

Курс лекций по теплотехнике

Автор курса: Скрябин В.И.
ведущий инженер кафедры ТПП физического факультета
физико-технического института.

Содержание лекций

Раздел I. Техническая термодинамика.

Тема 1. Введение. Основные понятия и определения.

- 1.1. Введение
- 1.2. Термодинамическая система.
- 1.3. Параметры состояния.
- 1.4. Уравнение состояния и термодинамический процесс.

Тема 2. Первый закон термодинамики.

- 2.1. Теплота и работа.
- 2.2. Внутренняя энергия.
- 2.3. Первый закон термодинамики.
- 2.4. Теплоемкость газа.
- 2.5. Универсальное уравнение состояния идеального газа.
- 2.6. Смесь идеальных газов.

Тема 3. Второй закон термодинамики.

- 3.1. Основные положения второго закона термодинамики.
- 3.2. Энтропия.
- 3.3. Цикл и теоремы Карно.

Тема 4. Термодинамические процессы.

- 4.1. Метод исследования т/д процессов.
- 4.2. Изопроецессы идеального газа.
- 4.3. Политропный процесс.

Тема 5. Термодинамика потока.

- 5.1. Первый закон термодинамики для потока.
- 5.2. Критическое давление и скорость. Сопло Лавала.
- 5.3. Дросселирование.

Тема 6. Реальные газы. Водяной пар. Влажный воздух.

- 6.1. Свойства реальных газов.
- 6.2. Уравнения состояния реального газа.
- 6.3. Понятия о водяном паре.
- 6.4. Характеристика влажного воздуха.

Тема 7. Термодинамические циклы.

- 7.1. Циклы паротурбинных установок (ПТУ).
- 7.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).
- 7.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ).

Тестовый контроль по разделу

Раздел II. Основы теории теплообмена.

Тема 8. Основные понятия и определения.

Тема 9. Теплопроводность.

- 9.1. Температурное поле. Уравнение теплопроводности.
- 9.2. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку.
- 9.3. Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку.
- 9.4. Стационарная теплопроводность через шаровую стенку.

Тема 10. Конвективный теплообмен.

- 10.1. Факторы, влияющие на конвективный теплообмен.
- 10.2. Закон Ньютона-Рихмана.
- 10.3. Краткие сведения из теории подобия.
- 10.4. Критериальные уравнения конвективного теплообмена.
- 10.5. Расчетные формулы конвективного теплообмена.

Тема 11. Тепловое излучение.

- 11.1. Общие сведения о тепловом излучении.
- 11.2. Основные законы теплового излучения

Тема 12. Теплопередача.

- 12.1. Теплопередача через плоскую стенку.
- 12.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку.
- 12.3. Типы теплообменных аппаратов.
- 12.4. Расчет теплообменных аппаратов.

Тестовый контроль по разделу

Раздел III. Теплоэнергетические установки.

Тема 13. Энергетическое топливо.

- 13.1. Состав топлива.
- 13.2. Характеристика топлива.
- 13.3. Моторные топлива для поршневых ДВС.

Тема 14. Котельные установки.

- 14.1. Котельный агрегат и его элементы.
- 14.2. Вспомогательное оборудование котельной установки.
- 14.3. Тепловой баланс котельного агрегата.

Тема 15. Топочные устройства.

- 15.1. Топочные устройства.
- 15.2. Сжигание топлива.
- 15.3. Теплотехнические показатели работы топок.

Тема 16. Горение топлива.

- 16.1. Физический процесс горения топлива.
- 16.2. Определение теоретического и действительного расхода воздуха на горение топлива.
- 16.3. Количество продуктов сгорания топлива.

Тема 17. Компрессорные установки.

- 17.1. Объемный компрессор.
- 17.2. Лопаточный компрессор.

Тема 18. Вопросы экологии при использовании теплоты.

- 18.1. Токсичные газы продуктов сгорания.
- 18.2. Воздействия токсичных газов.
- 18.3. Последствия "парникового" эффекта.

Литература

Раздел I. Техническая термодинамика

Тема 1. Введение. Основные понятия и определения.

1.1 Введение

Теплотехника – наука, которая изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин, аппаратов и устройств. Теплота используется во всех областях деятельности человека. Для установления наиболее рациональных способов его использования, анализа экономичности рабочих процессов тепловых установок и создания новых, наиболее совершенных типов тепловых агрегатов необходима разработка теоретических основ теплотехники. Различают два принципиально различных направления использования теплоты – *энергетическое* и *технологическое*. При энергетическом использовании, теплота преобразуется в механическую работу, с помощью которой в генераторах создается электрическая энергия, удобная для передачи на расстояние. Теплоту при этом получают сжиганием топлива в котельных установках или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. При технологическом - теплота используется для направленного изменения свойств различных тел (расплавления, затвердевания, изменения структуры, механических, физических, химических свойств). Количество производимых и потребляемых энергоресурсов огромно. По данным Минтопэнерго РФ и фирмы "Shell" [3] динамика производства первичных энергоресурсов даны в таблице 1.1.

Таблица 1.1.

Вид энергоресурсов	Годы				
	1980	1985	1990	1994	1995
Нефть, Мт, в мире	2922	2652	3022	3264	-
Россия	547	542	518	317,8	306,7
Газ, Гм ³ , в мире	1620	1981	2413	2250	-
Россия	252	462	641	607,3	595,4
Уголь, Мт, в мире	3249	3808	3935	4163	-
Россия	391	395	395	270,9	262,2
Э/энергия, ТДж, в мире	10712	11900	16498	18221	-
Россия	596,7	886,5	942,7	890,7	862
Итого, Мтут*, в мире	9451	10231	11692	12277	-
Россия	1430	1690	1430	1391	-

* тут – тонна условного топлива.

Таковыми теоретическими разделами являются техническая термодