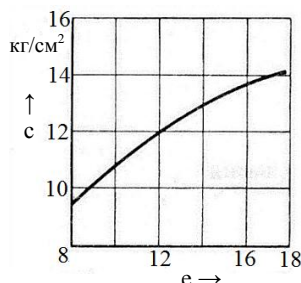


Рисунок 6.11 – Среднее давление p_t цикла с сообщением теплоты при постоянном давлении и разных степенях сжатия ϵ

Следует отметить, что в рассматриваемом цикле степень сжатия не оказывает такого решающего влияния на экономичность, как в цикле с сообщением теплоты при $v = \text{const}$. Это объясняется тем, что при большой степени сжатия дальнейшее ее увеличение незначительно влияет на теплоиспользование.

Минимальная степень сжатия реального двигателя, работающего по рассматриваемому циклу, определяется возможностью воспламенения топлива при пуске холодного двигателя. Максимальная степень сжатия ограничивается наибольшими давлениями цикла, сильно нагружающими кривошипношатунный механизм.

Влияние нагрузки на протекание цикла. При уменьшении внешней нагрузки реального двигателя, работающего по рассматриваемому циклу, для сохранения постоянства числа оборотов вала надо уменьшить среднее давление цикла. С этой целью уменьшают количество топлива, впрыскива-

емого через форсунку, сохраняя неизменным количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя.

Таким образом, эти двигатели регулируют, изменяя качество смеси, на которой они работают. Такой вид регулирования называют качественным.

При качественном регулировании давление выпуска сохраняется неизменным (рисунок 6.12, а–в). В теоретическом цикле вследствие уменьшения количества теплоты, вводимой в цикл, при постоянном количестве рабочего тела, температуры T_3 и T_4 понижаются. Процесс сообщения теплоты Q_1 приближается к ВМТ, в результате чего экономичность цикла повышается, а среднее давление падает.

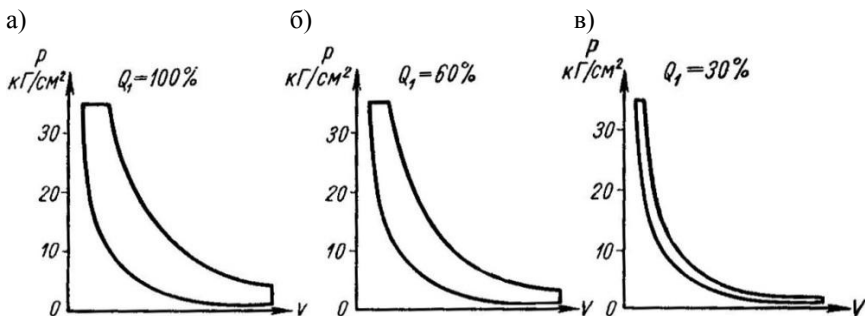


Рисунок 6.12 – Индикаторные диаграммы цикла с сообщением теплоты при постоянном давлении и разных нагрузках:

а – полная нагрузка, $z_1 = 0,47$; б – средняя нагрузка, $z_1 = 0,51$;
в – малая нагрузка, $z_1 = 0,56$

Как было указано ранее, наличие компрессора (трехступенчатого) у этих дизелей приводит к конструктивным и эксплуатационным затруднениям, к снижению механического, а значит и эффективного, КПД. Поэтому компрессорные дизели в настоящее время не выпускаются.

6.3.3 Цикл ДВС с изохорно-изобарным подводом теплоты

Цикл ДВС (поршневого) с подводом части теплоты при постоянном объеме, а оставшейся части теплоты при постоянном давлении, или, как часто его называют, цикл ДВС со смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты является теоретическим циклом бескомпрессорного дизеля. Этот цикл ДВС называют также по имени русского инженера Г. В. Тринклера, впервые предложившего этот цикл в 1904 году – цикл Тринклера.

Бескомпрессорные (современные) дизели работают по схеме осуществления рабочего цикла с внутренним смесеобразованием, когда жидкое топливо перед поступлением в цилиндр сжимается в топливном насосе высокого давления, затем поступает в форсунку и впрыскивается (распыляется)

через отверстия форсунки в цилиндр. В цилиндре в этот момент находится горячий воздух, температура которого в результате сжатия движущимся поршнем, составляет более 500 °С. Такая температура обеспечивает надежное самовоспламенение паров впрыснутого жидкого топлива (обычно дизельного или флотского мазута, причем более тяжелый нефтепродукт имел более низкую температуру самовоспламенения). Здесь следует отметить, что сгорание (окисление) происходит, когда горючее и воздух (углеводороды и окислитель – кислород) находятся в одной, т. е. газообразной, фазе, только при этом условии протекает химическая реакция окисления. Поэтому в реальном дизеле жидкое топливо обязательно впрыскивается до верхней мертвой точки – ВМТ (наиболее удаленное положение поршня от оси вала). Таким образом отводится время на испарение части впрыснутого жидкого топлива, чтобы самовоспламенение паров топлива произошло в районе ВМТ. Оставшаяся часть топлива испаряется уже в условиях горения первой части топлива, т. е. при более высокой температуре.

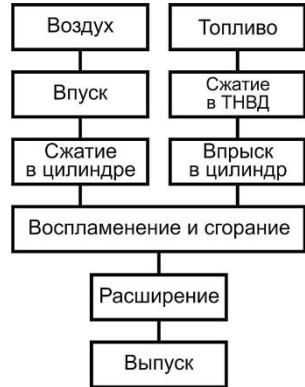


Рисунок 6.13 – Схема осуществления рабочего цикла бескомпрессорного дизеля

Схема осуществления рабочего цикла ДВС с внутренним смесеобразованием и гидравлическим впрыском топлива приведена на рисунке 6.13.

Цикл ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$ (цикл Тринклера) показан на рисунке 6.14.

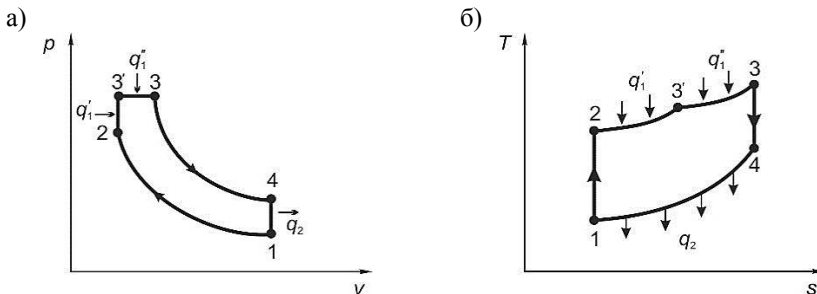


Рисунок 6.14 – Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты:
а – p - v -диаграмма; б – T - s -диаграмма

- 1–2 – процесс адиабатного сжатия рабочего тела;
- 2–3' – изохорный процесс подвода теплоты q_1' (части подводимой в цикле теплоты q_1) к рабочему телу;

3'–3 – изобарный процесс подвода теплоты q_1'' (оставшиеся части подводимой в цикл теплоты q_1) к рабочему телу;

3–4 – процесс адиабатного расширения рабочего тела;

4–1 – процесс изохорного отвода теплоты q_2 .

В реальном дизеле (современном) осуществляется сжатие воздуха. Если точно, то при сжатии воздух содержит малое количество продуктов сгорания, которые остались в цилиндре дизеля после выпуска отработавших газов, т. е. малое количество остаточных газов (коэффициент остаточных газов находится в пределах $\gamma \approx 0,03 \dots 0,06$), которое не оказывает существенного влияния на сжигаемое рабочее тело. Процесс сжатия в реальном дизеле близок к адиабатному процессу, т. к. теплообменом можно практически пренебречь ввиду кратковременности процесса сжатия. Поэтому процесс сжатия можно считать адиабатным с показателем адиабаты $k = 1,4$.

Процесс изохорного подвода теплоты в реальном бескомпрессорном дизеле можно объяснить следующим. Как указывалось ранее, впрыск топлива осуществляется до ВМТ, и последующее испарение его в горячем воздухе в цилиндре дизеля также. Это опережение впрыска жидкого топлива подбирается для конкретного дизеля так, чтобы топливная смесь начинала гореть в районе ВМТ. В результате, когда поршень находится в ВМТ, а в это мгновение он неподвижен, в этом объеме (объеме камеры сжатия) резко повышается давление. Следовательно, этот процесс можно считать изохорным.

Процесс изобарного подвода теплоты в реальном дизеле также можно пояснить следующим образом. После ВМТ догорает оставшаяся часть топлива, т. к. ранее она не была подготовлена для процесса горения, и, естественно, при сгорании топлива повышается давление в цилиндре. Однако поршень движется от ВМТ к НМТ (нижней мертвой точке), объем увеличивается, что ведет к уменьшению давления рабочего тела. В результате давление в цилиндре некоторое время практически неизменно. Следовательно, этот процесс можно считать изобарным.

В реальном бескомпрессорном (современном) дизеле процессы адиабатного расширения продуктов сгорания (рабочего тела) и изохорного теплоотвода аналогичны ранее рассмотренным циклам бензинового ДВС и компрессорного дизеля.

Вычислим термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (по-прежнему считая, что в качестве рабочего тела используется воздух, причем при условии, что это идеальный газ с постоянной теплоемкостью).

В общем выражении для термического КПД любого цикла тепловой машины $\eta_t = 1 - |q_2|/q_1$ величина $|q_2|$ (теплота, отводимая по изохоре 4–1) по-прежнему определяется соотношением (10): $|q_2| = c_v(T_4 - T_1)$, тогда как ве-

личина q_1 (теплота, подводимая в цикле ДВС) складывается из теплоты q_1' , подводимой в изохорном процессе 23', и теплоты q_1'' , подводимой в изобарном процессе 3'3:

$$q_1 = q_1' + q_1'' . \quad (6.30)$$

Очевидно, что

$$q_1' = c_v(T_{3'} - T_2), \quad (6.31)$$

$$q_1'' = c_p(T_3 - T_{3'}) . \quad (6.32)$$

Отсюда для термического КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (сгоранием) получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v T_4 - T_1}{c_v T_3 - T_2 + c_p T_3 - T_{3'}} . \quad (6.33)$$

Для изохоры 4–1 имеем из уравнения состояния газов (Клапейрона):

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} . \quad (6.34)$$

Уравнения для адиабат 1–2 и 3–4 можно записать в виде

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k ; p_4 v_4^k = p_3 v_3^k .$$

Почленно деля эти уравнения и учитывая, что $v_1 = v_4$, получаем:

$$\frac{p_4}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k . \quad (6.35)$$

Поскольку $p_3 = p_{3'}$ (изобара 3'–3), а $v_2 = v_{3'}$ (изохора 2–3'), это соотношение можно преобразовать к виду

$$\frac{p_4}{p_1} = \lambda \rho^k , \quad (6.36)$$

где $\lambda = p_3/p_2$ – степень повышения давления в изохорном процессе сгорания, а $\rho = v_3/v_{3'}$ – степень предварительного расширения в изобарном процессе сгорания.

С учетом этого соотношения получаем из уравнения (6.35):

$$\frac{T_4}{T_1} = \lambda \rho^k . \quad (6.37)$$

Для изохоры 2–3' имеем:

$$\frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{p_{3'}}{p_2} = \lambda , \quad (6.38)$$

а для изобары 3'-3 -

$$\frac{v_3}{v_{3'}} = \frac{T_3}{T_{3'}}. \quad (6.39)$$

Наконец, для адиабатного сжатия 1-2 известно, что $T_1/T_2 = 1/\epsilon^{k-1}$. С учетом вышеприведенных зависимостей после преобразований для цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (цикла Тринклера) получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda \rho - 1}. \quad (6.40)$$

При $\epsilon = 1$ (это соответствует отсутствию изобарного процесса) уравнение (6.40) превращается в уравнение (6.16) для термического КПД цикла Отто, а при $\lambda = 1$ (отсутствие изохорного процесса) уравнение (6.40) превращается в уравнение (6.27) для η_t цикла Дизеля.

Исследование цикла ДВС со смешанным подводом теплоты. Наибольшую убедительность и наглядность дает сравнение и исследование циклов с помощью энтропийных, или тепловых, диаграмм, в которых в координатах $T-s$ можно исследовать смешанный цикл при разных способах сообщения теплоты. Предположим, что в цилиндр вводится одно и то же суммарное количество теплоты, из которого xq_1 сообщается при постоянном объеме и $(1-x)q_1$ - при постоянном давлении (рисунок 6.15). Давая x разные значения от 0 до 1,0, получаем различные циклы (таблица 6.1).

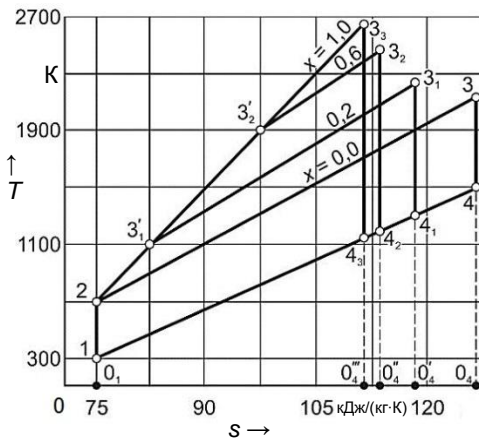


Рисунок 6.15 – Тепловые диаграммы смешанного цикла при разных количествах теплоты, сообщаемой при постоянном объеме и давлении

При $x = 1$ смешанный цикл превращается в цикл с сообщением теплоты при $v = \text{const}$ и количество вводимой теплоты будет эквивалентно площади $0_1-2-3_3-0_4'''$ (см. рисунок 6.15), расположенной под изохорой 2-3₃. Для

большей наглядности изобары и изохоры в тепловых диаграммах изображены прямыми линиями вместо логарифмических кривых.

Т а б л и ц а 6.1 – Смешанный цикл при различных способах сообщения теплоты

Цикл	Количество теплоты, %, сообщаемое при процессе	
	изобарном	изохорном
С сообщением теплоты при $p = \text{const}$	100	0
Смешанный	60 20	40 80
С сообщением теплоты при $v = \text{const}$	0	100

Теплота, отдаваемая холодному источнику, определится площадью $0_1-2-4_3-0_4'''$, расположенной под изохорой $1-4_3$. При разных способах сообщения теплоты количество вводимой и отводимой теплоты эквивалентно площадям, приведенным в таблице 6.2.

Т а б л и ц а 6.2 – Площади (см. рисунок 6.15), эквивалентные количеству вводимой и отводимой теплоты

Теплота	Количество теплоты, %, вводимой при изохорном процессе			
	100	60	20	0
Подводимая	$0_1-2-3_3-0_4'''$	$0_1-2-3_2'-3_2-0_4''$	$0_1-2-3_1'-3_1-0_4'$	$0_1-2-3-0_4$
Отводимая	$0_1-1-4_3-0_4'''$	$0_1-1-4_2-0_4''$	$0_1-1-4_1'-0_4'$	$0_1-1-4-0_4$

Рассматривая диаграммы на рисунке 6.15, можно заключить, что по мере сближения смешанного цикла и цикла с сообщением теплоты при $v = \text{const}$ уменьшается количество теплоты, отдаваемое холодному источнику, и, следовательно, возрастает теплоиспользование. Однако необходимо отметить, что в указанных условиях одновременно с увеличением теплоиспользования двигателя возрастают также максимальные давления цикла.

Влияние степени сжатия на протекание смешанного цикла. При повышении степени сжатия улучшаются экономические и мощностные показатели всех двигателей, вне зависимости от цикла, по которому они работают. Однако когда степень сжатия приближается к 12, дальнейшее ее увеличение мало отражается на упомянутых выше показателях двигателя. Вследствие этого в двигателях, работающих по смешанному циклу и имеющих степень сжатия в пределах 14–22, повышают степень сжатия в большинстве случаев для облегчения пуска холодных двигателей, так как при этом растет температура конца сжатия, чем обеспечивается самовоспламенение топлива даже при низких температурах стенок цилиндра и засасываемого воздуха.

Влияние нагрузки на протекание смешанного цикла. Двигатели, работающие по смешанному циклу, имеют качественное регулирование – при уменьшении нагрузки сокращается количество впрыскиваемого топлива при постоянном количестве засасываемого воздуха. В результате этого снижается среднее давление, но экономичность цикла повышается, так как процесс сообщения теплоты приближается к ВМТ.

Среднее давление теоретического цикла p_t представляет собой отношение полезной работы (удельной) цикла к рабочему объему (удельному) цилиндра двигателя:

$$p_t = \frac{l_t}{v_h}, \quad (6.41)$$

где $v_h = v_1 - v_2 = v_1 - v_1/e = v_1(1 - 1/e)$.

Полезная работа (удельная) смешанного цикла ДВС (рисунок) равна алгебраической сумме работ (удельных) сжатия (адиабатного) 1–2 и расширения рабочего тела (изобарного) 3'–3 и адиабатного 3–4, т. е.

$$l_t = l_{1-2} + l_{3'-3} + l_{3-4}. \quad (6.42)$$

На основании соответствующих термодинамических формул для указанных выше процессов запишем:

$$l_t = R \left(\frac{T_1 - T_2}{k-1} + T_3 - T_{3'} + \frac{T_3 - T_4}{k-1} \right). \quad (6.43)$$

Заменяя все температуры через температуру сжатия:

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}; \quad (6.44)$$

$$T_{3'} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad (6.45)$$

$$T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho; \quad (6.46)$$

$$T_4 = T_1 \lambda \rho^k, \quad (6.47)$$

после преобразований получим выражение для среднего давления

$$p_t = \frac{p_1}{k-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \{ \varepsilon^{k-1} [k\lambda \rho - 1 + \lambda - 1] - \lambda \rho^k + 1 \}. \quad (6.48)$$

Анализ этой формулы показывает, что среднее давление смешанного цикла растет с увеличением степени повышения давления λ и показателя адиабаты.

Сравнение значений термического КПД для цикла Тринклера (теоретического цикла современного дизеля) со значениями η_t цикла Отто (теоретического цикла бензинового ДВС) корректно проводить при одинаковых наибольших механических и термических напряжениях деталей цилин-

дропоршневой группы двигателей (цикл Дизеля, являющийся теоретическим циклом компрессорного дизеля, который в настоящее время не строится, не рассматривается). Это позволяет осуществить сравнение термодинамической эффективности при примерно одинаковом моторесурсе бензинового и дизельного двигателей (при одинаковых частоте вращения и тактности).

На рисунке 6.16 приведено изображение циклов Отто и Тринклера в pV - (а) и Ts -диаграммах (б).

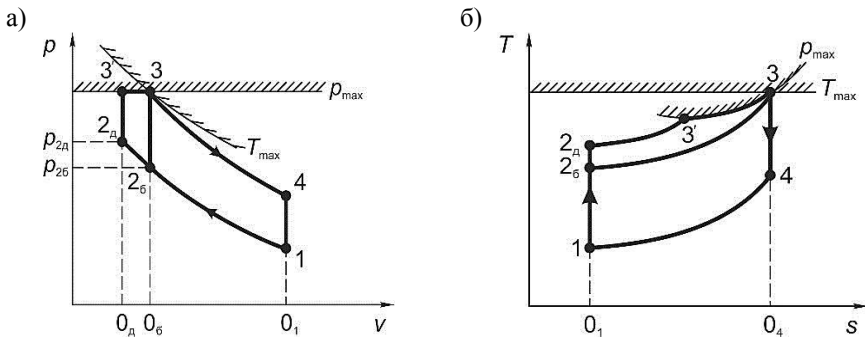


Рисунок 6.16 – Циклы ДВС с изохорным и смешанным подводом теплоты при одинаковых предельных значениях давления и температуры: а – pV -диаграмма; б – Ts -диаграмма

Здесь приведены изобара p_{\max} и изотерма T_{\max} , которые ограничивают максимальные значения давления и температуры рабочего тела в термодинамическом цикле ДВС. Отведенная теплота в обоих циклах одинакова, т. е. $q = \text{idem}$ и эквивалентна площади (см. Ts -диаграмму) $0_1-1-4-0_4$.

Подведенная теплота в циклах различна:

- в теоретическом цикле бензинового двигателя $q_{1б}$ выражается площадью $0_1-2_b-3-0_4$;

- в теоретическом цикле двигателя $q_{1д}$ выражается площадью $0_1-2_d-3'-3-0_4$.

Заметим, что точке 2_d (окончание сжатия воздуха в дизеле) соответствует большее давление, чем точке 2_b (окончание сжатия смеси в бензиновом двигателе), т. е. $p_{2д} > p_{2б}$. Действительно, степень сжатия в дизеле e_d всегда больше степени сжатия в бензиновом двигателе e_b , т. е. $e_d > e_b$, что обусловлено необходимостью обеспечения надежного самовоспламенения дизельного топлива в горячем воздухе в цилиндре ДВС.

Из диаграмм видно, что подведенная теплота (полезная работа) также в теоретическом цикле дизельного ДВС больше, чем в теоретическом цикле бензинового ДВС: площадь $0_1-2_d-3'-3-0_4$ больше площади $0_1-2_b-3-0_4$. Следовательно, $q_{1д} > q_{1б}$.

В результате эффективность преобразования подведенной теплоты (в реальном двигателе – это теплота, выделившаяся при сгорании топлива) в цикле, которая оценивается термическим КПД, составит:

– для бензинового двигателя – $\eta_{\text{б}} = 1 - |q_2|/q_{1\text{б}}$;

– для дизельного двигателя – $\eta_{\text{д}} = 1 - |q_2|/q_{1\text{д}}$.

Следовательно, эффективность работы дизеля при принятых условиях сравнения выше эффективности работы бензинового ДВС, т. е. $\eta_{\text{д}} > \eta_{\text{б}}$.

6.4 Циклы газотурбинных установок

6.4.1 Общие сведения

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является неравномерность работы двигателя во времени – в течение цикла температуры и давления в цилиндре резко меняются. Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное применяется кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Следовательно, средняя скорость рабочего тела относительно двигателя невелика. Кроме того, практически адиабатное расширение рабочего тела (продуктов сгорания) происходит до давления выше атмосферного (обязательно должно быть превышение давления внутри цилиндра над атмосферным для преодоления гидравлического сопротивления выпускной системы), в результате происходит неполное расширение газов, следовательно, получается меньшая полезная работа. Все эти обстоятельства не позволяют при создании поршневых ДВС создать большую мощность в одном агрегате.

От этих недостатков свободна газотурбинная установка (ГТУ), или газотурбинный двигатель (ГТД). В ГТУ осуществляются те же процессы, что и в ДВС, но при этом наблюдается существенное различие: если в поршневом ДВС эти процессы происходят последовательно, один за другим, в одном и том же элементе двигателя – цилиндре, то в ГТУ эти процессы происходят в различных элементах этой установки. В результате в ГТУ нет такой неравномерности условий работы элементов теплового двигателя, как в поршневом ДВС. В ГТУ средняя скорость рабочего тела в 50–100 раз выше, чем в поршневых ДВС. Все это позволяет сосредоточить в малогабаритных ГТУ большие мощности. В настоящее время мощность ГТУ составляет 400 МВт. Термический КПД ГТУ, которая также относится к двигателям внутреннего сгорания, высок. Эти важные преимущества делают ГТУ весьма перспективным двигателем.

Однако термический КПД ГТУ ниже, чем термический КПД поршневых ДВС. Это объясняется в основном тем, что из-за недостаточной жаропрочности современных конструкционных материалов турбина может надежно работать в области температур, меньших области температур в ДВС порш-

невого типа. В поршневых ДВС температура рабочего тела меняется во времени и, следовательно, тепловой режим работы поршня, стенок цилиндра и других узлов является не очень напряженным, тогда как в ГТУ многие конструкционные элементы работают в условиях постоянного воздействия высоких температур. Это обстоятельство приводит к снижению термического КПД установки.

В настоящее время ГТД широко применяются в авиации, на колесных и гусеничных машинах, во флоте, на локомотивах и другом автономном подвижном составе железнодорожного транспорта.

Принцип действия газотурбинных установок. В газотурбинных установках в отличие от поршневых ДВС полезная работа производится за счет кинетической энергии движущегося с большой скоростью газа. Рабочим телом в этих установках служат продукты сгорания, образующиеся при сжигании топлива в специальных камерах под давлением. Поток большой скорости создается в результате истечения газа из сопла турбины. Протекая затем по криволинейным каналам, образуемым насаженными на ротор лопатками, газ приводит во вращение ротор турбины, а через него – генератор или какой-либо другой объект внешней работы.

Так как генератор может иметь общий с турбиной вал, отпадает необходимость в передаточном механизме.

Топливо в газотурбинных установках может сгорать как при постоянном давлении, так и при постоянном объеме. В последнем случае газотурбинная установка из-за наличия системы распределения является значительно более сложной, а турбина вследствие дополнительных потерь в клапанах имеет меньший относительный внутренний КПД. Поэтому на практике наибольшее распространение получили газотурбинные установки, работающие по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$, несмотря на то, что принципиально циклы ГТУ с подводом теплоты при $V = \text{const}$ являются более выгодными.

Газотурбинные установки могут работать как по открытой, так и по замкнутой схеме.

В газотурбинной установке, работающей по открытой (незамкнутой) схеме, компрессор сжимает воздух, а продукты сгорания после турбины выбрасываются в атмосферу. В этом случае продукты сгорания непосредственно контактируют с рабочими лопатками турбины, вследствие чего они преждевременно изнашиваются. Поэтому в газотурбинных установках, работающих по открытой схеме, применяются только такие топлива, которые содержат минимальное количество взвешенных твердых частиц – золы, окислов серы и т. д., т. е. в основном жидкое и газообразное топливо.

Применение твердого топлива или низкосортного жидкого топлива возможно только при замкнутой схеме газотурбинной установки, в которой в качестве рабочего тела используется чистый воздух или другой газ, нагреваемый и охлаждаемый на соответствующих участках цикла в поверхностных теплообменниках.

Газотурбинная установка, работающая по замкнутой схеме, представлена на рисунке 6.17. Рабочий газ, например воздух, нагревается в нагревателе горячими продуктами сгорания, образующимися при сжигании топлива в специальной топке.

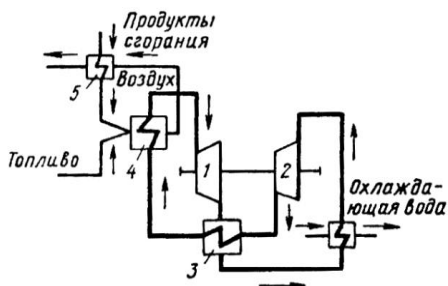


Рисунок 6.17 – Газотурбинная установка, работающая по замкнутой схеме:
1 – турбина, 2 – компрессор, 3 – регенератор,
4 – нагреватель, 5 – подогреватель

в этих условиях можно использовать в качестве рабочих тел и более тяжелые газы.

Преимуществом замкнутой схемы является также лучшее регулирование установки при работе ее на переменном режиме. В газотурбинных установках с замкнутой схемой рабочим телом могут быть и низкокипящие вещества, например углекислота. В этом случае понижается работа сжатия, а вместо компрессора можно использовать насос.

Недостатком газотурбинной установки, работающей по замкнутой схеме, является наличие сравнительно громоздко газового котла, а также большие габариты теплообменников.

6.4.2 Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении представлена на рисунке 6.18. На общем валу находятся газовая турбина 9, компрессор 1, топливный насос 3 и потребитель энергии 8 (на рисунке он изображен как электрогенератор; понятно, конечно, что это может быть и любой другой потребитель энергии – гребной винт, ведущее колесо и т. п.).

Компрессор засасывает атмосферный воздух, сжимает его до некоторого давления и направляет в камеру сгорания 4. Туда же топливным насосом из бака 2 подается топ-

Замкнутая схема кроме возможности использования твердого топлива имеет и другие преимущества. Так, например, в этой схеме низшее давление не обязательно должно быть равно атмосферному, но может быть значительно больше его.

Поэтому при тех же степенях увеличения давления можно применять более высокие давления, что приводит к уменьшению объема газа, а следовательно, и габаритов установки. Кроме воздуха в этих

установках можно использовать в качестве рабочих тел и более тяжелые газы.

Преимуществом замкнутой схемы является также лучшее регулирование установки при работе ее на переменном режиме. В газотурбинных установках с замкнутой схемой рабочим телом могут быть и низкокипящие вещества, например углекислота. В этом случае понижается работа сжатия, а вместо компрессора можно использовать насос.

Недостатком газотурбинной установки, работающей по замкнутой схеме, является наличие сравнительно громоздко газового котла, а также большие габариты теплообменников.

Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении представлена на рисунке 6.18. На общем валу находятся газовая турбина 9, компрессор 1, топливный насос 3 и потребитель энергии 8 (на рисунке он изображен как электрогенератор; понятно, конечно, что это может быть и любой другой потребитель энергии – гребной винт, ведущее колесо и т. п.).

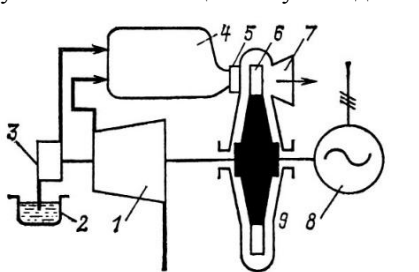


Рисунок 6.18– Принципиальная схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении

ливо, которое может быть как жидким, так и газообразным; в последнем случае вместо насоса применяется газовый компрессор.

Сгорание топлива происходит в камере сгорания при $p = \text{const}$. Продукты сгорания, расширившись в соплах 5 газовой турбины, попадают на лопатки 6 турбины, производят там работу за счет своей кинетической энергии и затем выбрасываются в атмосферу через выпускной патрубок 7. Давление отработавших газов несколько превышает атмосферное (поскольку отработавшим газам нужно преодолеть сопротивление выходного патрубка).

Идеализированный цикл рассматриваемой газотурбинной установки изображен в p - v -диаграмме на рисунке 6.19.

Принцип построения этого идеализированного цикла такой же, как использованный ранее для поршневых двигателей: предполагается, что цикл замкнутый, т. е. количество рабочего тела в цикле сохраняется постоянным; выход отработавших газов в атмосферу заменяется изобарным процессом с отводом теплоты к холодному источнику; считается, что теплота q_1 подводится к рабочему телу извне, через стенки корпуса установки, а рабочим телом турбины является газ неизменного состава, например чистый воздух.

В p - v -диаграмме на рисунке 6.9 процесс 1–2 представляет собой сжатие воздуха в компрессоре (сжатие в компрессоре может быть адиабатным, изотермическим или политропным). По изобаре 2–3 к рабочему телу подводится теплота (этот процесс соответствует сгоранию топлива в проточной камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительном цикле – это воздух и продукты сгорания) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу (3–4). Изобарный процесс 4–1 соответствует выходу отработавших газов из турбины.

Определим термический КПД цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$, иногда называемого циклом Брайтона. Как и раньше, считаем рабочее тело идеальным газом с постоянной теплоемкостью.

Значение η , рассматриваемой установки будет различным – изотермическим, адиабатным или политропным в зависимости от процесса сжатия, осуществляемого в компрессоре.

Рассмотрим вначале цикл газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ с изотермическим сжатием воздуха в компрессоре. Здесь заметим, что единственным путем, обеспечивающим сохранение температуры газа после сжатия равной температуре до сжатия, является применение много-

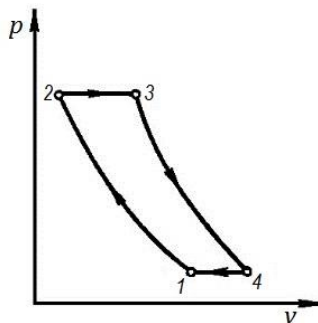


Рисунок 6.19 – p - v -диаграмма идеализированного цикла газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты

ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением сжимаемого газа в специальных холодильниках-теплообменниках. Цикл такой установки в Ts -диаграмме изображен на рисунке 6.20.

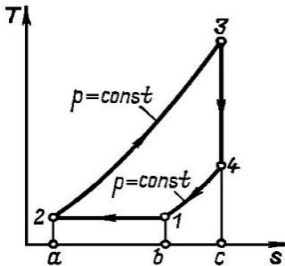


Рисунок 6.20 – Ts -диаграмма идеализированного цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = \text{const}$

В этом случае теплота от рабочего тела к холодному источнику будет отводиться и в изобарном процессе 4–1 (площадь $b-1-4-c-b$ на рисунке), и в изотермическом процессе сжатия 1–2 (площадь $a-2-1-b-a$); при этом количество теплоты, отводимой в изобарном процессе 4–1, составляет

$$|q_2'| = c_p (T_4 - T_1), \quad (6.49)$$

а количество теплоты, отводимой в изотермическом процессе 1–2, –

$$|q_2''| = RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (6.50)$$

Таким образом, сумма отведенного тепла

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1) + RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (6.51)$$

Количество теплоты, подводимой к рабочему телу в изобарном процессе 2–3,

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2). \quad (6.52)$$

Подставляя эти значения q_1 и q_2 в общее соотношение $\eta_t = 1 - q_2/q_1$, получаем:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1) + RT_1 \ln (p_2/p_1)}{c_p (T_3 - T_2)}. \quad (6.53)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части этого уравнения на $c_p T_1$ и учтя, что $T_1 = T_2$ и что для идеального газа

$$R/c_p = (c_p - c_v)/c_p = (k-1)/k, \quad (6.54)$$

получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{\left(\frac{T_4}{T_2} - 1 \right) + \frac{k-1}{k} \ln \frac{p_2}{p_1}}{T_3/T_2 - 1}. \quad (6.55)$$

В дальнейшем мы будем использовать обозначение для степени предварительного расширения $\epsilon = v_3/v_2$.

Отношение давления в конце процесса сжатия к давлению в начале процесса обозначим как

$$\Pi_{\kappa} = \frac{p_2}{p_1}; \quad (6.56)$$

эту величину называют степенью повышения давления в процессе сжатия. Очевидно, что в изобарном процессе 2–3

$$T_3/T_2 = v_3/v_2 = c, \quad (6.57)$$

а в адиабатном процессе 3–4

$$T_4/T_3 = p_4/p_3^{k-1/k}, \quad (6.58)$$

или, что то же самое (поскольку $p_3 = p_2$ и $p_4 = p_1$),

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{k-1/k} = \frac{1}{\Pi_{\kappa}^{k-1/k}}. \quad (6.59)$$

Учитывая также, что

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2}, \quad (6.60)$$

после преобразований получаем выражение для термического КПД газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ (изотермическое сжатие воздуха):

$$\eta_t = 1 - \frac{\Pi_{\kappa}^{k-1/k} \left[\frac{k-1}{k} \ln \Pi_{\kappa} - 1 \right] + \rho}{\Pi_{\kappa}^{k-1/k} \rho - 1}. \quad (6.61)$$

Рассмотрим теперь цикл газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха в компрессоре. Такой цикл в Ts -диаграмме изображен на рисунке 6.21.

В данном случае

$$\begin{cases} q_1 = c_p (T_3 - T_2); \\ q_2 = c_p (T_4 - T_1). \end{cases} \quad (6.62)$$

Отсюда следует, что термический КПД этого цикла определяется выражением

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \quad (6.63)$$

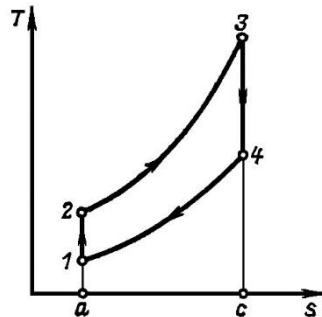


Рисунок 6.21 – Ts -диаграмма цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха

или

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}. \quad (6.64)$$

Отношения температур в уравнении (6.64) легко выражаются через ϵ и Π_k . В самом деле, для адиабатного процесса 1–2

$$T_1/T_2 = p_1/p_2^{k-1/k}; \quad (6.65)$$

вместе с тем из того, что $p_3 = p_2$ и $p_4 = p_1$, следует:

$$T_4/T_3 = p_1/p_2^{k-1/k}. \quad (6.66)$$

Таким образом, для рассматриваемого цикла

$$T_2/T_1 = T_3/T_4 \quad (6.67)$$

и $\epsilon = 1 - T_1/T_2$ или

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\Pi_k^{k-1/k}}. \quad (6.68)$$

Зависимость ϵ этого цикла от Π_k (при $k = 1,40$) изображена на рисунке 6.22.

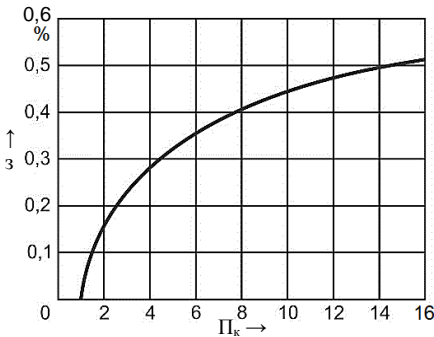


Рисунок 6.22 – Зависимость ϵ цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для адиабатного сжатия воздуха в компрессоре от Π_k (при $k = 1,40$)

Сравнение эффективности циклов газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ для изотермического и адиабатного сжатия, проводимое при условии равенства в обоих циклах подводимых теплот q_1 , максимальных давлений p_3 и максимальных температур T_3 цикла (поскольку в обоих случаях начальное давление цикла p_1 равно атмосферному, то условие равенства значений p_3 соответствует условию равенства значений Π_k), показывает, что термический КПД цикла с адиабатным сжатием превышает КПД цикла с изотермическим сжатием:

$$\eta_t^{\text{ад}} > \eta_t^{\text{изотерм}}. \quad (6.69)$$

Данное неравенство находится в кажущемся противоречии с тем, что в компрессоре при одинаковой степени повышения давления Π_k , как известно, изотермическое сжатие более выгодно, чем адиабатное.

Однако этот вывод очевиден из рассмотрения Ts -диаграммы, на которой совмещены анализируемые циклы (рисунок 6.23). В соответствии с принятыми нами условиями сравнения давление в процессе подвода теплоты и давление в процессе выхлопа ($4-1'-1$) одинаковы в обоих циклах; для этих циклов одинаковы также значения q_1 и T_3 . Из Ts -диаграммы очевидно, что работа цикла с адиабатным сжатием (площадь $1-2-3-4-1$) больше, чем работа цикла с изотермическим сжатием (площадь $2-3-4-1'-2$). При одном и том же значении q_1 это приводит к неравенству (69). Понятно, что термический КПД газотурбинной установки со сгоранием $p = \text{const}$ для случая, когда сжатие воздуха осуществляется по политропе с показателем $1 < n < k$, будет иметь значение, промежуточное между $z_i^{\text{ад}}$ и $z_i^{\text{изотерм}}$.

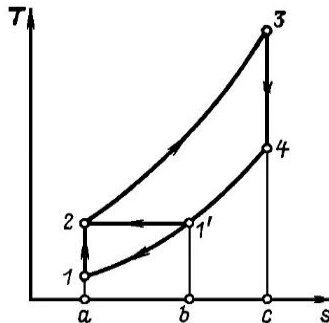


Рисунок 6.23 – Ts -диаграмма совмещенных циклов газотурбинной установки при $p = \text{const}$ с изотермическим и адиабатным сжатиями воздуха в компрессоре

6.4.3 Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты

Схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном объеме изображена на рисунке 6.24. Она отличается от предыдущей газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении устройством камеры сгорания 7. Эта камера не проточная, а снабжена тремя управляемыми клапанами: воздушным 4, топливным 5 и сопловым (газовым) 8, который предназначен для подачи продуктов сгорания на лопатки 10 турбины 1.

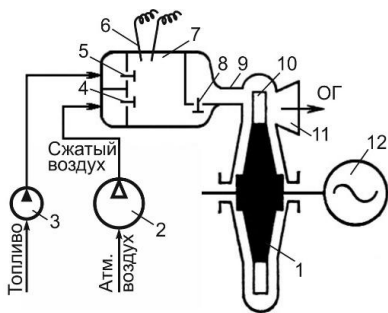


Рисунок 6.24 – Схема газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты к рабочему телу

Турбокомпрессор 2 служит для сжатия атмосферного воздуха и подачи сжатого воздуха воздушный клапан 4 в камеру сгорания 7. Топливный насос 3 подает в распыленном состоянии (при распыливании, т. е. дроблении) капель топлива в тысячи раз увеличивается их поверхность, а значит в тысячи раз быстрее они испаряться). Воспламенение полученной горючей смеси осуществляется с помощью электрической искры между электродами свечи (запального устройства) 6.

Процесс воспламенения происходит при закрытых клапанах 4, 5, 8, установленных в камере сгорания 7, т. е. в замкнутом объеме камеры ($v = \text{const}$). Топливо впрыскивается в камеру сгорания периодически в момент открытия. Образовавшиеся продукты сгорания имеют высокую температуру и находятся под большим давлением. Тогда открывается сопловой (газовый) клапан 8 и обладающие большой энергией продукты сгорания направляются сопловым аппаратом 9 на лопатки 10 турбины 1. С помощью турбины 1 энергия газов превращается в механическую энергию, потребляемую электрогенератором 12 (может быть другой потребитель, например, авиационный винт, колеса транспортного средства и т. п.). Отработавшие газы через выхлопное устройство 12 покидают газотурбинную установку.

Таким образом, рассмотренная газотурбинная установка работает в импульсном (периодическом) режиме и поэтому иногда ее называют газотурбинным двигателем с импульсной камерой сгорания.

Здесь следует заметить, что в ранее рассмотренном газотурбинном двигателе со сгоранием при $p = \text{const}$ также есть запальное устройство, но оно используется только при пуске газотурбинного двигателя. После запуска запальное устройство в работе газотурбинного двигателя не участвует. Распыленное топливо и сжатый воздух непрерывно поступают в камеру сгорания, в которой постоянно происходит горение топлива. Поэтому газотурбинный двигатель со сгоранием при $p = \text{const}$ еще называют газотурбинным двигателем с проточной камерой сгорания.

Термодинамический цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном объеме в pV - и Ts -координатах показан на рисунке 6.25.

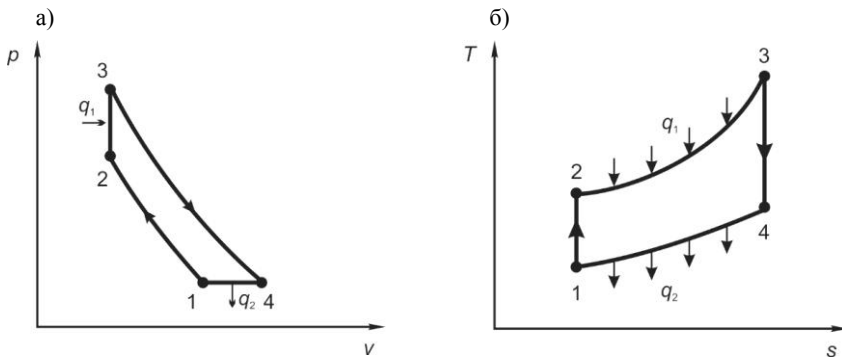


Рисунок 6.25 – Цикл газотурбинного двигателя с изохорным подводом теплоты в pV - (а) и Ts -диаграммах (б)

Количество теплоты, подводимой в этом цикле к рабочему телу, в изохорном процессе 2–3

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) \quad (6.70)$$

Количество (по модулю) отводимой теплоты в изобарном процессе 4–1

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1) \quad (6.71)$$

Тогда термический КПД составит

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_p}{c_v} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (6.72)$$

Выразим температуры в характерных точках цикла через начальную температуру T_1 , учитывая, что процессы 1–2 и 3–4 адиабатные:

$$T_2 = T_1 \Pi_k^{k-1/k}, \quad T_3 = T_1 \lambda \Pi_k^{k-1/k}, \quad T_4 = T_1 \lambda^{1/k} \quad (6.73)$$

Здесь $\lambda = p_3/p_2$ – степень изохорного повышения давления при подводе теплоты.

Подставляя выражения этих температур в уравнение (6.72) и учитывая, что $c_p = k c_v$, получим формулу термического КПД для газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $V = \text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{k \lambda^{1/k} - 1}{\Pi_k^{k-1/k} (\lambda - 1)} \quad (6.74)$$

Таким образом, термический КПД цикла газотурбинной установки со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ зависит как от степени повышения давления Π_k в турбокомпрессоре, так и от количества подводимой в цикле теплоты q_1 , которому соответствует определенное значение величины λ .

В изохорном процессе подвода теплоты

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_3}{T_1 \Pi_k^{k-1/k}} = \frac{\theta}{\Pi_k^{k-1/k}}, \quad (6.75)$$

где $\theta = T_3/T_1$ – степень повышения температуры воздуха в камере сгорания T_3 относительно начальной температуры T_1 .

Подставив полученное выражение λ в уравнение (6.74), получим зависимость η_t от Π_k и θ :

$$\eta_t = 1 - \frac{k \left[\theta^{1/k} - \Pi_k^{k-1/k^2} \right]}{\Pi_k^{k-1/k^2} \left(\theta - \Pi_k^{k-1/k} \right)} \quad (6.76)$$

Сравнение значений термического КПД для газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $V = \text{const}$ с ранее рассмотренным газотурбинным двигателем с подводом теплоты при $p = \text{const}$ показывает, что $\eta_{t_v} > \eta_{t_p}$ в реально возможном диапазоне Π_k и при всех практически реализуемых максимальных температурах цикла T_3 цикл газотурбинного двигателя с периодическим сгоранием топлива при $V = \text{const}$ (с импульсной камерой сгорания) более экономичен.

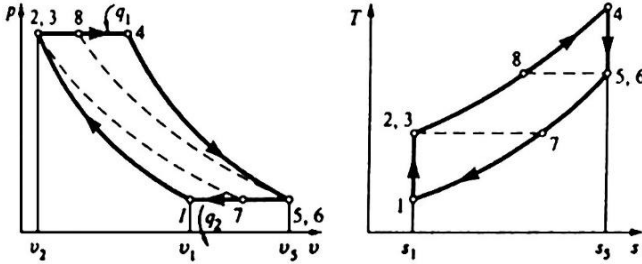
Однако для осуществления цикла газотурбинного двигателя с подводом теплоты при $V = \text{const}$ необходима установка в камере сгорания впускных и выпускных клапанов, что в значительной степени усложняет конструкцию двигателя и, следовательно, снижает надежность (увеличивается количество возможных отказов) его работы. Кроме того, значительные гидравлические сопротивления клапанов существенно снижают термодинамические преимущества в действительном цикле. Из-за переменности во времени параметров газа, поступающего в турбину (топливо подается в камеру сгорания определенными порциями, как в ДВС), абсолютный эффективный КПД газотурбинного двигателя со сгоранием при $V = \text{const}$ уменьшается, т. е. снижается экономичность работы газотурбинного двигателя. Все это может привести к отрицательному эффекту. Поэтому газотурбинная установка с импульсной камерой сгорания не получила практического применения. Все выполненные конструкции газотурбинного двигателя работают по циклу со сгоранием топлива при $p = \text{const}$, т. е. газотурбинный двигатель с прочной камерой сгорания.

6.4.4 Регенеративные циклы газотурбинных установок

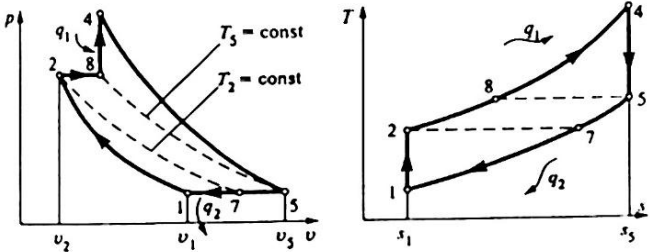
Одним из способов повышения термического КПД циклов ГТУ является, как было показано ранее, **регенерация теплоты**. В ГТУ продукты сгорания топлива, поступающие из турбины во внешнюю среду, имеют обычно более высокую температуру, чем воздух на входе в камеру сгорания после сжатия его в компрессоре. Поэтому теплоту выпускных газов можно использовать для подогрева сжатого в компрессоре воздуха, чем достигается уменьшение количества теплоты, подводимого к рабочему телу за счет сгорания топлива. Отношение количества теплоты, фактически использованного при регенерации, ко всему количеству теплоты выпускных газов называется степенью регенерации. Очевидно, что предельно возможной степени регенерации соответствует равенства $T_5 = T_8$ и $T_7 = T_2$ (Ts -диаграмма на рисунке 6.26).

Рассмотрим цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты и предельной степенью регенерации (см. рисунок 6.26, *a*). Он состоит из следующих термодинамических процессов: в компрессоре воздух сжимается адиабатно (процесс 1–2), после чего поступает в теплообменник, где подогревается выпускными газами при постоянном давлении (изобара 2–8). Подогрев рабочего тела продолжается при постоянном давлении за счет теплоты q_1 , выделившейся при сгорании топлива (изобара 8–4). Затем газ расширяется адиабатно в газовой турбине (процесс 4–5), попадает в теплообменник и отдает теплоту воздуху при постоянном давлении (процесс 5–7). Дальнейшее изобарное охлаждение 7–1 происходит вне установки при передаче теплоты окружающей среде.

а)



б)



в)

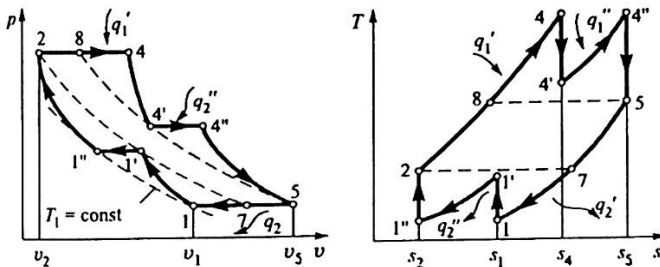


Рисунок 6.26 – Диаграммы циклов ГТУ при различных способах повышения термического КПД:

а и б – регенерация в цикле с подводом теплоты соответственно при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$,
 в – промежуточные нагрев и охлаждение рабочего тела

В рассматриваемом цикле $T_2 = T_7$ и $T_5 = T_8$, поэтому $T_5 - T_7 = T_8 - T_2$. Количество теплоты, подведенное при регенерации к рабочему телу в камере сгорания, $q_1 = c_p (T_4 - T_8)$, а количество теплоты, отданное окружающей среде, $|q_2| = c_p (T_7 - T_1)$, поэтому термический КПД цикла с предельной степенью регенерации

$$\eta_i^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_7 - T_1}{T_4 - T_8} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_5}. \quad (6.77)$$

Поскольку в изобарном процессе $2-4$ $T_4 = T_2(v_4/v_2) = cT_2$ и, аналогично, $T_5 = cT_1$, то

$$\eta_i^{\text{рег}} = 1 - \frac{1}{c}, \text{ или } \eta_i^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_1}{T_5}. \quad (6.78)$$

В соответствующем цикле без регенерации $\eta_r = 1 - 1/e^{k-1} = 1 - T_1/T_2$. Сравнение последнего выражения с (96) показывает, что $\eta_i^{\text{рег}} > \eta_r$, т. е. регенерация теплоты повышает термический КПД цикла.

В газотурбинных установках, имеющих цикл с изохорным подводом теплоты, регенерация также возможна (см. рисунок 6.26, б). Процесс регенерации теплоты в таком цикле осуществляется по изобарному процессу, что связано со стремлением не усложнять конструкцию теплообменника.

Термический КПД цикла ГТУ можно повысить, если часть работы, затрачиваемой на компрессор, уменьшить, введя ступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением (рисунок 6.27). Еще большее повышение термического КПД может быть достигнуто введением, наряду с промежуточным охлаждением воздуха, промежуточного подвода теплоты к рабочему телу в процессе его расширения. Значительный экономический эффект дает совместное действие промежуточного охлаждения рабочего тела в процессе его сжатия, ступенчатого подвода теплоты к нему и регенерации теплоты в цикле. На рисунке 6.27 изображен соответствующий термодинамический цикл.

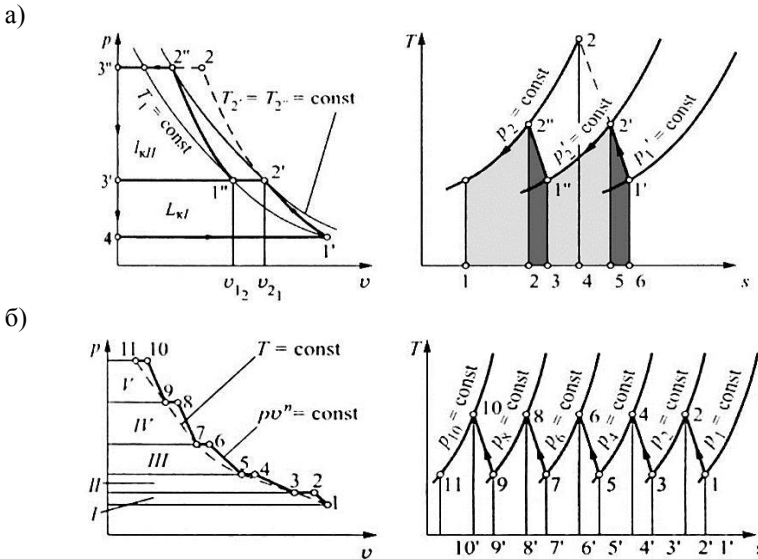


Рисунок 6.27 – p - v - и T - s -диаграммы процесса сжатия в многоступенчатом компрессоре:

а – двухступенчатом, б – пятиступенчатом

Воздух, всасываемый из атмосферы, сжимается адиабатно (процесс 1–1') в первой ступени компрессора и подается в теплообменник, где охлаждается при постоянном давлении (процесс 1'–1'") до первоначальной температуры. После теплообменника сжатие воздуха продолжается (адиабата 1'–2) во второй ступени компрессора. Сжатый воздух подогревается выпускными газами в теплообменнике (изобара 2–8) и поступает в первую камеру сгорания, где сгорает первая порция топлива (изобарный процесс 8–4 подвода теплоты в количестве q_1').

Рабочее тело с параметрами состояния в точке 4 подается в первую ступень газовой турбины, где происходит адиабатный процесс расширения 4–4'. Отработавшее в первой ступени рабочее тело поступает во вторую камеру сгорания, где происходит сгорание второй порции топлива (изобарный процесс 4'–4'") подвода теплоты в количестве q_1''). Во второй ступени газовой турбины рабочее тело расширяется (адиабата 4'–5), после чего поступает в теплообменник, где отдает теплоту проходящему по змеевику воздуху (изобара 5–7). Затем рабочее тело выпускается в атмосферу (изобара 7–1).

Чем больше промежуточных ступеней подогрева и охлаждения, тем выше термический КПД цикла. Но применение большого числа камер сгорания и холодильников значительно усложняет конструкцию ГТУ, повышая ее стоимость, и увеличивает потери от необратимости процессов. Поэтому выбор числа ступеней подогрева и охлаждения проводится с учетом не только экономических, но и конструктивных факторов.

Термодинамические циклы комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Сравнивая термодинамические циклы поршневого ДВС и ГТД, следует отметить, что в циклах поршневых ДВС отвод теплоты от рабочего тела изохорный (при $v = \text{const}$), в циклах ГТУ – изобарный (при $p = \text{const}$). В циклах ГТУ наблюдается продолженное расширение, т. к. рабочее тело расширяется до атмосферного давления. Следовательно, получается дополнительная полезная работа в цикле теплового двигателя. Поэтому желательно создать такой тепловой двигатель, который является комбинацией поршневого ДВС и ГТД.

Одним из направлений повышения экономичности поршневых ДВС является создание комбинированных двигателей, представляющих собой комплекс взаимодействующих поршневого ДВС, газовой турбины и компрессора. Наиболее распространенными являются схемы комплексных ДВС, в которых поршневой двигатель имеет газовую (а не механическую) связь с турбиной и компрессором. При этом турбина и компрессор могут быть жестко соединены между собой. Схема комбинированного ДВС приведена на рисунке 6.28.

В термодинамических циклах комбинированных ДВС подвод теплоты к рабочему телу от горячего источника принимают, как и в циклах поршневых ДВС, в соответствии со способом воспламенения топлива: либо при $v = \text{const}$, либо при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$. Давление в выпускном патрубке за

рабочим колесом турбины комбинированного двигателя незначительно превышает атмосферное, а амплитуда пульсаций давления невелика, поэтому процесс отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику можно принять изобарным.

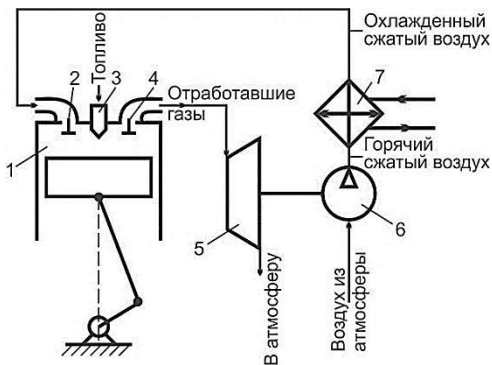


Рисунок 6.28 – Схема комбинированного ДВС с промежуточным охлаждением:

- 1 – цилиндропоршневая часть ДВС;
- 2 – впускной клапан ДВС;
- 3 – форсунка ДВС; 4 – выпускной клапан ДВС;
- 5 – газовая турбина;
- 6 – турбокомпрессор;
- 7 – охладитель воздуха

Комбинированные ДВС по условиям работы, турбины разделяют на двигатели с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Комбинированные двигатели с импульсной турбиной выполняют с выпускным трубопроводом небольших размеров, чтобы амплитуда давления газа на входе в турбину получалась наибольшей и скорость газа в проточной части турбины изменялась в широких пределах. В результате уменьшаются до минимума потери работоспособности при перетекании газа из цилиндра ДВС в турбину. В двигателях с турбиной постоянного давления амплитуды давления перед турбиной невелики, так как в ДВС применяется выпускной коллектор большого сечения.

Цикл комбинированного ДВС с импульсной турбиной. Термодинамический цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной приведен на рисунке 6.29. Поскольку рабочим телом в тепловой машине служит идеальный газ, то потери при перетекании газа из цилиндра в турбину отсутствуют. Поэтому процесс 4–4' расширения является продолжением адиабатного расширения 3–4 в цилиндре ДВС.

Процесс 1'–1 является адиабатным процессом сжатия в турбокомпрессоре. Следовательно, процесс сжатия 1'–2 состоит из адиабатного процесса сжатия рабочего тела 1–1' в турбокомпрессоре и адиабатного процесса сжатия 1–2 в цилиндре поршневого ДВС. Затем осуществляются процессы подвода теплоты: изохорного q_1' и изобарного q_1'' (смешанный подвод теплоты $q_1 = q_1' + q_1''$). Процесс расширения 3–4' состоит из адиабатных процессов 3–4 (в поршневом ДВС) и 4–4' (в газовой турбине). Замыкающим является изобарный процесс 4'–1' отвода теплоты q_2 . Таким образом, цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной можно представить состоящим

из цикла поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты 1–2–3'–3–4–1 и цикла газотурбинного двигателя с изохорным подводом теплоты 1'–1–4–4'–1'.

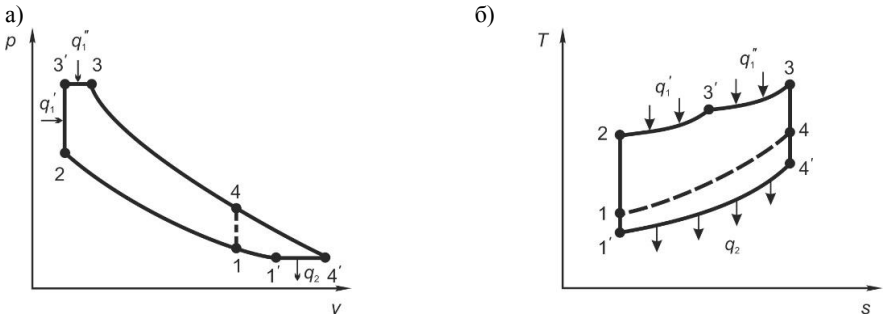


Рисунок 6.29 – Цикл комбинированного ДВС с импульсной турбиной в $p\nu$ - (а) и Ts -диаграммах (б)

Термодинамический КПД такого цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\lambda^{1/k} \rho - 1}{\lambda - 1 + k\lambda \rho - 1}, \quad (6.79)$$

где $\varepsilon_0 = \frac{v_1}{v_2} \frac{v_1'}{v_1} = \varepsilon \varepsilon_k$ – общая степень сжатия;

$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ – степень сжатия в поршневом ДВС;

$\varepsilon_k = \frac{v_1'}{v_1}$ – степень сжатия в турбокомпрессоре.

Термический КПД цикла комбинированного ДВС с турбиной постоянного давления

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda \rho - 1}. \quad (6.80)$$

Цикл комбинированного ДВС с постоянным давлением перед турбиной (рисунок 6.30). Рассматриваемый цикл представляет собой совокупность циклов 1–2–3'–3–4 – цикла ДВС со смешанным подводом теплоты и 1'–1–4''–4'–1' – цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты. В цикле количество теплоты, отводимое от рабочего тела в поршневом ДВС (процесс 4–1) при $\nu = \text{const}$ подводится к рабочему телу газовой турбины при $p = \text{const}$ (процесс 1–4'').

Адиабатное расширение рабочего тела продолжается на лопатках турбины (процесс 4''–4'), затем изобарный отвод теплоты q_2 (процесс 4'–1') и адиабатное сжатие рабочего тела в турбокомпрессоре (процесс 1'–1).

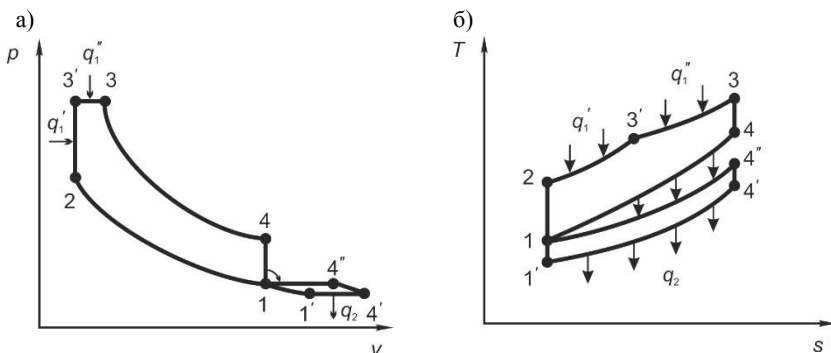


Рисунок 6.30 – Термодинамический цикл комбинированного ДВС с турбиной постоянного давления в p - v - (а) и T - s диаграммах (б)

Сопоставление выражений (6.79) и (6.80) показывает, что термический КПД цикла комбинированного ДВС с импульсной турбиной, использующей кинетическую энергию отработавших в цилиндре газов, больше, чем КПД цикла комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления. Конструкция же комбинированного ДВС, использующего турбину при постоянном давлении, проще.

Цикл комбинированного ДВС с промежуточным охлаждением. В большинстве комбинированных ДВС как с импульсной турбиной, так и с турбиной постоянного давления применяется охлаждение наддувочного воздуха перед поступлением его в цилиндр поршневого двигателя. Это приводит к повышению среднего давления цикла (следовательно, к увеличению мощности двигателя) без изменения верхнего предела температуры рабочего тела. Кроме того, в реальном комбинированном двигателе охлаждение сжатого воздуха перед поступлением его в цилиндр используется для понижения тепловой напряженности деталей, образующих поверхность камеры сгорания.

На рисунке 6.31 приведен цикл комбинированного дизеля с импульсной турбиной с промежуточным охлаждением. Рассматриваемый цикл включает в себя следующие процессы:

1–2 – термодинамический – адиабатного сжатия в цилиндре поршневого ДВС;

2–3' – изохорный – подвода теплоты q_1' (сгорание начальной порции топлива);

3'–3 – изобарный – подвода теплоты q_1'' (сгорание оставшейся порции топлива);

3–4 – адиабатное расширение рабочего тела (продуктов сгорания) в цилиндре поршневого ДВС;

4–4' – адиабатное расширение (дополнительное) рабочего тела (продуктов сгорания) в газовой турбине;
 4'–1' – изобарный отвод теплоты q_2' в ГТУ (отвод в атмосферу);
 1'–1* – адиабатное сжатие рабочего тела (воздуха) в турбокомпрессоре;
 1*–1 – изобарное охлаждение (отвод теплоты q_2'') сжатого воздуха перед подачей его в цилиндр ДВС.

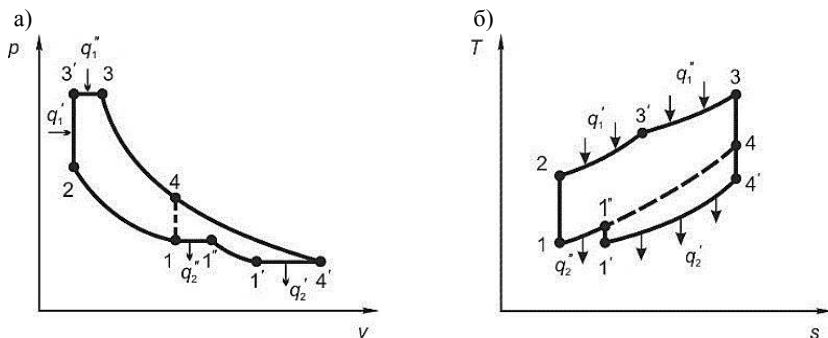


Рисунок 6.31 – Термодинамический цикл комбинированного ДВС (дизеля): с импульсной турбиной и промежуточным охлаждением в p v - (а) и T s -диаграммах (б)

Температура воздуха после охладителя в реальных двигателях всегда выше температуры воздуха в начале сжатия в компрессоре (близкой к температуре атмосферного воздуха), т. к. приемлемые габаритные размеры охладителя (теплообменника) можно получить, если температурный напор в теплообменнике сделать достаточно большим. Поэтому степень охлаждения

$$\sigma = \frac{T_{1^*} - T_1}{T_{1^*} - T_1}, \quad (6.81)$$

равная отношению снижения температуры воздуха в охладителе (теплообменнике) к приращению температуры при сжатии в турбокомпрессоре, в реальных двигателях всегда меньше единицы. Обратимый процесс со степенью охлаждения, равной единице, можно представить, предположив температурный напор бесконечно малым. Диаграмма цикла (см. рисунок 6.31) построена при $\sigma = 1$.

Выведем выражение термического КПД цикла с промежуточным охлаждением и смешанным подводом теплоты.

В рассматриваемом цикле отдача теплоты рабочим телом холодному источнику происходит в изобарном процессе, которая складывается из теплоты q_2' , отводимой в процессе 4'–1' в ГТУ, и теплоты q_2'' , отводимой в охладителе (теплообменнике) в процессе 1*–1, т. е.

$$q_2 = q_2' + q_2''. \quad (6.82)$$

Здесь

$$q'_2 = c_p (T_{1'} - T_{1''}) = c_p T_{1'} \left(\frac{T_{1''}}{T_{1'}} - 1 \right), \quad (6.83)$$

где $\varphi = \frac{T_{1''}}{T_{1'}} = \frac{v_{1''}}{v_{1'}}$ – степень уменьшения объема в ГТУ;

$$q''_2 = c_p (T_{1''} - T_{1'}) = c_p T_{1''} \left(1 - \frac{T_{1'}}{T_{1''}} \right) = c_p T_{1''} \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right); \quad (6.84)$$

$\omega = \frac{v_{1''}}{v_1} = \frac{T_{1''}}{T_1}$ – степень уменьшения объема в охладителе.

Суммарная теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику и охладителю,

$$q_2 = q'_2 + q''_2 = c_p T_{1'} (\varphi - 1) + c_p T_{1''} \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right). \quad (6.85)$$

Но для адиабатного процесса сжатия в турбокомпрессоре $\frac{T_{1''}}{T_{1'}} = \left(\frac{v_{1'}}{v_{1''}} \right)^{\kappa - 1} = \varepsilon_k^{\kappa - 1}$, где ε_k – степень сжатия в турбокомпрессоре. Учитывая,

что $\frac{v_{1'}}{v_3} = \delta$, $\frac{v_{1''}}{v_2} = \frac{v_{1'}}{v_2}$ или $\frac{v_{1'}}{v_1} \frac{v_{1''}}{v_2} = \frac{v_{1'}}{v_3} \frac{v_3}{v_2}$, которое с учетом обозначений, введенных ранее, примет вид $\varepsilon_k = \delta \varepsilon_0$, а также то, что $\varepsilon_0 = \varepsilon_k$, после преобразований получим выражение для термического КПД цикла комбинированного ДВС с промежуточным охлаждением:

$$\eta_t = 1 - \frac{k \left[\rho \lambda^{1/k} - \omega + \varepsilon_k^{\kappa - 1} \omega - 1 \right]}{\varepsilon_0^{\kappa - 1} \left[\lambda - 1 + k \lambda \rho - 1 \right]}. \quad (6.86)$$

Здесь степень уменьшения объема в охладителе

$$\omega = \frac{1}{1 - \sigma \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_k^{\kappa - 1}} \right)}. \quad (6.87)$$

При этом следует учитывать, что в реальных двигателях степень охлаждения $\omega = 0,5 \dots 0,8$.

Эффективность охлаждения после компрессора. Сравнение термодинамических циклов комбинированного ДВС с охлаждением после компрессора и того же ДВС без охлаждения осуществим при следующих условиях: одинаковая величина максимального давления p_3 и равное удельное количество подведенной теплоты q_1 .

В цикле комбинированного двигателя с охладителем ниже температура в начале процесса сжатия в цилиндре и соответственно ниже максимальная

температура цикла, а значит, ниже и средняя температура в процессе подвода теплоты, что уменьшает тепловую напряженность деталей. В результате увеличивается моторесурс ДВС.

Термический КПД цикла комбинированного ДВС с охлаждением после компрессора меньше КПД цикла двигателя без охлаждения. Объясняется это тем, что средняя температура в процессе подвода теплоты в цикле двигателя с охлаждением ниже.

В настоящее время получили распространение комбинированные ДВС с силовой турбиной. В таком двигателе выпускные газы из турбины турбокомпрессора (или до нее) направляются в специальную турбину (силовую). Мощность с вала этой силовой турбины передается на коленчатый вал ДВС или на специальный вал отбора мощности. При этом повышается общая мощность комбинированного ДВС и примерно на 3,5–4,0 г/(кВт·ч) уменьшается удельный расход топлива.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПО ТЕМЕ «ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Примеры решения задач

Пример 1. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температуры $t_1 = 627\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 27\text{ }^\circ\text{C}$, причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наименьшее – 0,1 МПа.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках, цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведенной и отведенной теплоты.

Решение. Точка 1. $p_1 = 6\text{ МПа}$; $T_1 = 900\text{ К}$.

Удельный объем газа находим из характеристического уравнения

$$u_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 900}{6 \cdot 10^6} = 0,043\text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 2. $T_2 = 900\text{ К}$.

Из уравнения адиабаты (линия 2–3)

$$p_2 / p_3 = (T^2 / T^3)^{(k/(k-1))} = 3^{(1,4/0,4)} = 46,8.$$

Из уравнения изотермы (линия 1–2)

$$p_1 u_1 = p_2 u_2$$

получаем

$$u_2 = \frac{p_1 u_1}{p_2} = \frac{6 \cdot 0,043}{4,68} = 0,055\text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 3. $P_3 = 0,1$ МПа; $T_3 = 300$ К

$$u_3 = RT_3 / p_3 = (287 \cdot 300) / 0,1 \cdot 10^6 = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 4. $T_4 = 300$ К.

Из уравнения адиабаты (линия 4–1) имеем

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 4,68, \quad p_4 = \frac{p_1}{4,68} = 0,128 \text{ МПа}.$$

Из уравнения изотермы (линия 3–4) получаем

$$p_3 u_3 = p_4 u_4; \quad u_4 = \frac{p_3 u_3}{p_4} = \frac{0,1 \cdot 0,861}{0,128} = 0,671 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

Подведенное количество теплоты

$$q_1 = RT_1 \ln \frac{u_2}{u_1} = 2,303 \cdot 0,287 \cdot 900 \cdot \lg \frac{0,055}{0,043} = 63,6 \text{ кДж/кг}.$$

Отведенное количество теплоты

$$q_2 = RT_3 \ln \frac{u_3}{u_4} = 2,303 \cdot 0,287 \cdot 300 \cdot \lg \frac{0,861}{0,671} = 21,5 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2 = 69,6 - 21,5 = 48,1 \text{ кДж/кг}.$$

Для проверки можно воспользоваться формулой

$$\eta_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0}{q_0} = \frac{48,1}{63,6} = 0,756.$$

Пример 2. Исследовать цикл ДВС с изохорным подводом теплоты, если дано: $V_2 = 1,5$ л; $t_1 = 90$ °С; $p_1 = 0,1$ МПа; $\epsilon = 5$; $\lambda = 1,6$; рабочее тело – воздух.

Решение. Определить параметры цикла ДВС с изохорным подводом теплоты.

Точка 1. Подсчитаем объем воздуха V_1 . Известно, что $V_1 / V_2 = \epsilon = 5$, поэтому

$$V_1 = \epsilon V_2 = 5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \quad T_1 = 90 + 273 = 363 \text{ К};$$

$$p_1 = 0,1 \text{ МПа (дано в условии задачи)}.$$

Точка 2. $p_2 / p_1 = V_1 / V_2^k = \epsilon^k$, так как 1–2 – адиабатный процесс сжатия.

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k = 0,1 \cdot 5^{1,4} = 0,95 \text{ МПа}; \quad V_2 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \text{ (по условию).}$$

Точка 3. $p_3 / p_2 = \lambda$, откуда $p_3 = \lambda p_2$,

$$p_3 = 1,6 \cdot 0,95 = 1,52 \text{ МПа}; \quad V_3 = V_2 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$T_3 / T_2 = p_3 / p_2 = \lambda \quad (2-3 - \text{изохорный процесс}).$$

Тогда $T_3 = T \lambda_2 = 1,6 \cdot 690 = 1104 \text{ К}$.

Точка 4. $V_4 = V_1 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Исходя из того, что процесс 3–4 является адиабатным, получим

$$p_4 / p_3 = (V_3 / V_4)^k = (V_2 / V_1)^k = 1 / \varepsilon^k,$$

откуда $p_4 = p_3 / \varepsilon^k = 1,5 / 5^{1,4} = 0,16 \text{ МПа}$.

Для изохорного процесса 4–1 известно, что

$$T_4 / T_1 = p_4 / p_1,$$

следовательно, $T_4 = T_1 p_4 / p_1 = 363 \cdot 0,16 / 0,1 = 581 \text{ К}$.

Технический КПД цикла ДВС с изохорным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{5^{1,4-1}} = 0,474 = 47,4 \text{ \%}.$$

Пример 3.3.1 Исследовать цикл ДВС с изохорно-изобарным (смешанным) отводом теплоты, имеющим следующие данные: $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; $c_{v,m} = 0,72 \text{ кДж/кг}$; $p_3 = 5,5 \text{ МПа}$; $e = 15$; рабочее тело – воздух; масса воздуха 1 кг.

Решение. Находим параметры цикла в характерных точках:

в точке 1 – начале сжатия: $v_1 = RT_1 / p_1$; для воздуха $R = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда удельный объем

$$v_1 = 287 \cdot 300 / (0,1 \cdot 10^6) = 0,861 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

в точке 2 – конце сжатия (1–2 – адиабатный процесс):

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,861 / 15 = 0,0573 \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad p_2 = p_1 \cdot v_1 / v_2^k.$$

Учитывая, что $v_1 / v_2 = e$, $k = 1,4$ для воздуха, получим

$$p_2 = 0,1 \cdot 15^{1,4} = 4,43 \text{ МПа};$$

$$T_2 = p_2 v_2 / R = 4,43 \cdot 10^6 \cdot 0,0573 / 287 = 883 \text{ К}, \text{ или } t_2 = 610 \text{ }^\circ\text{C};$$

в точке 3 – окончание подвода теплоты при постоянном объеме (причем степень повышения давления при отводе теплоты $\lambda = p_3 / p_2 = 5,5 / 4,43 \approx 1,242$):

$$p_3 = 5,5 \text{ МПа по заданию}; \quad T_3 = T_2 \lambda = 883 \cdot 1,242 = 1097 \text{ К}, \text{ или } t_3 = 824 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$v_3 = v_2 = 0,0573 \text{ м}^3/\text{кг};$$

в точке 4 – окончании подвода теплоты при постоянно давлении – для нахождения параметров сначала вычислим подведенную в цикле удельную теплоту:

$$q'_1 = c_{vm} T_3 - T_2 = 0,72 \cdot 1097 - 883 = 154 \text{ кДж/кг},$$

$$q''_1 = q'_1 + q''_1 - q'_1 = 1340 - 154 = 1186 \text{ кДж/кг}.$$

Но учитывая, что 3–4 – изобарный процесс подвода теплоты q''_1 , получим:

$$q''_1 = c_{pm} T_4 - T_3 = k c_{vm} T_4 - T_3.$$

Откуда

$$T_4 = q''_1 / k c_{vm} + T_3 = 1186 / (1,4 \cdot 0,72) + 1097 = 2274 \text{ К или } t_4 = 2001 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Для определения v_4 сначала подсчитаем степень предварительного расширения $p = T_4 / T_3 = 2274 / 1097 = 2,07$. Теперь

$$v_4 = p v_2 = 2,07 \cdot 0,0573 \approx 0,118 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$p_4 = p_3 = 5,5 \text{ МПа};$$

в точке 5 – окончании адиабатного расширения: $v_5 = v_1 = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}$ (процесс 5–1 – изохорный). Поскольку 4–5 – процесс адиабатный, то

$$T_5 / T_4 = v_4 / v_5^{k-1} = \left(\frac{p v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{p}{\varepsilon} \right)^{k-1}.$$

Значит, окончательно получим:

$$T_5 = T_1 p^k \lambda = 300 \cdot 2,07^{1,4} \cdot 1,242 = 1034 \text{ К или } t_5 = 761 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda p^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (p - 1)},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{15^{1,4-1}} \frac{1,242 \cdot 2,07^{1,4} - 1}{1,242 - 1 + 1,4 \cdot 1,242 \cdot 2,07 - 1} = 0,606 = 60,6\%.$$

3.2 Рабочее тело поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты обладает свойствами воздуха. Известны начальные параметры $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{С}$ и следующие характеристики цикла: $\varepsilon = 7$; $\lambda = 2,0$ и $\kappa = 1,2$.

Определить параметры в характерных для цикла точках, количество подведенной теплоты, полезную работу и термический КПД цикла. Рабочее

тело – воздух. Теплоемкость считать постоянной.

Ответ: $v_1 = 0,870 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_1 = 0,124 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_4 = 0,149 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $p_2 = 1,52 \text{ МПа}$; $p_3 = 3,05 \text{ МПа}$; $p_5 = 0,26 \text{ МПа}$;
 $t_2 = 387 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 1047 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_4 = 1311 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $t_5 = 511 \text{ }^\circ\text{C}$; $q_1 = 744,2 \text{ кДж/кг}$; $q_2 = 348,2 \text{ кДж/кг}$;
 $l_0 = 396 \text{ кДж/кг}$; $\eta_r = 0,532$.

3.3 Для идеального цикла газовой турбины с подводом теплоты при $p = \text{const}$ определить параметры в характерных точках, полезную работу, термически КПД, количество подведенной и отведенной теплоты. Дано: $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; $t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$; $l = p_1 / p_2 = 8$. Рабочее тело – воздух. Теплоемкость принять постоянной.

Ответ: $v_1 = 0,831 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_2 = 0,189 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_3 = 0,313 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $v_4 = 1,38 \text{ м}^3/\text{кг}$; $t_2 = 254 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_2 = p_3 = 0,8 \text{ МПа}$;
 $q_1 = 350 \text{ кДж/кг}$; $q_2 = 192,2 \text{ кДж/кг}$; $\eta_r = 0,45$.

3.4 Газовая турбина работает по циклу с подводом теплоты при $p = \text{const}$. Известны параметры $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_4 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, также степень увеличения давления $l = 8$. Рабочее тело – воздух.

Определить параметры в характерных точках цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу, совершаемую за цикл, и термический КПД. Теплоемкость считать постоянной.

Ответ: $v_1 = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$; $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$; $v_2 = 0,204 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $t_2 = 297 \text{ }^\circ\text{C}$; $v_3 = 0,438 \text{ м}^3/\text{кг}$; $t_3 = 948 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $v_4 = 1,93 \text{ м}^3/\text{кг}$; $q_1 = 659 \text{ кДж/кг}$;
 $q_2 = 364 \text{ кДж/кг}$; $l_0 = 296 \text{ кДж/кг}$; $\eta_r = 0,45$.

3.5 Газовая турбина работает по циклу с подводом тепла при $p = \text{const}$ без регенерации. Известны степень повышения давления в цикле $l = p_2 / p_1 = 7$ и их степень предварительного расширения $s = v_3 / v_2 = 2,4$. Рабочее тело – воздух.

Найти термический КПД этого цикла и сравнить его с циклом поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $p = \text{const}$ при одинаковых степенях сжатия ее и при одинаковых степенях расширения p . Предоставить цикл в диаграмме T_s .

Ответ: $\eta_{r, \text{гт}} = 0,426$; $\eta_{r, \text{плд}} = 0,297$.

3.6 Газотурбинная установка работает с подводом теплоты при $v = \text{const}$ и с полной регенерацией. Известны параметры: $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_5 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, а также $l = p_2 / p_1 = 4$. Рабочее тело – воздух.

Определить термический КПД этого цикла. Изобразить цикл в диаграмме T_s .

Ответ: $\eta_{rpe} = 0,585$.

7 ВОДЯНОЙ ПАР

7.1 Фазовая диаграмма

Вода и водяной пар нашли широкое применение в качестве рабочих тел в паровых турбинах тепловых машин, атомных установках и в качестве теплоносителей в различного рода теплообменных аппаратах химико-технологических производств. Водяной пар значительно отличается по своим термодинамическим свойствам от идеального газа. Рассмотрим способы определения его термодинамических параметров.

Испарение, конденсация, кипение. Насыщенные и ненасыщенные пары. Любое вещество при определенных условиях может находиться в различных агрегатных состояниях – твердом, жидком и газообразном. Переход из одного состояния в другое называется **фазовым переходом**. *Испарение* и *конденсация* являются примерами фазовых переходов.

Испарением (парообразованием) называется фазовый переход из жидкого состояния в газообразное. С точки зрения молекулярно-кинетической теории, испарение – это процесс, при котором с поверхности жидкости вылетают наиболее быстрые молекулы, кинетическая энергия которых превышает энергию их связи с остальными молекулами жидкости. Это приводит к уменьшению средней кинетической энергии оставшихся молекул, т. е. к охлаждению жидкости (если нет подвода энергии от окружающих тел).

Конденсация – это процесс, обратный процессу испарения. При конденсации молекулы пара возвращаются в жидкость.

В закрытом сосуде жидкость и ее пар могут находиться в состоянии *динамического равновесия*, когда число молекул, вылетающих из жидкости, равно числу молекул, возвращающихся в жидкость из пара, т. е. когда скорости процессов испарения и конденсации одинаковы. Такую систему называют *двухфазной*. Пар, находящийся в равновесии со своей жидкостью, называют *насыщенным*.

Число молекул, вылетающих с единицы площади поверхности жидкости за одну секунду, зависит от температуры жидкости. Число молекул, возвращающихся из пара в жидкость, зависит от концентрации молекул пара и от средней скорости их теплового движения, которая определяется температурой пара. Отсюда следует, что *для данного вещества концентрация молекул пара при равновесии жидкости и пара определяется их равновесной температурой*. При повышении температуры динамическое равновесие между процессами испарения и конденсации устанавливается при более высоких концентрациях молекул пара.

Давление насыщенного пара зависит от температуры, каждому давлению пара соответствует определенная температура. Если при постоянной температуре объем насыщенного пара будет уменьшаться, то часть пара превратится в жидкость, а давление останется постоянным. При увеличении объема часть жидкости превратится в пар, и давление опять останется постоянным.

Испарение может происходить не только с поверхности, но и в объеме жидкости. В жидкости всегда имеются мельчайшие пузырьки газа. Если давление насыщенного пара жидкости равно внешнему давлению (т. е. давлению газа в пузырьках) или превышает его, жидкость будет испаряться внутрь пузырьков. Пузырьки, наполненные паром, расширяются и всплывают на поверхность. Этот процесс называется **кипением**. Таким образом, *кипение жидкости начинается при такой температуре, при которой давление ее насыщенных паров становится равным внешнему давлению.*

7.2 Процесс парообразования

Различают следующие состояния водяного пара: влажный; сухой насыщенный; перегретый.

Сухой насыщенный пар – пар, не содержащий в себе жидкость.

Влажный пар – *механическая смесь*, состоящая из сухого пара и мельчайших капелек жидкости. Характеризуется степенью сухости – x или степенью влажности – $(1 - x)$. Степенью сухости называют массовую долю сухого насыщенного пара, находящегося в массе 1 кг влажного пара. Например, в 1 кг пара содержится 0,85 кг сухого насыщенного пара и 0,15 кг – кипящей воды. Следовательно, степень сухости пара $x = 0,85$.

Величина $y = 1 - x$ называется степенью влажности; она показывает массовую долю кипящей жидкости, находящейся в 1 кг влажного пара. Для нашего примера степень влажности $y = 0,15$. Для сухого насыщенного пара $x = 1$, для кипящей воды $x = 0$.

Состояние насыщенного пара однозначно определяются двумя параметрами: давлением (температурой) и степенью сухости x (либо температурой и удельным объемом).

Перегретый пар – пар, температура которого превышает температуру кипения ($t_n > t_n$) при данном давлении P .

Разность между температурами перегретого и сухого насыщенного пара ($t_n - t_n$) называется степенью перегрева.

Процесс образования пара можно разделить на три стадии:

- 1 – подогрев воды до температуры кипения;
- 2 – испарение воды и образование сухого насыщенного пара;
- 3 – превращение сухого насыщенного пара в перегретый.

Сухой насыщенный пар является границей между влажным и перегретым паром. Такое состояние пара крайне неустойчиво, так как при малейшем изменении температуры сухой насыщенный пар переходит в состояние перегретого или влажного пара.

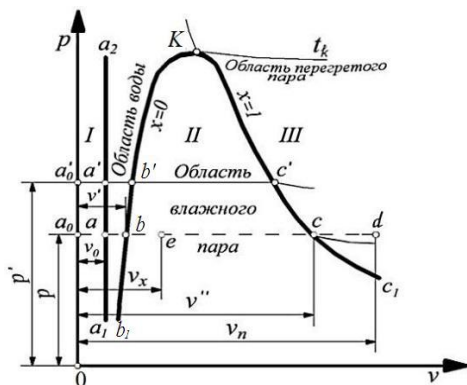


Рисунок 7.1 – Процесс парообразования в p - V координатах

гает величины, отмеченной на диаграмме точкой b . Удельный объем кипящей воды принято обозначать v_g .

При дальнейшем подводе теплоты к кипящей воде последняя начнет частично превращаться в пар, причем давление и температура смеси воды с паром остаются неизменными.

7.3 Параметры воды и водяного пара

Когда в процессе парообразования вся вода превратится в пар, весь объем окажется заполненным паром. Такой пар как бы «насыщает» объем, в котором он находится, и поэтому называется **насыщенным паром**, а его температура, равная температуре кипения, называется температурой насыщения. Она обозначается t_n и зависит от давления: при $p_{абс} = 0,1$ МПа $t_n = 99,09$ °С, при $p_{абс} = 0,2$ МПа $t_n = 119,62$ °С, а при $p_{абс} = 10$ МПа $t_n = 309,53$ °С.

На участке $b-c$ (см. рисунок 7.1) пар называется влажным насыщенным (или просто влажным), так как он состоит из смеси воды и пара. После полного испарения воды (точка c) пар называют сухим насыщенным (или просто сухим).

Рассмотрим процесс парообразования при более высоком давлении (рисунок 7.2). Удельный объем при 0 °С (вода) с повышением давления практически не меняется (a_1). Удельный объем кипящей воды несколько увеличится, так как с увеличением давления возрастает температура

Рассмотрим процесс парообразования при постоянном давлении в p - V координатах (рисунок 7.1).

Поместим 1 кг воды при температуре 0 °С в металлическую емкость (например, паровой котел). Для некоторого значения $p = \text{const}$ это начальное состояние воды изобразится на диаграмме точкой a с удельным объемом v_0 .

Если подогревать воду при постоянном давлении, ее удельный объем увеличивается, и при температуре, соответствующей состоянию кипения воды, достигает

кипения (точка br). Точка ct , соответствующая сухому насыщенному пару, будет находиться левее точки c , так как *давление возрастает более интенсивно, чем температура сухого насыщенного пара, и удельный объем его уменьшается.*

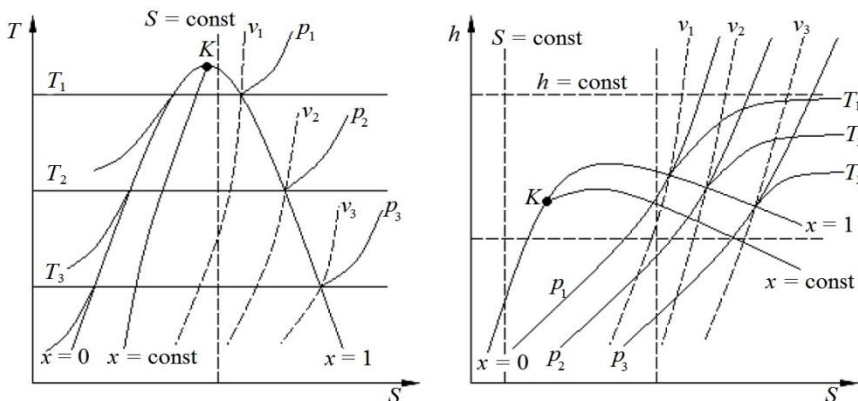


Рисунок 7.2 – Изображение процесса парообразования в Ts - и hs -диаграммах

Если точки, обозначающие в $p-v$ диаграмме процессы при постоянном давлении, соединить, то получатся линии I, II, III (см. рисунок 7.1).

Линия I характеризует состояние воды при 0°C и является прямой, почти параллельной оси ординат.

Линия II – соответствует состоянию кипящей воды и называется *нижней пограничной кривой*.

Линия III – соответствует состоянию сухого насыщенного пара и называется *верхней пограничной кривой*.

Линии II и III пересекаются в точке K , которая называется *критической точкой*. В этой точке исчезает различие в свойствах жидкости и пара. *Параметры*, отвечающие точке K , называются *критическими*.

При повышении температуры давление насыщенного пара и его плотность возрастают, а плотность жидкости уменьшается из-за теплового расширения. При температуре, равной критической температуре $T_{кр}$ для данного вещества, плотности пара и жидкости становятся одинаковыми. При $T > T_{кр}$ исчезают физические различия между жидкостью и ее насыщенным паром.

Для воды критические параметры имеют следующие значения:

$$p_{кр} = 22,5 \text{ МПа}, \quad t_{кр} = 374,15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (T = 647,3 \text{ К}); \quad v = 0,003 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Кривые (см. рисунок 7.1) делят диаграмму на области: между линиями I и II существует жидкость, между II и III – влажный насыщенный пар, и правее III – перегретый пар.

Парообразование графически изображается линией $b-c$ (рисунок 7.1). Количество теплоты, затрачиваемой на превращение 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар, называется *теплотой парообразования* (фазового превращения) и обозначается буквой r . С увеличением давления теплота парообразования уменьшается. Например, при $p=0,1$ МПа $r = 2263$ кДж/кг, а при $p = 10$ МПа $r = 1330$ кДж/кг. В критическом состоянии $r = 0$.

В котельном агрегате сухой насыщенный пар обычно продолжается нагреваться при $p = \text{const}$. Этот процесс в $(p-V)$ -диаграмме изображается линией $c-d$.

При состоянии, отвечающем точке d , пар уже не насыщает пространство и имеет температуру более высокую, чем температура насыщения при данном давлении. Такой пар называется **перегретым паром**.

Для обозначения величин, относящихся к различным состояниям воды и пара, установлена следующая индексация:

- величины с индексом 0 относятся к начальному состоянию воды;
- с индексом l – к воде, нагретой до температуры кипения;
- с индексом $''$ – к сухому насыщенному пару;
- с индексом x – к влажному насыщенному пару;
- с индексом p – к перегретому пару.

До сих пор для реальных газов предложено много уравнений состояния. Однако все они применимы только в ограниченных областях состояний. Для технически важных веществ, например для водяного пара, разработаны довольно точные уравнения, с помощью которых рассчитаны параметры и функции состояния в широкой области температур и давлений и сведены в таблицы (см. таблицы [1]).

Итак, к параметрам состояния водяного пара, кроме перечисленных выше (температура, удельный объем), в таблицах добавлены энтропия (s) и энтальпия (h).

На основе таблиц эти характеристики графически представляют в виде диаграмм в pv -, Ts - и hs -координатах. Эти диаграммы дают возможность наглядно представить процессы и их энергетические особенности. Одна из них – уже рассмотренная нами фазовая pv диаграмма системы, состоящей из жидкости и пара, представляет собой график зависимости удельных объемов кипящей воды – v' и сухого насыщенного пара – v'' от давления (см. рисунок 7.2).

Состояние воды и водяного пара аналогичным образом может быть представлено на Ts - и hs -диаграммах (см. рисунок 7.2).

7.4 hs -диаграмма и таблицы параметров воды и водяного пара

Ts -диаграмма широко используется при исследовании термодинамических процессов и циклов, так как позволяет видеть изменения температуры рабочего тела и находить количество тепла в процессе. Недостатком данной диаграммы является то, что при определении количества теплоты приходится измерять соответствующие площади.

Достоинством hs -диаграммы является то, что техническая работа и количество тепла в процессах изображаются отрезками линий.

Решение задач, связанных с состоянием вещества, а также с термодинамическими процессами в области насыщенных и перегретых паров, можно производить или с помощью таблиц воды и водяного пара, или с помощью hs -диаграммы. В этих задачах обычно определяются: начальные и конечные параметры пара, изменения внутренней энергии, энтальпии и энтропии, степень сухости, работа и количество теплоты.

Графический метод расчета процессов по hs -диаграмме является более простым и наглядным, но менее точным, как в области насыщенных, так и в области перегретых паров.

Ещё в 1904 году немецкий теплофизик Рихард Мольте разработал специальную диаграмму для упрощения и облегчения решений практических задач по теплотехнике, в которой в координатах энтальпии (h) и энтропии (s) графически отображаются сведения из таблиц состояний.

В 1906 году в Берлине была издана его книга «Новые таблицы и диаграммы для водяного пара». Впоследствии такая диаграмма получила название Диаграмма Мольте. В СССР некоторое время было принято название i, s -диаграмма, а в настоящее время – h, s -диаграмма.

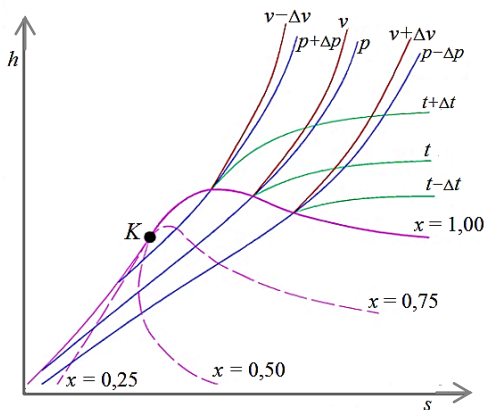


Рисунок 7.3 – hs -диаграмма водяного пара

h, s -диаграммы чаще всего содержат в себе данные о свойствах воды в жидком и газообразном состояниях, так как они представляют наибольший интерес с точки зрения теплотехники.

Массовую долю насыщенного пара в смеси воды и водяного пара характеризует *степень сухости*. Значение $x = 0$ соответствует воде в момент кипения (насыщения). Значение $x = 1$, показывает, что в смеси присутствует только пар. При нанесении соответствующих точек в координатах h, s , взятых из таблиц насыщающих паров воды и их соединении получают кривые, соответствующие определённым степеням сухости. В таком случае линия $x = 0$ является нижней пограничной кривой, а $x = 1$ – верхней пограничной кривой. Область, заключённая между этими кривыми, является областью влажного пара. Область ниже кривой $x = 0$, которая стягивается практически в прямую линию (не показана), соответствует воде. Область выше кривой $x = 1$ соответствует состоянию перегретого пара.

Критическая точка (K). При определенном, достаточно высоком давлении, называемом критическим, свойства воды и пара становятся идентичными. То есть исчезают физические различия между жидким и газообразным состояниями вещества. Такое состояние называют критическим состоянием вещества, которому соответствует положение критической точки. Следует заметить, что она на пограничной кривой лежит гораздо левее максимума этой кривой.

Изотерма – изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определенной температуре. Изотермы пересекают пограничные кривые с изломом и по мере удаления от верхней пограничной кривой *асимптотически* приближаются к горизонтали.

Изобара – изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определенному давлению. Изобары не имеют изломов при пересечении пограничных кривых.

Изохора – изолиния, построенная методом объединения точек по значениям энтальпии и энтропии, соответствующих определенному объему. Изохоры на *hs*-диаграмме в области перегретого пара, всегда проходит круче, чем изобары, и это облегчает их распознавание на одноцветных диаграммах. Построение изохор требует более кропотливой работы с таблицей состояний.

Изотермы и изобары в области влажного пара совпадают по причине линейной зависимости в состоянии насыщения.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПО ТЕМЕ «ВОДЯНОЙ ПАР»

1 Вычислить энтальпию пара по давлению ($p = 1,7$ МПа) и степени сухости пара ($x = 0,97$).

Переведите давление из МПа в бары, найдите пересечение линий степени сухости и заданного давления. Из найденной точки проведите перпендикуляр к оси u (ось энтальпии) и найдите значение.

2 Водяной пар с параметрами $p_1 = 1,0$ МПа, $v_1 = 0,25$ м³/кг, $x_2 = 0,9$ изменяет свое состояние по $s = \text{const}$ (адиабатный процесс). Определить состояние пара в начале и конце расширения, работу, количество подведенной теплоты, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии.

Для начала переведите МПа в бары (1 МПа = 10 бар). Теперь на диаграмме найдите пересечение изобары 10 бар и изохоры 0,25 м³/кг. Так как у вас $s = \text{const}$, процесс адиабатный. Из найденной точки опустите вертикальную линию до линии степени сухости $x = 0,9$. Так вы найдете конечную точку процесса. Энтальпию в первой и второй точках найдете, проведя перпендикуляры к оси энтальпии (ось u). Формулы для расчета остальных значений – по адиабатному процессу.

3. Найти начальное и конечное давление для сухого насыщенного пара в изохорном процессе, если $v = \text{const} = 0,05 \text{ м}^3/\text{кг}$, а конечное значение температуры $t_2 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$.

Изохора $v = \text{const}$ выделена черной линией. Она проведена от линии степени сухости пара $x = 1$ до пересечения с изотермой $t_2 = 650$ градусов. Начальная температура $t_1 = 250$ градусов, начальное давление $p_1 = 40$ бар, т. к. они пересекаются в начальной точке. В вашем случае давление p_2 можно определить по диаграмме лишь примерно, т. к. конечная точка с изобарами не пересекается (чтобы получить точное значение, нужно воспользоваться таблицей). Визуально точка находится между изобарами в 80 и 90 бар, ближе к 80. Так что давление p_2 будет приблизительно равно $83 \text{ бар} = 83 \text{ МПа}$.

4 Перегретый пар с начальным давлением p_1 (абсолютное) = 1 бар и температурой $250 \text{ }^\circ\text{C}$ сжимается по изотерме и в конце процесса имеет влажность 15 %. Найти отводимое тепло, изменение внутренней энергии и работу, затрачиваемую на сжатие.

Строим процесс на hs -диаграмме (рисунок 7.4): начальная точка будет на пересечении изобары 1 бар и изотермы 250 градусов. Далее по изотерме влево до пересечения с линией степени сухости $x = 1$. Далее процесс сжатия идет по изобаре 40 бар до пересечения с линией степени сухости $x = 0,85$. Процесс построен. Изменение внутренней энергии $dU = 0$, т. к. процесс изотермический. Отводимое тепло равно работе.

Работа считается по формуле

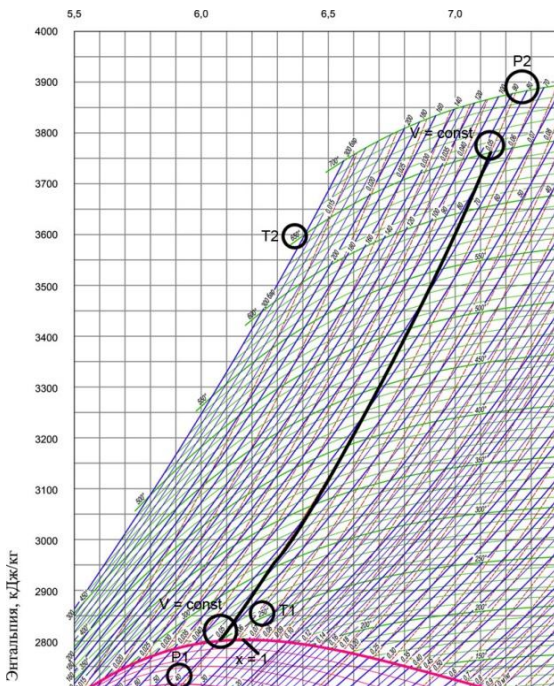


Рисунок 7.4 – Фрагмент hs -диаграммы водяного пара

$$l = RT \ln(v_2 - v_1) = RT \ln(p_1 - p_2).$$

5 Влажный пар при давлении 10 бар имеет степень сухости $x = 0,95$. Какое количество теплоты необходимо подвести к 1 кг этого пара, чтобы при постоянном давлении перевести его в перегретое состояние при температуре 40 °C?

Для начала отметьте на диаграмме начальную точку. Потом найдите вторую. Так как процесс протекает при постоянном давлении, «идите» по изобаре до температуры 40 °C. Найдите энтальпию в обеих точках, а дальше – по формулам.

Диаграмма приведена не для всех возможных значений энтальпии, а только для наиболее часто востребованных. Если требуемое значение отсутствует, воспользуйтесь учебным пособием[1].

8 ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

8.1 Физическая сущность истечения газов и паров

Рабочие процессы в паровых и газовых турбинах, турбокомпрессорах, турбореактивных и реактивных двигателях и многих других современных машинах основаны на использовании кинетической энергии потока или струи рабочего тела – газа или пара.

В технической термодинамике рассматриваются только стационарные течения. Стационарным называется такое течение, при котором в любом сечении канала параметры газа остаются постоянными во времени.

Кинетическая энергия потока газа пропорциональна квадрату скорости его течения, и соответственно работоспособность потока будет тем больше, чем выше скорость его течения. Поэтому при конструировании многих машин типа турбин, турбореактивных установок, в частности турбореактивных установок по тушению нефти и газовых фонтанов, установок парового и газового тушения, используются возможно более высокие скорости рабочего тела. Высокие скорости потока или струи газа получают, реализуя его способность расширяться при течении по каналу переменного сечения.

Для получения направленной струи газа при его истечении применяются специальные насадки с каналами переменного сечения. Насадки, в которых внутренняя энергия газа преобразуется в кинетическую энергию движения, называют соплами. При движении газа по соплу происходит расширение газа с увеличением скорости движения и уменьшением давления. Некоторые процессы истечения протекают с повышением давления за счет снижения скорости. Для таких случаев используют насадки, называемые диффузорами. В диффузоре происходит обратный процесс – сжатие газа с уменьшением скорости движения и увеличением давления, т. е. происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную.

Сопла применяют цилиндрические, суживающиеся и расширяющиеся. В цилиндрических и суживающихся соплах нельзя получить скорость больше критической, равной скорости звука в данной среде, имеющей критическое давление $p_{кр} = p_1 \beta_{кр}$. Для двухатомных газов, как показано ниже, $\beta_{кр} = 0,528$.

8.2 Скорость истечения. Массовый расход

При движении газа действует **закон сохранения массы**: *масса газа, проходящего через данное сечение в единицу времени (массовый расход – кг/с) одинаков во всех сечениях канала.*

При стационарном течении газа по каналу переменного сечения скорость газа меняется – сужение канала вызывает увеличение скорости.

Скорость газа в некотором сечении w_2 может быть вычислена по формуле

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 [1 - \beta^{(k-1)/k}] + w_1^2} \quad (8.1)$$

или

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 [1 - \beta^{(k-1)/k}] + w_1^2}, \quad (8.2)$$

где $\beta = p_2 / p_1$ – отношение давления в выходном сечении канала к давлению в начальном сечении или резервуаре;

k – показатель адиабаты, значение $k = c_p / c_v$ берется из таблиц [1];

w_1 – скорость в начальном сечении;

R – удельная газовая постоянная.

При расчете скорости истечения из резервуаров следует учитывать, что скорость движения газа в резервуаре равна 0 ($w_1 = 0$).

Массовый расход газа

$$m = \frac{1}{v_1} \beta^{1/k} F \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 [1 - \beta^{(k-1)/k}] + w_1^2}, \quad (8.3)$$

где F – площадь сечения канала.

При истечении из резервуаров ($w_1 = 0$) массовый расход

$$m = \frac{1}{v_1} \beta^{1/k} F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]}. \quad (8.4)$$

Сечение канала, в котором достигается максимальная скорость движения потока, равная скорости звука в данной среде, называется *критическим*. Параметры газа в критическом сечении также называются критическими.

Скорость истечения и массовый расход зависят от отношения давлений p_2 / p_1 , т. е. от β .

Критическое значение

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)}. \quad (8.5)$$

Величина $v_{кр}$ зависит от показателя адиабаты k , т. е. зависит от природы газа:

– для одноатомного газа $k = 1,66$ и $v_{кр} = 0,487$;

– двухатомного газа (воздуха) $k = 1,4$ и $v_{кр} = 0,528$;

- трехатомного газа, включая перегретый пар, $k = 1,3$ и $v_{кр} = 0,546$;
- сухого насыщенного пара $k = 1,195$ и $v_{кр} = 0,577$;
- влажного насыщенного пара $k = 1,035 + 0,1 x$.

Величине $v_{кр}$ соответствует значение *максимального массового расхода*:

$$m = F \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}}. \quad (8.6)$$

Максимальная скорость истечения достигается при $v = 0$ и составляет

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1}. \quad (8.7)$$

8.3 Критическая скорость. Максимальный массовый расход

Поскольку задолго до достижения максимальной скорости газ начинает конденсироваться, превращаясь в жидкость, максимальной скорости истечения можно достигнуть только для газов, имеющих низкую температуру конденсации (водород, гелий) при высокой начальной температуре; $v = 0,5 = v_{кр}$ соответствует критической скорости истечения.

Критическая скорость истечения

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1}. \quad (8.8)$$

Полученную формулу для вычисления критической скорости истечения можно преобразовать в формулу вида

$$w_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}},$$

которая, как известно из физики, является местной скоростью звука. Следовательно, при $p_2/p_1 = v_{кр}$ скорость газа в выходной среде сопла достигает максимума и равна звуковой скорости выхода газа из устья сопла. Таким образом, уменьшение p_2/p_1 или уменьшение обратной её величины p_1/p_2 не приводит к увеличению скорости потока газа – значение скорости остаётся местной звуковой скоростью.

Однако, как известно, мощность турбины определяется по формуле $N_t = m l_t$. Здесь l_t – удельная работа турбины, Дж/кг. Массовый расход газа или пара определяется зависимостью $m = wF/v_2$. Следовательно, мощность турбины ограничена местной скоростью звука газа или пара в выходном срезе сопла.

Для получения сверхзвуковых скоростей потока канал должен вначале суживаться, а в месте достижения потоком скорости звука – расширяться. Впервые комбинированное сопло (состоящие из суживающегося

сопла и расширяющейся части сопла) предложил шведский инженер Лаваль. Использовать сопло Лавалья следует только в том случае, когда $p_2/p_1 < V_{кр}$.

8.4. Дросселирование газов и паров

Дросселированием называется необратимый процесс, при котором давление при прохождении газа через суживающиеся отверстие уменьшается без совершения внешней работы.

Всякое сопротивление в трубопроводе (вентиль, задвижка, шайба, кран, клапан и др.) вызывает дросселирование газа и, следовательно, падение давления. В большинстве случаев дросселирование приносит безусловный вред из-за уменьшения работоспособности тела. Но иногда оно является необходимым и создается искусственно, например, при регулировании паровых двигателей, в холодильных установках, в приборах для измерения расхода газа и т. п.

Рассмотрев случай дросселирования газа для адиабатной изолированной системы, получим следующие уравнение энергии в термической форме:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (8.9)$$

Параметры, характеризующие процесс дросселирования, рассматриваются в сочетаниях, достаточно удаленных от дроссельного отверстия. Давление при прохождении газа через дроссель падает, скорость в месте суживания возрастает, а затем на достаточном удалении от дроссельного отверстия восстанавливает свое первоначальное значение, т. е. $w_1 = w_2$.

Следовательно, $h_1 = h_2$, т. е. удельная энтальпия потока при дросселировании не изменяется. Поэтому процесс дросселирования называется *изоэнтальпным* и на hs -диаграмме изображается прямой, параллельной оси абсцисс (оси удельной энтропии).

Для идеального газа $T_1 = T_2$, т. е. при дросселировании температура не изменяется.

Изменение температуры реальных газов при дросселировании происходит в соответствии с эффектом Джоуля – Томсона. Напомним, что температура инверсии зависит от давления и природы. Причем для большинства газов температура инверсии высокая (например, для N_2 $t_{ин} = 592$ °С, для O_2 $t_{ин} = 767$ °С). В этом случае начальная температура газа до дросселирования меньше температуры инверсии, и в результате дросселирования температура газа понижается.

Дросселирование широко используется в холодильных машинах, а также для подсушивания водяного пара.

**Пример решения задачи
по теме «Истечение и дросселирование газов и паров»**

Найти скорость истечения, массовый расход и давление азота при истечении через суживающееся сопло на цели пожаротушения в помещении, где поддерживается давление $p_2 = 0,1$ МПа. Давление азота перед соплом $p_1 = 10$ МПа, начальная температура $t_1 = 27$ °С, а площадь выходного сечения сопла $S = 20$ мм². Начальную скорость истечения принять равной нулю.

Дано:

Газ – N₂,

$K = 1,4$,

$p_0 = 10$ МПа,

$p_1 = 0,1$ МПа,

$w_1 = 0$,

$S = 20$ мм² = 0,02 м²,

$t_1 = 27$ °С; $T_1 = 300$ К,

$M = 28$ кг/кмоль

$w_2 = w_{кр} = ?$

$m = ?$

$p_2 = ?$

Решение.

Анализ условия:

Задача на истечение газов.

Режим истечения определяется по отношению давлений $\beta = p_2 / p_1$:

$$\beta = 0,1 / 10 = 0,1 < \beta_{кр} = 0,528,$$

поэтому режим истечения критический, скорость истечения критическая, а массовый расход – максимальный.

Формула для определения критической скорости истечения:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1}.$$

Максимальный массовый расход:

$$m = F \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}}.$$

Из основного уравнения состояния газа

$$p_1 v_1 = R_1 T = \frac{R_m}{\mu} T_1$$

определим значение давления p_2 по формуле

$$p_2 = p_{кр} = \beta_{кр} p_1.$$

Расчеты:

1) давление азота при истечении через сопло

$$p_2 = 0,528 \cdot 0,1 = 5,28 \text{ (МПа);}$$

2) удельный объем азота до истечения (используем уравнение Клапейрона)

$$v_1 = \frac{8314}{28} \cdot \frac{300}{10^7} = 0,0089 \text{ м}^3/\text{кг};$$

3) максимальный секундный расход газа

$$m = 20 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2,8}{2,4} \cdot \frac{10^7}{0,0089} \left(\frac{2}{2,4}\right)^{2/2,4}} = 0,483 \text{ кг/с};$$

4) критическая скорость истечения

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2,8}{2,4} \cdot \frac{8314}{28} \cdot 300} = 300 \text{ м/с}.$$

Ответ: $m = 0,483 \text{ кг/с}$; $w_{\text{кр}} = 300 \text{ м/с}$.

9 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПАРΟΣИЛОВЫХ УСТАНОВОК

9.1 Цикл Ренкина для паросиловых установок

Наиболее совершенным образцовым циклом паросиловой (паротурбинной) установки мог бы служить цикл Карно, осуществляемый при заданных температурах цикла, как известно, с наивысшим из возможных среди циклов термическим КПД. Такой теоретический цикл показан для насыщенного пара на рисунке 9.1 в Ts -диаграмме.

Однако практически цикл Карно невыполним по следующей причине. В точке 4, где заканчивается сжатие по изотерме 3–4 (конденсация), состояние пара соответствует влажному пару некоторой степени сухости x . Так как удельный объем пара очень велик при низких давлениях, соответствующих низким температурам, то для последующего сжатия его по адиабате (изоэнтропе) 4–1 требуется паровой компрессор очень больших размеров, и на привод такого компрессора будет затрачиваться большая мощность.

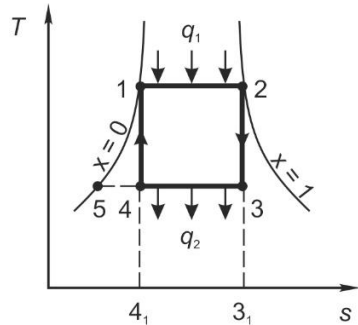


Рисунок 9.1 – Цикл Карно для водяного пара в Ts -диаграмме

Вот почему в паросиловых (паротурбинных) установках получил применение несколько видоизмененный цикл, названный **циклом Ренкина**.

Особенность цикла Ренкина заключается в том, что процесс сжатия (конденсации) продолжен по изотерме 3–5 до точки 5, соответствующей полной конденсации пара. При этих условиях вместо энергозатратного, больших размеров парового компрессора используется малогабаритный водяной насос. Это приведет к уменьшению работы, затраченной на сжатие рабочего тела, в данном случае воды. Например, удельный объем сухого насыщенного водяного пара при давлении 1,7 МПа в 1000 раз больше, чем воды. В итоге затраченная работа на повышение давления воды (в насосе) оказывается в цикле во много раз меньше, чем полученная работа при снижении давления пара (в турбине). При этом изменении цикла он будет состоять из подогрева воды и ее испарения при постоянном давлении p_1 в котле, адиабатного расширения пара в турбине от давления p_1 до давления p_2 , полной конденсации пара при давлении p_2 в конденсаторе и сжатия воды

от давления p_1 до давления p_2 в насосе. Этот цикл паросиловой установки, называемый циклом Ренкина, при одинаковых температурных условиях будет иметь термический КПД меньше КПД цикла Карно.

Впервые цикл с компрессией воды вместо пара предложил в 1850-х годах У. Ренкин. Современный цикл Ренкина предполагает подачу пара на лопатки турбины в перегретом состоянии, а не в сухом насыщенном.

Схема Ренкина, составляющая термодинамическую основу современной тепловой электростанции, представлена на рисунке 9.2.

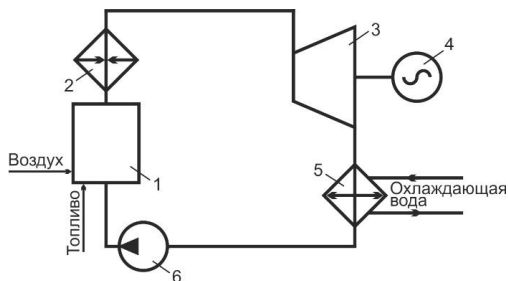


Рисунок 9.2 – Схема паросиловой (паротурбинной) установки:
 1 – паровой котел (парогенератор);
 2 – пароперегреватель (теплообменник); 3 – паровая турбина;
 4 – электрический генератор (нагрузка); 5 – конденсатор (водяной теплообменник)

Как уже указывалось, первое основное преимущество цикла Ренкина в том, что адиабатное повышение давления рабочего тела происходит не в парообразном, а в жидком состоянии.

Второе основное преимущество цикла Ренкина – это изотермический отвод теплоты в теплообменнике (при конденсации пара) и изотермический подвод теплоты в паровом котле (парогенераторе) в пределах парообразования. Это позволяет иметь температуру холодного источника (температуру отвода теплоты), почти равную температуре окружающей среды, и несколько повышать среднюю температуру горячего источника (температуру подвода теплоты). В итоге паросиловые установки (ПСУ) при низких в сравнении с ГТУ и ДВС температурах рабочего тела обеспечивают высокие КПД.

Рассмотрим работу ПСУ в соответствии с рисунком 9.2. Питательная вода, подаваемая в паровой котел 1, получает теплоту сгорания топлива и превращается в сухой насыщенный пар (изобарно-изотермический процесс парообразования), а затем в пароперегревателе 2 котла – в перегретый пар. Этот пар поступает в паровую турбину 3, где в адиабатном процессе совершает работу, отдаваемую ротору турбины и далее валу электрического генератора 4. Таким образом, химическая энергия топлива при сжигании в котлоагрегате преобразуется в тепловую энергию пара, которая, в свою очередь, в турбине преобразуется в кинетическую, а последняя – в электрогенераторе превращается в электрическую энергию.

Отработавший в турбине пар поступает в теплообменник (конденсатор) 5. Здесь пар, отдавая охлаждающей воде 6 теплоту, превращается в конденсат (воду). Образовавшаяся вода (конденсат) поступает в питательный насос 7,

где ее давление повышается. Полученная вода высокого давления (называется питательной водой) подается в паровой котел (парогенератор).

Термодинамический цикл Ренкина (ПСУ) изображен на рисунке 9.3 в Ts - и hs -диаграммах.

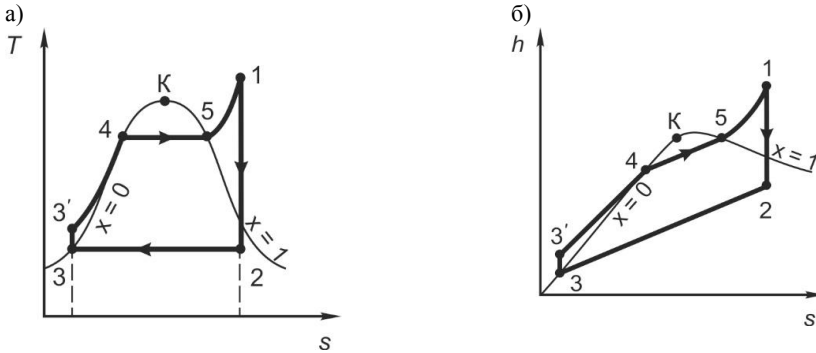


Рисунок 9.3 – Теоретический цикл паросиловой установки (Ренкина) в Ts - (а) и hs -диаграммах (б)

Удельная теплота, получаемая рабочим телом, в изобарном процессе (нагрев воды до кипения 3'–4, кипение или парообразование, т.е. превращение воды в сухой насыщенный пар 4–5 и перегрев пара 5–1)

$$q_1 = h_1 - h_{3'}. \quad (9.1)$$

В результате перегретый пар поступает на лопатки турбины, имея энтальпию h_1 (потерю энергии в паропроводе между котлом и турбиной не учитываем, т.к. считаем пар идеальным газом). В турбине в адиабатном (изоэнтропном) процессе перегретый пар расширяется, совершая удельную работу l_t , величина которой определяется по формуле

$$l_t = h_1 - h_2. \quad (9.2)$$

Отработавший в турбине пар является влажным насыщенным (степень сухости $x < 1$) и поступает в конденсатор, где при изобарно-изотермическом процессе 2–3 конденсируется, отдавая холодному источнику (окружающей среде, а именно охлаждающей воде) теплоту

$$|q_2| = h_2 - h_3. \quad (9.3)$$

Питательный насос забирает воду из конденсатора и подает ее на котел (парогенератор), производя адиабатное (изоэнтропное) повышение давления в процессе 3–3', что требует затраты удельной работы

$$|l_n| = h_{3'} - h_3. \quad (9.4)$$

Величиной затраченной на привод насоса работы пренебрегают при рас-

смотрении теоретического цикла ПСУ. Учитывают работу питательного насоса вместе с другими затратами энергии на собственные нужды в так называемом коэффициенте собственных нужд. При этом допущенный процесс 3–3' исключают при вычислениях, следовательно, точка 3' совпадает с точкой 3. В результате получим упрощенную формулу термического КПД для цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}, \quad (9.5)$$

где $h_1 - h_3 = q_1$ – удельная теплота, идущая на нагрев рабочего тела; причем удельная энтальпия жидкости, поступившей в питательный насос, составит $h_3 = c_p t_3$ при $c_p \approx 4,19$ кДж/(кг·К) и t_3 , измеренной в °С.

9.2 Влияние параметров пара на термический КПД цикла Ренкина

Вопрос об увеличении КПД паросиловой установки имеет исключительно большое значение. Увеличение КПД даже на несколько процентов для Республики Беларусь имеет глобальное значение, так как это приводит к большей экономии топлива, в основном закупаемого государством. Достаточно сказать, что при увеличении КПД на 1 % суточный расход топлива (условного) в паросиловой установке мощностью 50 МВт уменьшается примерно на 5000 кг.

Ввиду этого термическое исследование циклов ПСУ, позволяющее выявить те условия, при которых повышается экономичность цикла, имеет большое практическое значение.

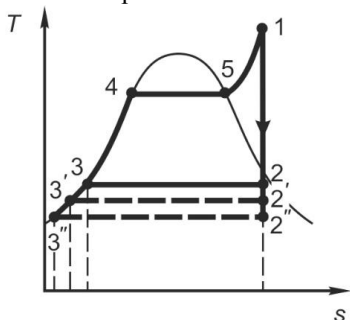


Рисунок 9.4 – Влияние понижения давления (температуры) отработавшего пара на цикл Ренкина

Давление (температура) отработавшего пара. На рисунке 9.4 изображен цикл Ренкина в Ts -диаграмме при различных значениях давления отработавшего пара. Нетрудно видеть, что снижение давления отработавшего пара, а следовательно, и температуры (поскольку в области влажного пара изотермы и изобары совпадают) всегда приводит к увеличению удельной работы турбины ($l_{T''} = h_1 - h_{2''} > l_{T'} = h_1 - h_{2'} > l_T = h_1 - h_2$) и к повышению термического КПД цикла ($z_{T''} > z_{T'} > z_T$) при не-

большом уменьшении потерь в конденсаторе. Однако это снижение ограничено температурой окружающей среды $T_{0,c} \approx 300$ К. Необходимо также считаться с ростом капитальных вложений при попытках приблизить температуру пара в конденсаторе t_2 к температуре охлаждающей воды (см. рисунок

9.4) на входе в конденсатор за счет уменьшения ее нагрева (а следовательно, и уменьшения ее температуры на выходе из конденсатора). В конденсаторе (теплообменнике) должно быть выдержано уравнение теплового баланса: количество теплоты, потерянной горячими теплоносителями (отработанным в турбине водяным паром), должно быть равно количеству теплоты, которое пошло на нагревание холодной воды (потерями теплоты в окружающую среду пренебрегаем). Следовательно, температура питательной воды, полученной при конденсации отработавшего пара,

$$t_k = t_0 + \Delta t + \delta t, \quad (9.6)$$

где Δt – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе ($\Delta t = t_{B2} - t_{B1}$);

t_{B1}, t_{B2} – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из конденсатора;

$dt = t_k - t_{B2}$ – температурный напор на выходе из конденсатора.

Экономически оправданы следующие значения вышеуказанных величин: $t_k \approx 28$ eC (соответственно $p_k \approx 4$ кПа), $\Delta t = 8$ eC.

Температура свежего пара. Повышение температуры свежего (острого) пара t_1 перед паровой турбиной всегда приводит к росту термического КПД, значит к увеличению эффективности работы ПСУ. На рисунке 9.5 приведен термодинамический цикл Ренкина при различных температурах пара, подаваемых на лопатки паровой турбины. Из рисунка видно, что повышение температуры свежего пара ($T_1'' > T_1' > T_1$) дает увеличение средней температуры подвода теплоты в цикле, следовательно, приводит к увеличению термического КПД цикла ПСУ.

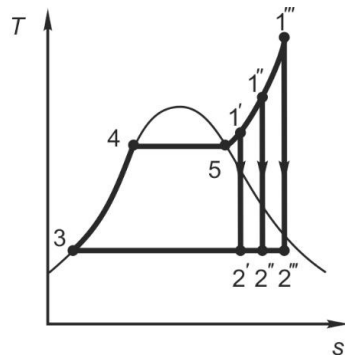


Рисунок 9.5– Влияние температуры свежего пара на цикл Ренкина

Термический КПД при повышении температуры увеличивается в большей степени, чем выше будет начальное давление пара, при котором происходит повышение температуры. Например, при изменении температуры пара от 400 до 500 eC при начальном давлении $p_1 = 3$ МПа термический КПД цикла увеличивается от 0,37 до 0,383, т. е. на 3,5 %, а при том же изменении температуры, но при начальном давлении пара $p_1 = 20$ МПа термический КПД увеличивается от 0,418 до 0,444, т.е. на 6,2 %. В обоих случаях конечное давление пара было одно и то же – $p_2 = 40$ кПа.

Увеличение КПД цикла ПСУ при повышении начальной температуры

пара, однако, ограничено резким удорожанием металлов. Например, соотношение в стоимостях углеродистой стали обыкновенного качества, теплоустойчивой легированной стали (перлитного класса), жаропрочной легированной стали (аустенитного класса), сплавов на никелевой основе для работы при температурах 900–1100 °С приблизительно составляет 1:5:20:100. Стоимость обыкновенной углеродистой стали составляет примерно 100 € за 1 т. В настоящее время экономически целесообразно применение теплоустойчивых сталей перлитного класса, поэтому температура свежего пара ограничена и составляет 540–600 °С.

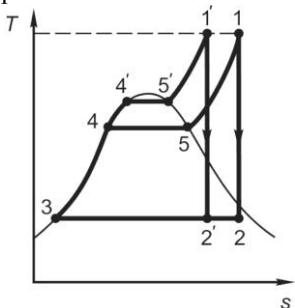


Рисунок 9.6 – Влияние давления свежего пара на цикл Ренкина

Давление свежего пара. На рисунке 9.6 изображен цикл Ренкина при различных давлениях p_1 и p_1' свежего пара (причем $p_1' > p_1$) при постоянной температуре пара, поступающего на лопатки турбины ($T_1 = T_1'$), и неизменном давлении отработавшего пара.

Анализ рисунка 9.6 показывает, что при неизменных значениях наибольшей и наименьшей температур цикла (одинаковом температурном диапазоне) повышение давления свежего пара ($p_1' > p_1$) ведет к росту температуры подвода теплоты, а следовательно, и КПД. Но при этом увеличивается влажность отработавшего пара, которая может достигнуть предельно допустимой величины 13–15 %.

Следовательно, любой экономически оптимальной на данном этапе развития техники температуре свежего пара соответствует допустимое и оптимальное его давление. Давление пара в современных ПСУ достигает 13–24 МПа, а давление пара в конденсаторе составляет 3–7 кПа, что соответствует температуре насыщения (в данном случае конденсации) 25–35 °С.

Особенность паровой турбины ПСУ – ее работа при умеренной температуре свежего пара (540–600 °С), определяемой главным образом свойствами металлов турбин, котлов и пароперегревателей, и очень больших степенях понижения давления $p_1/p_2 = 2000 \dots 6000$, определяемых высоким начальным (p_1) и низким конечным (p_2) давлением пара. Поэтому теплоперепад ($h_1 - h_2$), срабатываемый в паровой турбине, в 2–3 раза больше, чем в газовой турбине, а число ступеней паровой турбины во много раз превосходит число ступеней газовой турбины.

Промежуточный перегрев пара. При высоких давлениях пара приходится прибегать к промежуточному перегреву пара, после его предварительного расширения в турбине. Количество промежуточных перегревов на практике не больше двух, так как каждая дополнительная ступень перегре-

ва связана с потерей давления пара, дополнительной стоимостью и усложнением установки. Промежуточный (вторичный) перегрев пара не только увеличивает среднюю температуру подвода теплоты, но и позволяет при высоких температурах не выходить за пределы значений конечной влажности (13–15 %). Дело в том, что при одной и той же максимальной температуре пара перед турбиной с повышением давления возрастает влажность пара в конце расширения (см. рисунок 9.6). Выделяемая влага в потоке пара подвергает механическому износу (эрозии) рабочие лопатки последних ступеней турбины и, кроме того, существенно снижает КПД ступени. Из этих соображений допускается конечная влажность пара (на выходе из турбины) для условий действительного расширения не более 15 %.

На рисунке 9.7 приведена схема ПСУ с промежуточным перегревом пара.

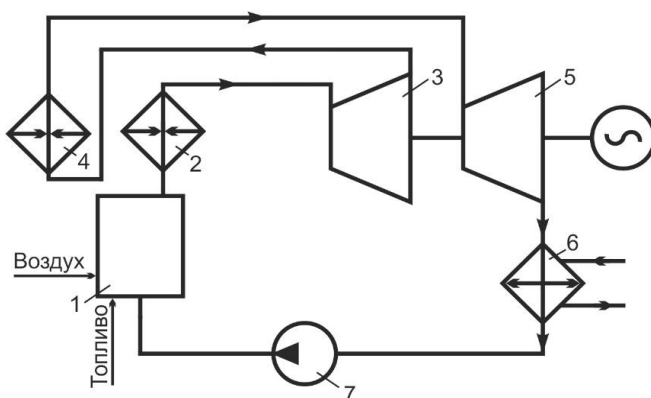


Рисунок 9.7 – Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара, используемая на современных тепловых электростанциях:

1 – паровой котел (парогенератор); 2 – перегреватель (теплообменник); 3 – турбина (часть турбины) высокого давления пара; 4 – пароперегреватель (теплообменник); 5 – турбина (часть турбины) низкого давления; 6 – конденсатор (теплообменник водяной)

Как видим, полученный в паровом котле (парогенераторе) 1 насыщенный водяной пар перегревается в основном пароперегревателе 2 и направляется в часть высокого давления (ЧВД) 3 турбины, где адиабатно совершает работу, отдавая часть энергии. Затем этот, отработавший в ЧВД турбины, пар возвращается в промежуточный пароперегреватель 4 для повторного изобарного нагрева, после чего вновь адиабатно совершает работу в части низкого давления (ЧНД) 5 турбины. Далее полностью отработавший водяной пар конденсируется в водяном теплообменнике (конденсаторе) 6 и полученная вода питательным насосом 7 снова подается в паровой котел 1.

Цикл ПСУ с промежуточным перегревом пара изображен в Ts -

диаграмме на рисунке 9.8.

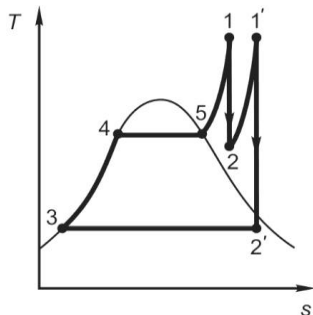


Рисунок 9.8 – Цикл ПСУ с промежуточным перегревом пара

полученной воды питательным насосом 7 в паровой котел 1.

Работа цикла ПСУ с промежуточным перегревом составит

$$l_{ц} = h_1 - h_2 + h_{1'} - h_{2'} \quad (9.7)$$

Поскольку в промежуточном пароперегревателе осуществляется подвод дополнительного количества теплоты $(h_{1'} - h_2)$, то теоретический КПД

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2 + h_{1'} - h_{2'}}{h_1 - h_3 + h_{1'} - h_{2'}} \quad (9.8)$$

Давление промежуточного перегрева следует выбирать таким, чтобы работа цикла $l_{ц}$ увеличивалась интенсивнее, чем количество подводимой теплоты. Термический КПД η_t цикла при этом возрастает. Здесь следует отметить, что увеличение z_t будет в случае, если средняя температура подвода теплоты в дополнительном цикле больше, чем в основном.

Таким образом, промежуточный перегрев пара позволяет увеличить начальное давление пара, уменьшая при этом конечную влажность пара.

9.3 Регенеративный нагрев пара

Для увеличения средней температуры при подводе теплоты в паросиловой установке большое значение имеет повышение температуры питательной воды, т. е. температуры, с которой подвод теплоты начинается. При этом имеется в виду, что нагрев воды до указанной температуры осуществлен путем многоступенчатого нагрева паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, после того как он произвел работу в предшествующих ступенях. Это осуществляется в ПСУ с регенеративным подогревом питательной воды (рисунок 9.9).

а)

б)

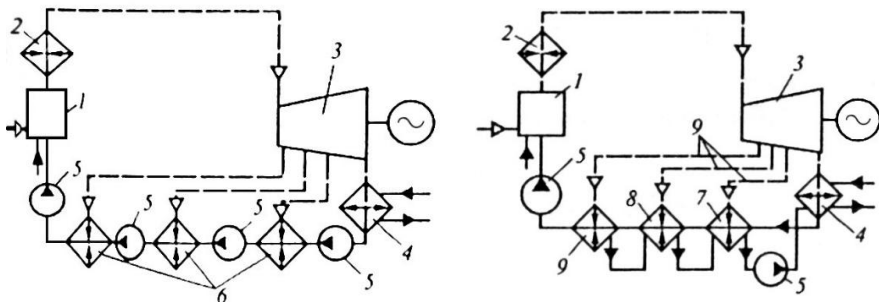


Рисунок 9.9 – Схемы ПСУ с регенеративным подогревом питательной воды:
a – со смешением пара и воды; *б* – без смешения пара и воды;
 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина;
 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – смешивающий регенеративный подогреватель;
 7–9 – поверхностные регенеративные подогреватели

Цикл ПСУ с регенерацией в Ts -координатах изображен на рисунке 9.10.

В этом цикле осуществляется подогрев питательной воды от температуры T_B до более высокой температуры $T_{B'}$ (линия 3–3') теплотой q_p , выделяющейся при охлаждении и конденсации пара. Количество теплоты, переданное от продуктов сгорания в паровом котле, уменьшается на значение, характеризующее площадью трапеции $O_333'O_3$, а количество отводимой в конденсаторе теплоты уменьшается на значение, пропорциональное площади трапеции $O_22'2''O_2$.

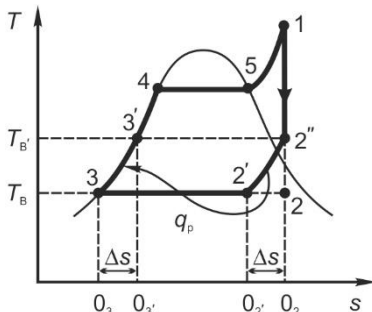


Рисунок 9.10 – Диаграмма ПСУ с регенерацией

Термический КПД регенеративного цикла ПСУ

$$\eta_{t_p} = 1 - (h_2 - h_3 - T_B \Delta s) / (h_1 - h_3 - \int_3^{3'} T_B ds). \quad (9.9)$$

В реальных паросиловых установках применяют неоднократный ступенчатый отвод теплоты путем отбора некоторого количества пара из промежуточных и последних ступеней турбины (см. рисунок 9.9). Отработанный пар направляют в регенеративные подогреватели, где он конденсируется. При осуществлении регенеративного подогрева возможны различные схемы использования пара и конденсата (см. рисунок 9.9).

9.4 Теплофикационный цикл

Паросиловые установки имеют эффективный КПД 0,36–0,42. Следовательно, лишь небольшая доля теплоты, получаемой при сгорании топлива, преобразуется в полезную работу. В результате не только повышается стоимость преобразованной на тепловой электростанции энергии, но и загрязняется тепловыми сбросами окружающая среда. Поскольку уменьшить тепловые выбросы ПСУ на сегодняшний день проблематично, в условиях дефицита топлива следует искать пути их использования.

Превратить теплоту, полученную в конденсаторе, невозможно, поскольку теплота сообщается при температуре, практически равной температуре окружающей среды. Такой низкий температурный потенциал, составляющий 10–30 °С (зимой – ниже, летом – выше), осложняет поток потребителей, т. е. эта теплота малопригодна, не имеет почти никакой ценности.

Поэтому для использования ее, например, для отопительных целей повышают температуру воды так, что нагревающий ее пар срабатывает в турбине не до обычного для конденсационного цикла давления (~ 4 кПа, ~ 28 °С), а приблизительно до атмосферного (для промышленных целей – в несколько раз выше атмосферного). Это позволяет более эффективно использовать подводимую в цикле теплоту, которую получают при сгорании дорогого топлива. При этом частично получается работа (электрическая энергия), а частично – теплота. В этом случае цикл называется теплофикационным.

Таким образом, *теплофикация* – это комбинированное производство работы (в конечном счете, электроэнергии) и теплоты. Не следует смешивать

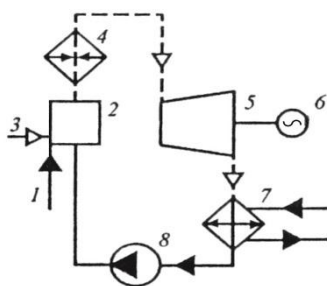


Рисунок 9.11 – Схема простейшей теплофикационной ПСУ:

- 1 – система топливоподачи; 2 – котел;
- 3 – подача воздуха; 4 – пароперегреватель;
- 5 – паровая турбина; 6 – нагрузка;
- 7 – потребитель теплоты; 8 – насос

отработавшего пара выше, чем в конденсационном цикле Ренкина, а теплота отработавшего в турбине пара используется для теплоснабжения.

Теплофикационный пар может отдавать теплоту сетевому подогревателю

теплофикацию с теплоснабжением, которое может осуществляться непосредственно из котельной. Практически теплофикация всегда связана с централизацией энергоснабжения (тепло- и электроснабжения). Электростанцию, на которой осуществляется теплофикационный цикл, называют теплоэлектроцентралью (ТЭЦ), в отличие от конденсационной электростанции (КЭС), работающей по обычному циклу.

На рисунке 9.11 приведена схема простейшей теплофикационной ПСУ, из которого видно, что в теплофикационном цикле отработавший в турбине 5 пар отдает теплоту потребителю 7. Параметры

лю (бойлеру), в котором нагревается сетевая вода, перекачиваемая сетевыми насосами, и по трубопроводам водяной теплотети направляется потребителю теплоты, где отдает ему теплоту, и охлажденная возвращается на ТЭЦ. Теплофикационный пар может и непосредственно по паровой теплотети направляться к потребителю теплоты; конденсат отдавшего теплоту пара возвращается на ТЭЦ с помощью конденсатного насоса.

На рисунке 9.12 изображен термодинамический цикл теплофикационной ПСУ.

В теплофикационных ПСУ часть теплоты конденсации рабочего пара используется для подогрева до 75–95 °С на бытовые и технологические нужды. При этом (см. рисунок 9.12) температуру T_2 и, следовательно, давление p_2 за турбиной всего пара или его части, идущей на теплофикацию, повышают до значения, которое требуется для получения теплоты заданного температурного уровня (например, T_2). Располагаемая работа ПСУ с теплофикационной паровой турбиной (цикл 3'–4–5–1–2'–3') меньше, чем ПСУ с конденса-

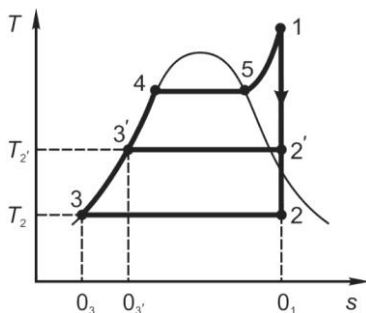


Рисунок 9.12 – Тепловая диаграмма простейшей теплофикационной ПСУ

ционной турбиной, работающей по циклу 3–4–5–1–2, на величину, пропорциональную площади 3–3'–2'–2–3. Полезная работа цикла теплофикационной ПСУ (площадь 3'–4–5–1–2') также меньше полезной работы цикла конденсационной установки на значение, пропорциональное площади 3–3'–2'–2. Однако в теплофикационной ПСУ используют теплоту конденсации (площадь $O_{3-3'-2'-O_1}$), и экономичность ее выше, чем конденсационный.

Таким образом, термический КПД цикла ПСУ при применении теплофикации снижается, и на получение того же количества электроэнергии сжигается больше топлива, но полезное использование топлива при этом возрастает, поскольку отработанный в турбине пар полезно используется на коммунальные и технологические нужды, а не просто выбрасывается в окружающую среду.

Экономичность теплофикационной ПСУ может быть оценена коэффициентом использования теплоты

$$K_{ит} = \frac{N_{эл} + Q_{тепл}}{BQ_{н}^p}, \quad (9.10)$$

где $N_{эл}$ – вырабатываемая электрическая мощность;

$Q_{\text{тепл}}$ – отдаваемая тепловая мощность;

BQ_n^p – теплота, выделившаяся в единицу времени при сгорании топлива;

B – расход топлива в единицу времени;

Q_n^p – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива.

Величина коэффициента использования теплоты $K_{\text{ит}}$ теплофикационной ПСУ достигает 90 %.

Бинарный цикл. Самое распространенное рабочее тело ПСУ в современной теплоэнергетике – вода. Она доступна, нетоксична. Но вода в жидкой фазе имеет большую теплоемкость, следовательно, требуется большое количество теплоты (значит, большой расход топлива) для доведения ее до кипения (насыщения), что снижает эффективность процесса.

Это приводит к мысли о применении каскадных циклов. В этих циклах используются два или больше рабочих тел и каждое совершает цикл в области тех температур, которые благоприятны для получения высокого КПД каскадного цикла в целом.

Известно, что термический КПД цикла Ренкина (см. рисунок 9.2), лежащего в области насыщенного пара, зависит от верхней и нижней температур насыщения $T_{н1в}$ и $T_{н2в}$. Для увеличения термического КПД цикла следует повышать верхнюю температуру $T_{н1}$ и понижать нижнюю температуру $T_{н2}$.

Если рабочим телом является вода, то, увеличивая давление $p_{1в}$, можно в пределе достигнуть критической точки K с параметрами $p_k = 22,064$ МПа и $T_k = 647,096$ К. Повысить температуру $T_{н1}$ дополнительно можно лишь при замене воды другим рабочим телом, например ртутью, критическая температура T_k которой достигает 1673 К при относительно невысоком критическом давлении $p_k = 98$ МПа. Вместе с тем снижение температуры $T_{н2}$ ртути до желаемого предела оказывается невозможным, так как даже при

вакууме в конденсаторе, достигающем 96 %, температура насыщения ртути составляет 490 К (в то время как воды – примерно 300 К).

В связи с такими свойствами воды и ртути возникла идея объединения обоих рабочих тел в одной теплоэнергетической установке, рабочим циклом которой стал так называемый бинарный цикл. Бинарный водортутный цикл характеризуется тем, что значение $T_{н1}$ обеспечивается ртутью, а значение $T_{н2}$ – водой (рисунок 9.13).

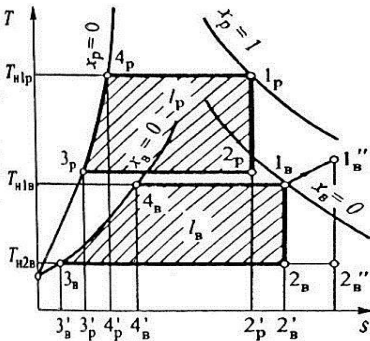


Рисунок 9.13 – Диаграмма бинарного цикла ПСУ

В котле установки при температуре $T_{н1p}$ образуются пары ртути (процесс $3_p-4_p-1_p$), которые подаются в ртутную турбину, где они расширяются (процесс 1_p-2_p) до давления в теплообменнике. Пары ртути конденсируются (процесс 2_p-3_p), после чего насосом ртутный конденсат снова подается в котел.

Охладителем в теплообменнике является вода – рабочее тело нижней ступени установки, использующей теплоту конденсации ртути. Теплота, полученная водой в теплообменнике, расходуется на образование водяного пара (процесс $3_b-4_b-1_b$), который расширяется в турбине (процесс 1_b-2_b ; при наличии пароперегревателя – $1'_b-2''_b$) до давления в конденсаторе, где водяной пар конденсируется (процесс 2_b-3_b) с отдачей теплоты конденсации окружающей среде. Работа ртутной и пароводяной турбин передается соединенным с ними электрогенератором.

Если в паросиловой установке количество ртути в m_p раз больше количества воды, то работа бинарного цикла в расчете на 1 кг воды или m_p кг ртути составляет

$$l_{ц} = l_b + m_p l_p, \quad (9.11)$$

где l_b и $m_p l_p$ – удельные работы водяного и ртутного циклов.

Количество теплоты, необходимое для получения 1 кг ртутного пара, составляет q_1^p , а для получения m_p кг пара требуется $m_p q_1^p$. Тогда термический КПД бинарного цикла

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{m_p q_1^p} = \frac{l_b + m_p l_p}{m_p q_1^p} = \frac{\eta_t^p + l_b}{m_p q_1^p}, \quad (9.12)$$

где $\eta_t^p = l_p / q_1^p$ – термический КПД ртутного цикла.

Уравнение баланса теплообменника имеет вид

$$q_1^b = m_p q_2^p, \quad (9.13)$$

где q_2^p – удельная теплота конденсации ртути. Отсюда

$$m_p = \frac{q_1^b}{q_2^p}. \quad (9.14)$$

Следовательно, $\eta_t = \eta_t^p + \eta_t^b q_2^p / q_1^p$. Вместе с тем $\eta_t^p = (q_1^p - q_2^p) / q_1^p = 1 - q_2^p / q_1^p$, поэтому

$$\eta_t = \eta_t^p + \eta_t^b - \eta_t^p \eta_t^b.$$

Из полученного выражения для термического КПД бинарного цикла видно, что при введении в паросиловую установку второго рабочего тела термический КПД существенно повышается.

На рисунке 9.14 приведена схема ртутно-водяной бинарной ПСУ.

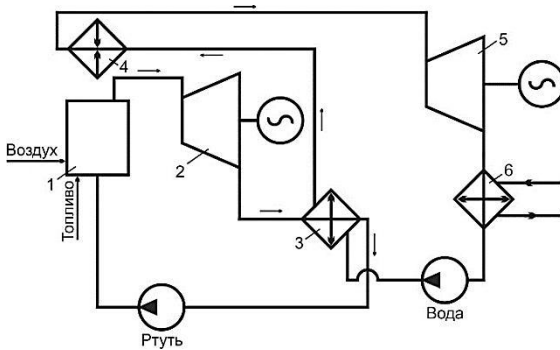


Рисунок 9.14 – Схема бинарной паросиловой установки: 1 – паровой котел (парогенератор) для нагрева ртути; 2 – турбина ртутная; 3 – конденсатор-испаритель (теплообменник); 4 – водяной пароперегреватель; 5 – турбина водяного пара; 6 – конденсатор водяной (теплообменник)

В ртутном паровом котле 1 происходит процесс нагрева ртути и ее парообразования. Поскольку критическая температура ртути довольно высока ($t_k = 1420$ °C), поэтому имеется возможность осуществить изотермический подвод теплоты в процессе парообразования. В ртутной турбине 2 происходит адиабатное расширение паров ртути с получением работы. В конденсаторе-испарителе 3 два процесса: с одной стороны, конденсация ртутного пара с выделением теплоты, с другой стороны, за счет этой выделившейся теплоты осуществляется нагрев и парообразование воды. Далее водяной пар поступает в пароперегреватель 4, который расположен в ртутном котле 1. Затем перегретый водяной пар направляется в паровую турбину 5, где, расширяясь, преобразовывается в механическую работу, которая затрачивается на вращение электрогенератора. Отработанный пар конденсируется в теплообменнике (конденсаторе) 6, а полученная вода питательным насосом подается в конденсатор-испаритель 3. Затем все процессы снова повторяются.

9.5 Цикл парогазовой установки

Парогазовая установка (ПГУ) – комбинированная установка, в которой в зоне высоких температур работает газ (продукты сгорания топлива), имеющий перед газовой турбиной температуру 1350–1400 К, а в области низких температур – водяной пар (температура перед паровой турбиной 800 К). Так выполняется парогазовая установка с разделенными контурами.

В ПГУ с разделенными контурами все топливо или основную его часть сжигают в камере сгорания газотурбинной установки (ГТУ). Генерирование и перегрев пара в таких установках происходит в котлах-утилизаторах теплотой отработавших в ГТУ газов. Простейшая схема ПГУ без дожигания топлива показана на рисунке 9.15.

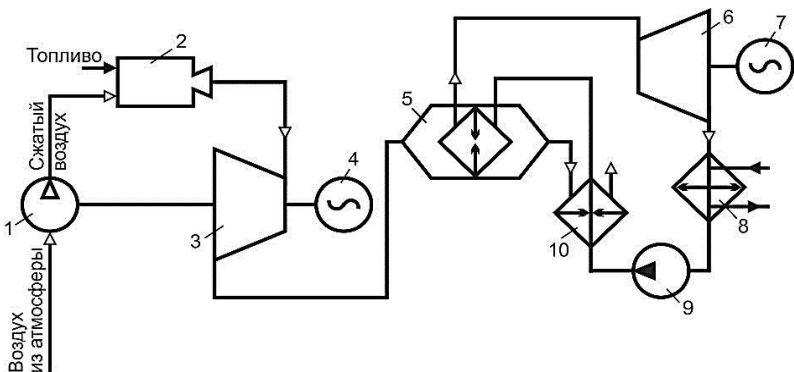


Рисунок 9.15 – Принципиальная тепловая схема парогазовой (бинарной) установки:

—▷— газ (воздух или продукты сгорания); —▶— жидкость (топливо или вода);

1 – турбокомпрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – нагрузка (электродвигатель); 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – нагрузка (электродвигатель);

8 – конденсатор; 9 – насос; 10 – газовойодяной подогреватель

Тепловой цикл без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу называют иногда бинарным газопаровым циклом.

Коэффициент полезного действия этой ПГУ можно записать следующим образом:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} + 1 - \eta_{\text{ГТУ}} \eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ПСУ}}. \quad (9.15)$$

Экономичность ПГУ тем выше, чем выше КПД ГТУ, а также КПД котла-утилизатора $\eta_{\text{КУ}}$ и КПД паросиловой установки $\eta_{\text{ПСУ}}$.

КПД котла-утилизатора определяется по формуле

$$\eta_{\text{КУ}} \approx \frac{T_{\text{г}} - T_{\text{ух}}}{T_{\text{г}}}, \quad (9.16)$$

где $T_{\text{г}}$ – температура газов за ГТУ;

$T_{\text{ух}}$ – температура уходящих газов за котлом-утилизатором.

КПД паросиловой установки, как известно, зависит от параметров пара и давления в конденсаторе. В некоторых случаях предусматривается небольшой (не более 15–20 % расхода топлива газового контура) подвод топлива перед котлом-утилизатором для дополнительного подогрева отработавших газов в газовой турбине.

Перспективными являются ПГУ, включающие процесс газификации угля для получения низкокалорийного газа в качестве топлива в ГТУ. Лучшим считают способ газификации в кипящем слое, при его применении можно получать КПД до 44–46 % при начальной температуре газа 1350–1400 К. При повышении температуры на каждые 100 К КПД растет на 2 % (абсолютных), а удельная мощность возрастает примерно на 10 % (относительных).

9.6 Атомные паросиловые установки на ядерном топливе

Ядерный реактор (устройство, предназначенное для организации и поддержания управляемой цепной реакции деления ядер) является источником теплоты, как котел, потребляющий органическое топливо, поэтому термодинамические циклы с ПСУ в основном подобны циклам ПСУ на органическом топливе и называются циклами атомных паросиловых установок (АПСУ).

Здесь следует указать, что принципиальными особенностями ядерной энергии являются:

- в миллионы раз большая в сравнении с углеводородным топливом концентрация энергии и практически неисчерпаемые ресурсы;
- малые объемы отходов, которые могут быть надежно локализованы.

В настоящее время с АПСУ работают, строятся и проектируются атомные электростанции (АЭС). Для тепловых электростанций (ТЭС) на органическом топливе мощностью 1000 МВт требуется примерно 10 тыс. т топлива (условного) в сутки, а АЭС такой же мощностью потребляет чуть больше 1 кг урана-235. Наиболее безопасными являются двухконтурные АПСУ, в которых источником теплоты служат водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР). В них обычная вода является теплоносителем и замедлителем нейтронов и находится под высоким давлением (16 МПа). Такое высокое давление необходимо для получения на выходе из реактора температуры теплоносителя до 600 К.

Схема двухконтурной АПСУ представлена на рисунке 9.16. Основным преимуществом этой схемы является радиационная безопасность оборудования второго контура.

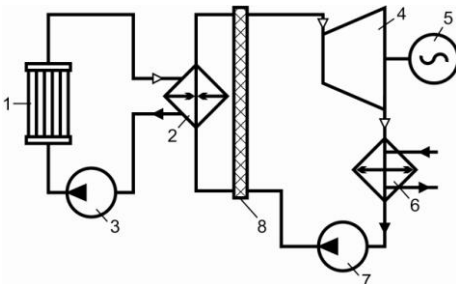


Рисунок 9.16 – Схема двухконтурной АПСУ:

- 1 – реактор; 2 – парогенератор;
- 3 – водяной насос первого радиоактивного контура; 4 – паровая турбина; 5 – электрогенератор (нагрузка); 6 – теплообменник-конденсатор; 7 – водяной насос второго (практически нерадиоактивного) контура;
- 8 – контур биологической защиты

Рассмотрим основные характеристики ВВЭР-1000. Такой ядерный реактор планируется установить на Белорусской АЭС. Корпус реактора выполняется из высокопрочной стали. Внутренний диаметр корпуса равен 4,07 м, толщина его 0,11 м. Активная зона собрана из 151 шестигранной кассеты с цилиндрическими твэлами (тепловыделяющими элементами) из двуокиси урана с начальным обогащением до 4,4 % по урану-235 (в природном

уране-238 содержится только 0,7 % урана-235), загрузка урана составляет 75 т. Производительность каждого насоса 1900 м³/ч.

Один раз в год водо-водяные реакторы останавливают для перегрузки ядерного топлива. При перегрузке лишь треть центральных кассет заменяется, причем в центр активной зоны перегружаются кассеты с периферии, а на периферию зоны загружаются кассеты со свежим топливом.

Цикл АПСУ приведен на рисунке 9.17. В указанном цикле температура перегрева (точка 1) зависит от максимальной температуры воды в первом контуре (точка В) и температурного напора $T_A - T_1$.

КПД такого цикла получается сравнительно низким (30–37 %) вследствие низкого давления пара во втором контуре (до 2 МПа).

Эксплуатация АЭС показывает, что конструкция твэлов и всего оборудования первого контура обеспечивает надежную локализацию радиоактивности.

Активация водного теплоносителя обусловлена активацией атомов кислорода и продуктов коррозии или примесей, имеющихся в теплоносителе. В связи с этим необходимо предъявлять особо высокие требования к качеству конденсата и герметичности первого контура.

В процессе эксплуатации принимаются специальные меры по снижению уровня радиоактивного загрязнения оборудования путем деактивации оборудования, трубопроводов, помещений водными растворами кислот, щелочей, органических растворителей. Жидкие радиоактивные отходы АЭС (главным образом загрязненная вода) подвергаются специальной очистке, после чего возвращаются в замкнутый контур станции. Газообразные радиоактивные отходы (радиоактивные газы и аэрозоли) подлежат специальной очистке в фильтрах, камерах выдержки перед удалением их в атмосферу через вентиляционные трубы высотой более 100 м. Твердые отходы АЭС в специальных контейнерах транспортируются в хранилища ядерного топлива. Большинство ядерных предприятий стали хранить выдержанное отработанное топливо на поверхности земли в огромных сухих хранилищах вместимостью до 10 т. Отработанным топливом, производимым ежегодно реактором 1000 МВт, можно заполнить два таких хранилища стоимостью миллион долларов.

Можно, конечно, переработать эти радиоактивные отходы с выделением из них различных элементов, которые затем могут быть вновь использованы. Такие перерабатывающие заводы есть во Франции, Англии и Японии. Подобное предприятие стоит около 20 млрд дол., т. е. перера-

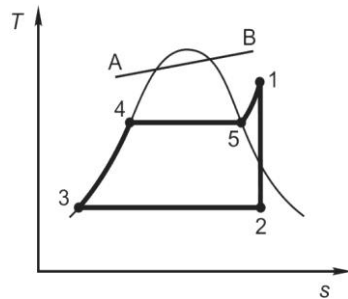


Рисунок 9.17 – Термодинамический цикл АПСУ

ботка – процесс очень дорогой, к тому же и опасный. Опасность заключается в том, что в результате переработки получается плутоний (в виде диоксида плутония). Выделенный плутоний может быть сразу использован для изготовления ядерного оружия. Плутоний очень слабо радиоактивен, и его легко вынести. Для изготовления одной бомбы достаточно около 8 кг плутония. Следовательно, вероятность того, что запасы плутония на перерабатывающих заводах смогут стать доступными для злоумышленников и незаконного изготовления ядерного оружия вызывает глубокие опасения.

Если страна, имеющая АЭС, отправляет за границу отработанное топливо для переработки на заводе, то в контрактах предусмотрено, что выделенный плутоний и радиоактивные отходы будут возвращены странам-отправителям. Подобную политику приняла недавно и Российская Федерация. В результате, страны, отправляющие свое отработанное топливо за границу, вынуждены создавать у себя хранилища радиоактивных отходов. На основании этого обстоятельства большинство стран, покупавших за границей услуги по переработке отработанного ядерного топлива, отказались от этих услуг. Это позволяет экономить по миллиону долларов за тонну.

В то же время в составе отработанного топлива плутоний смешан с продуктами деления, гамма-излучение которых смертельно опасно. Из-за высокой радиоактивности отработанное топливо можно перевозить только в специальных контейнерах массой в десятки тонн, следовательно, радиоактивные отходы могут быть вывезены только специальным транспортом. Поэтому риск попадания невыделенного плутония в составе отработанного ядерного топлива в недобрые руки невелик. Пока отработанное ядерное топливо может безопасно храниться в сухих хранилищах на площадках АЭС.

Активная зона ядерного реактора должна непрерывно охлаждаться во все периоды эксплуатации реактора, в том числе остановки его. Это обусловлено тем, что после гашения цепной реакции деления тепловыделение в активной зоне продолжается за счет радиоактивного распада продуктов деления (остаточное тепловыделение). Необходимо охлаждать активную зону реактора и при возможных отказах систем циркуляции теплоносителя. Эта особенность АЭС учитывается введением дублирования систем питания ответственных агрегатов, их резервированием. Система безопасности на АЭС по стоимости соизмерима со стоимостью ядерного реактора. Фукусимский фактор (землетрясение в Японии повлекло остановку 11 атомных реакторов) привел к удорожанию строительства АЭС из-за усиления системы безопасности.

Для Белорусской АЭС выбран наиболее безопасный реактор ВВЭР-1000 (к сведению: на Чернобыльской АЭС были установлены ядерные реакторы другого типа – РБМК). Сегодня в мире эксплуатируется 54 энергоблока

типа ВВЭР, и никаких аварий на этих блоках не происходило.

Энергоемкость урана во много раз превышает органическое топливо. Так, 1 кг низкообогащенного урана (до 4 % по урану-235), используемому в ядерном топливе, при полном расщеплении ядер урана-235 выделяет энергию, эквивалентную сжиганию 60 т мазута. В природном уране-238 содержится только 0,7 % урана-235.

Тепловая мощность реактора – 3200 МВт.

Электрическая мощность – 1200 МВт.

Габариты реактора (высота Ч диаметр) – 10,9Ч4,25 м.

КПД АЭС – 37 %.

Срок службы оборудования реакторной установки – 60 лет (при превышении этого срока есть опасность снижения прочности металла реактора из-за структурных преобразований. Следовательно, это может привести к аварии).

Отработанное топливо удаляется из активной зоны в бассейн выдержки, который находится внутри гермооболочки. Эта операция выполняется с помощью специальной перегрузочной машины. Пока активность и тепловыделение отработавшего ядерного топлива высоки, они хранятся в бассейне выдержки, снижая радиоактивность. Только после выдержки в течение 3–5 лет такого хранения становится возможным его вывоз с площади АЭС.

Перевозка отработанного ядерного топлива осуществляется автомобильным и ж.-д. транспортом в специальных транспортных контейнерах.

Показатели реализации проекта по строительству АЭС:

– среднегодовой отпуск электроэнергии – 17 млрд кВт·ч;

– доля выработки электроэнергии в общем балансе республики – 22 %;

– ежегодное замещение 5 млрд м³ природного газа. Снижение выбросов парниковых газов в год – 7–10 млн т;

– в балансе электроэнергии страны будет отсутствовать импорт.

Интеграция АЭС внесёт следующие изменения:

– применение электродвигателей для выработки тепловой энергии в ночные часы отопительного периода;

– организация теплоснабжения вновь вводимых жилых районов будет осуществляться за счёт электрифицированного обогрева;

– организация полномасштабного перевода всех потребителей на дифференцированный по зонам суток тариф на электроэнергию;

– будет организован экспорт электроэнергии в ночные часы;

– создание энергоёмких производств, работающих в ночные часы суток (электрический железнодорожный транспорт, развитие электромобильного транспорта с аккумуляторными батареями).

Примеры решения задач

по теме «Термодинамические циклы паросиловых установок»

Пример 1. Паросиловая установка работает по циклу Ренкина. Параметры водяного пара на входе в турбину $p_1 = 2$ МПа, $t = 300$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 4$ кПа.

Определить термический КПД паросиловой установки.

Решение. Количество теплоты, отведенной от 1 кг пара и затраченной на производство работы в турбине, составляет $l_t = h_1 - h_2$.

По hs -диаграмме находим

$$h_1 = 3019 \text{ кДж/кг}, h_2 = 2036 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда $l_t = 3019 - 2036 = 983$ кДж/кг,

Количество теплоты, отведенной к 1 кг пара в этом цикле, равно $q_1 = h_1 - h_3$.

По hs -диаграмме находим

$$h_3 = 121 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда $q_1 = 3019 - 121 = 2898$ кДж/кг.

Термический КПД этого цикла составит

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = \frac{983}{2898} \approx 0,339 \approx 33,9 \%$$

Здесь следует отметить, что получается число, равное 0,339199448, однако в ответе ограничиваемся только числом 0,339 (или 33,9 %). Приведение «точного» числа 0,339199448 в ответе приводит к мнимой точности расчетов. Это можно объяснить тем, что рассматривается техническое оборудование и измерение параметров рабочего тела (водяного пара) осуществляется приборами, имеющими свой класс точности, т. е. при измерениях допущена соответствующая классу точности прибора ошибка. Поэтому эту ошибку не следует скрывать «мнимой точностью» расчетов, поскольку ошибка заложена в исходных данных, полученных при измерениях (манометры и термометры имеют свой класс точности).

Пример 2. Паровая турбина мощностью $N = 12000$ кВт работает при начальных параметрах $p_1 = 8$ МПа и $t_1 = 450$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 4$ кПа. В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается мазут с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^p = 40000$ кДж/кг. КПД котельной установки равен 0,8. Температура питательной воды $t_3 = 90$ °С.

Определить производительность котельной установки и часовой расход топлива при полной нагрузке паровой турбины при условии, что она работает по циклу Ренкина.

Решение. Пользуясь hs -диаграммой, находим: $h_1 = 3274$ кДж/кг,

$h_2 = 1972$ кДж/кг, $h_3 = 377$ кДж/кг.

Тогда $l_T = h_1 - h_2 = 3274 - 1972 = 1302$ кДж/кг, что соответствует удельному расходу пара $d_0 = 1/l_T = \frac{1}{1302} = 0,000768$ кг/кДж = $0,000768$ кг/(кВт·с).

Однако эта величина очень мала, и на практике принято определять расход пара в час, а не в секунду.

В результате $d_0 = 0,000768 \cdot 3600 = 2,765$ кг/кВт·ч.

Следовательно, часовой расход пара паровой турбиной, имеющей мощность 12000 кВт, составляет

$$D_0 = 2,765 \cdot 12000 = 33180 \text{ кг/ч.}$$

Это количество пара определяет производительность котельной установки.

Количество теплоты, подведенной к пару, равно $D_0 = (h_1 - h_3)$, но КПД котельной установки $\eta_{\text{кот}} = 0,8$, поэтому количество теплоты, выделившейся при горении топлива, должно равняться $D_0 = (h_1 - h_3) / \eta_{\text{кот}}$.

Следовательно, при сгорании мазута $Q_{\text{н}}^p = 40000$ кДж/кг часовой расход топлива составит

$$B = \frac{D_0(h_1 - h_3)}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{кот}}} = \frac{33180(3274 - 377)}{40000 \cdot 0,8} = 3004 \text{ кг/ч.}$$

10 ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

10.1 Состав и параметры влажного воздуха

Смесь воздуха с водяным паром называют **влажным воздухом**. Влажный воздух широко применяется в технологии строительных изделий для сушки, охлаждения материалов после обжига и других целей.

При расчетах влажный воздух с достаточной точностью можно рассматривать как смесь идеальных газов.

В соответствии с *законом Дальтона* для газовых смесей общее давление влажного атмосферного воздуха

$$p = p'_в + p'_п, \quad (10.1)$$

где p – барометрическое давление;

$p'_в$ и $p'_п$ – соответственно парциальные давления сухого воздуха и водяного пара в смеси.

Парциальное давление водяного пара достаточно низкое. Оно измеряется тысячами Паскалей, притом что атмосферное давление воздуха равно примерно ста тысячам Паскалей.

При нагревании газовой смеси происходит нагревание каждого ее компонента. Тогда *массовая теплоемкость смеси* (количество теплоты, требуемое для нагревания 1 кг на 1 градус) выражается суммой произведений массовой теплоемкости каждого компонента на его массовую долю, т. е.

$$c_{см} = c_1 g_1 + c_2 g_2 + \dots + c_n g_n, \quad (10.2)$$

где c_1, c_2, c_n – массовые теплоемкости компонентов смеси;

g_1, g_2, g_n – массовые доли компонентов смеси.

Обычно в технике приходится иметь дело с *ненасыщенным влажным воздухом*, в котором водяной пар находится в перегретом состоянии. Содержание водяного пара в таком воздухе при данной температуре не максимально, поэтому он способен к дальнейшему увлажнению.

Как и у любого вещества, у влажного воздуха есть основные параметры, определяющие его состояние, и достаточно трех независимых из них, чтобы полностью определить его состояние. Однако из-за сложности ввиду неравновесности, а также для удобства описания процессов обычно выделяют **шесть основных параметров** влажного воздуха:

- 1) давление (абсолютное) P , атм;
- 2) температура t , К или °С;

- 3) относительная влажность φ , %;
- 4) энтальпия h , кДж/кг·°С;
- 5) влагосодержание d , г/кг;
- 6) парциальное давление водяного пара p_n , Па.

Кроме того, определяют понятие *абсолютной влажности воздуха* f – это количество водяного пара, фактически содержащегося в 1 м³ воздуха:

$$f = m / V,$$

где m – масса содержащегося в воздухе водяного пара;

V – объём влажного воздуха.

Обычно используемая единица абсолютной влажности $[f] = \text{г/м}^3$.

Так как объём пара в смеси равен объёму смеси, то абсолютная влажность воздуха представляет собой плотность водяного пара ρ_n при его парциальном давлении p'_n и температуре, равной температуре смеси.

Относительной влажностью воздуха φ называют отношение его абсолютной влажности ρ_n к максимально возможной ρ_{max} при данном давлении и температуре, или *отношение текущего давления водяного пара к максимально возможному для данной температуры*.

$$\varphi = \rho_n / \rho_{\text{max}}. \quad (10.3)$$

Относительную влажность воздуха измеряют в долях единицы или в процентах.

Воздух, в котором содержится *насыщающий водяной пар*, т. е. водяной пар в количестве, максимально возможном при данной температуре, называется **насыщенным воздухом**. Учитывая, что при атмосферном давлении парциальное давление водяного пара в насыщенном воздухе мало, его можно считать идеальным газом.

Температуру, до которой необходимо охладить ненасыщенный влажный воздух при постоянном давлении, чтобы он стал насыщенным, называют *точкой росы*.

Влагосодержанием воздуха d называют количество водяных паров в граммах, содержащихся в 1 кг сухого воздуха.

Если обозначить массу водяного пара в 1 кг влажного воздуха m_n , а массу сухого воздуха m_b , то влагосодержание

$$d = m_n / m_b. \quad (10.4)$$

Энтальпия. Любое вещество обладает некоторой энергией. Очевидно, его энергия тем больше, чем выше температура. Для сухого воздуха это единственный параметр, определяющий энтальпию. Однако для влажного воздуха следует учесть, что при той же температуре он включает в себя и энергию испаренной в него влаги – *энтальпия влажного воздуха зависит и от температуры, и от влагосодержания*. Причем при

той же температуре в зависимости от влагосодержания разброс энтальпий может быть огромен: и 100, и 200, и 300 % – чем выше температура, тем выше. Это невооруженным глазом видно из hd -диаграммы: чем выше температура, тем выше рассматриваемая изотерма и тем больше наклонных изоэнтальп её пересекает.

Итак, *энтальпия влажного воздуха – это сумма энтальпий сухого воздуха и водяного пара, причем первая пропорциональна температуре (коэффициент пропорциональности – теплоемкость сухого воздуха), а вторая пропорциональна влагосодержанию.*

Энтальпию влажного воздуха $h_{\text{вв}}$ относят к 1 кг сухого воздуха в паро-воздушной смеси:

$$h_{\text{вв}} = h_{\text{в}} + dh_{\text{п}}, \quad (10.5)$$

где $h_{\text{в}}$ – энтальпия 1 кг сухого воздуха;

$h_{\text{п}}$ – энтальпия 1 кг водяного пара;

d – количество влаги, содержащейся в 1 кг влажного воздуха.

Энтальпия водяного пара $h_{\text{п}}$ может быть определена по теплотехническим таблицам.

10.2 hd -диаграмма влажного воздуха

Расчет изменения состояния атмосферного воздуха с помощью уравнений для идеального газа требует выполнения громоздких вычислений. Более простым и удобным является расчет с помощью hd -диаграммы, предложенной Л. К. Рамзиным в 1918 г. В координатах hd наносят зависимости основных параметров влажного воздуха: температуры, влагосодержания, относительной влажности, энтальпии и парциального давления водяных паров при заданном барометрическом давлении.

По оси ординат откладывают удельную (на 1 кг) энтальпию сухого воздуха, по оси абсцисс – влагосодержание воздуха (в г на 1 кг сухого воздуха).

hd -диаграмма (рисунок 10.1) построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135° . Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает ее удобной для графических построений.

В настоящее время в проектной практике широко используется hd -диаграмма с углом между осями 150° . Диаграммы с таким углом наиболее удобны при графоаналитическом решении задач кондиционирования воздуха.

Таким образом, линии постоянной энтальпии ($h = \text{const}$) проходят под углом 135° (150°) к ординатам, а линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$) располагаются параллельно оси ординат.

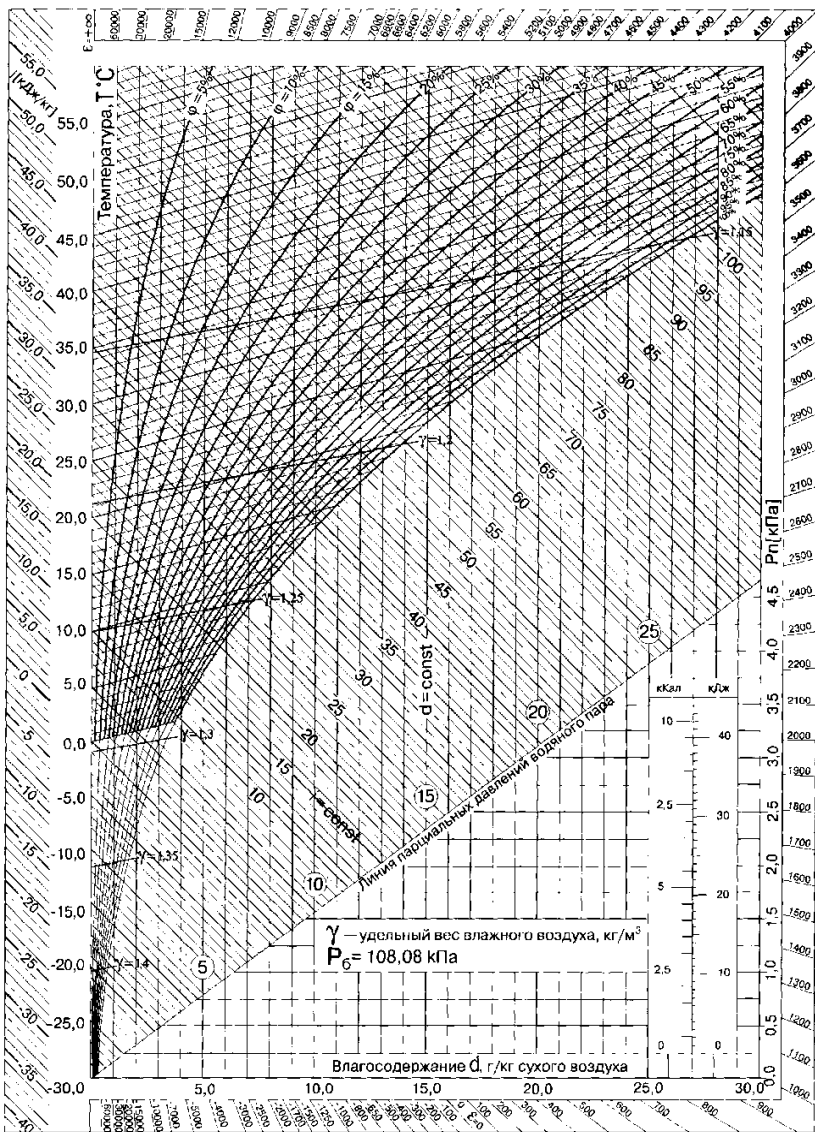


Рисунок 10.1 – hd -диаграмма влажного воздуха

В связи с тем, что область диаграммы, расположенной между горизонталью, проведенной из начала координат, и осью абсцисс, не представляет интереса для расчетов с влажным воздухом, ее в диаграмме

обычно не приводят. Значение влагосодержания переносят с оси абсцисс на вспомогательную горизонтальную координатную ось и называют ее условной осью абсцисс.

Масштабы для h и d как независимых переменных могут быть выбраны произвольно. На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строят линии изотерм $t = \text{const}$, линии постоянных относительных влажностей $\varphi = \text{const}$ и линии парциальных давлений водяного пара $p_{\text{вп}} = \text{const}$.

Для построения изотерм пользуются уравнением

$$h = 2,5d + 1,005 t + 1,8 \cdot 10^{-3} t d, \quad (10.6)$$

которое является уравнением прямой линии. Таким образом, изотермы представляют собой прямые линии и могут быть построены по двум точкам, например при $d = 0$ и $d_{\text{макс}}$. Изотермы не параллельны между собой, угол их наклона к горизонтальной оси различен. При низких температурах непараллельность изотерм почти незаметна.

Кривую с относительной влажностью воздуха $\varphi = 100\%$ строят по данным таблиц насыщенного воздуха. Область диаграммы выше этой кривой относится к области ненасыщенного влажного воздуха, а область диаграммы ниже кривой насыщения $\varphi = 100\%$ характеризует состояние перенасыщения влажного воздуха. В этой области насыщенный воздух содержит влагу в жидкой фазе (туман). Так как эта часть диаграммы не представляет интереса при расчетах, связанных с влажным воздухом, то ее не строят. В этой части диаграммы обычно наносят линию парциального давления пара.

Значения парциального давления пара откладывают на вспомогательной прямой в правой части диаграммы. Каждая точка на поле диаграммы соответствует определенному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти параметрами состояния. Исключение составляет сочетание параметров p и d , которые имеют однозначную связь. Остальные три параметра могут быть определены по диаграмме как производные.

Итак, давление задано, по оси ординат отсчитывается температура (t), по оси абсцисс – влагосодержание (d), вправо вниз наклонены линии постоянной энтальпии (h), справа по вертикали – ось парциальных давлений ($p_{\text{п}}$), а единственные изогнутые линии – это показатели относительной влажности (φ). Сложность в определении, пожалуй, вызывает только парциальное давление. Для этого от заданной точки опускается вертикаль вниз до пересечения с наклонной прямой под жирной пограничной линией ($\varphi = 100\%$) и далее горизонталь вправо подскажет искомое значение.

Если на hd -диаграмме задана какая-либо точка, например A (рисунок 10.2), то по ее положению можно определить все параметры влажного воздуха: энтальпию, влагосодержание, относительную влажность, температуру, парциальное давление водяного пара во влажном воздухе.

Наоборот, если состояние воздуха задано двумя какими-либо параметрами (чаще всего ϕ и T), на пересечении этих линий находим точку, а по этой точке – другие параметры.

Если состояние влажного воздуха характеризуется точкой A , лежащей выше кривой $\phi = 100\%$, водяной пар в воздухе находится в перегретом состоянии. Если состояние влажного воздуха характеризуется точкой A_1 (на кривой насыщения $\phi = 100\%$), то водяной пар в воздухе находится в насыщенном состоянии. И, наконец, если заданная точка A_2 лежит ниже кривой насыщения, то температура влажного воздуха ниже температуры насыщения и в воздухе находится влажный пар, т. е. смесь сухого насыщенного пара и капелек воды.

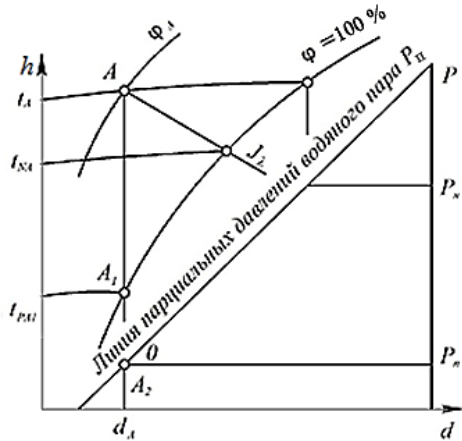


Рисунок 10.2 – Схема определения параметров воздуха с помощью hd -диаграммы

Рисунок 10.2 – Схема определения параметров воздуха с помощью hd -диаграммы

10.3 Процессы сушки и увлажнения воздуха

В проектной практике hd -диаграмму используют не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построения изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, сушении, смешивании, при произвольной последовательности и сочетании этих процессов. На hd -диаграмме могут быть построены еще два параметра, которые широко используются при расчетах вентиляции и кондиционировании воздуха, – температура точки росы t_p и температура мокрого термометра t_m .

Температурой точки росы t_p называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

Для определения температуры точки росы необходимо на поле hd -диаграммы из точки, характеризующей заданное состояние влажного воздуха, провести прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с кривой $\phi = 100\%$. Изотерма, пересекающая в этой точке кривую насыщения, будет характеризовать температуру точки росы t_p .

Температурой мокрого термометра t_m является такая температура, которую принимает влажный воздух при достижении насыщенного состояния и сохранении энтальпии постоянной и равной начальной. Для определения температуры мокрого термометра необходимо на поле hd диаграммы через

точку, соответствующую состоянию влажного воздуха, провести линию $h = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения, соответствует значению температуры воздуха по мокрому термометру.

**Примеры решения задач
по теме «Термодинамика влажного воздуха»**

Пример 1. Наружный воздух, имеющий температуру $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и влаго-содержание $d = 6\text{ г/кг}$, подогревается до температуры $45\text{ }^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 4\text{ кПа}$.

Определить относительную влажность наружного и подогретого воздуха. Барометрическое давление считать равным $p = 0,1\text{ МПа}$.

Решение. Относительную влажность воздуха находим по формуле

$$\varphi = p_n / p_n^*$$

Величина p_n^* определяется по таблицам насыщенного пара и при температуре $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ [4] составляет

$$p_n^* = 0,002337\text{ МПа.}$$

Парциальное давление водяного пара в воздухе при данном барометрическом давлении является функцией только влагосодержания и определяется следующей зависимостью:

$$p_n = p \frac{d}{622 + d} = 0,1 \frac{6}{628} = 0,00096\text{ МПа.}$$

Следовательно,

$$\varphi_1 = \frac{0,00096 \cdot 100}{0,002337} = 41\%.$$

В процессе подогрева влагосодержание воздуха изменяется. Следовательно, остается неизменным и парциальное давление пара. Давление насыщения p_n^* при температуре $t = 45\text{ }^\circ\text{C}$ [4] составит

$$p_n^* = 0,009584\text{ МПа,}$$

поэтому

$$\varphi_2 = \frac{0,00096 \cdot 100}{0,009584} = 10,01\%.$$

Пример 2. Для сушки используют воздух при $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и влажности 60% . В калорифере его подогревают до $t_2 = 95\text{ }^\circ\text{C}$ и направляют в сушилку, откуда он выходит при $t_b = 35\text{ }^\circ\text{C}$.

Определить конечное влагосодержание воздуха, расход воздуха и теплоту на 1 кг испаренной влаги.

Решение. В hd -диаграмме [4] находим точку K на пересечении линии $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 60\%$ и определяем $d_1 = 9\text{ г/кг}$, $h_1 = 40\text{ кДж/кг}$.

Проведя линию $d = \text{const}$, находим в пересечении ее с $t = 95\text{ }^\circ\text{C}$ точку, которая характеризует состояние воздуха после выхода его из калорифера. Из этой точки проводим линию $h = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t = 35\text{ }^\circ\text{C}$. Полученная при этом точка характеризует состояние воздуха из сушилки:

$$d_3 = 33,9\text{ г/кг}, h_3 = 117,6\text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, на 1 кг сухого воздуха изменение влагосодержания составляет

$$\Delta d = d_3 - d_1 = 33,9 - 9 = 24\text{ г/кг}.$$

Для испарения 1 кг воздуха потребуется сухого воздуха

$$1000/24 = 41,7\text{ кг}.$$

Расход теплоты в калорифере ($h_3 - h_1$) на 1 кг воздуха составит

$$\Delta h = h_3 - h_1 = 117,6 - 40 = 77,6\text{ кДж/кг}.$$

Расход теплоты на 1 кг испаренной влаги (на 41,7 кг сухого воздуха) составит

$$q = 77,6 \cdot 41,7 = 3236\text{ кДж/кг}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Вукалович, М. П.** Термодинамика : учеб. пособие для вузов / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М. : Машиностроение, 1972. – 672 с.
- 2 Двигатели внутреннего сгорания : теория поршневых и комбинированных двигателей : учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
- 3 **Кириллин, В. А.** Техническая термодинамика : учеб. для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – 4-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
- 4 **Рабинович, О. М.** Сборник задач по техностической термодинамике / О. М. Рабинович. – М. : Машиностроение, 1973. – 344 с.
- 5 **Овчинников, В. М.** Перспективные двигатели и теплонасосные установки на железнодорожном транспорте : учеб. пособие / В. М. Овчинников, В. В. Харитонов. – Гомель : БелИИЖТ, 1989. – 93 с.
- 6 **Овчинников, В. М.** Теплотехника : учеб.-метод. пособие для студентов-заочников направления «Тепловозы» специальности «Тяговый состав железнодорожного транспорта» / В. М. Овчинников, В. В. Скреженцевский, Ю. Г. Самодум. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 125 с.
- 7 **Овчинников, В. М.** Циклы теплосиловых установок и энергоэффективность : учеб.-метод. пособие / В. М. Овчинников, М. И. Пастухов, В. В. Скреженцевский. – Гомель : БелГУТ, 2013. – 116 с.
- 8 **Чекмарев, А. М.** Химия, ядерная энергетика и устойчивое развитие / А. М. Чекмарев, Н. П. Тарасов, Ю. В. Сметанников ; под ред. акад. КАН П. Д. Саркисова. – М. : ИКЦ «Академкнига», 2006. – 288 с.

Учебное издание

ОВЧИННИКОВ Вячеслав Михайлович
КОЛДАЕВА Светлана Николаевна

ТЕРМОДИНАМИКА

Учебно-методическое пособие

Редактор И. И. Эвентов
Технический редактор В. Н. Кучерова

Подписано в печать 28.08.2018 г. Формат 60×84^{1/16}
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 9,03. Уч.-изд. л 9,87. Тираж 50 экз.
Зак. № . Изд. № 70

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский государственный университет транспорта.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий

№ 1/361 от 13.06.2014.

№ 2/104 от 01.04.2014.

№ 3/1583 от 14.11.2017.

Ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель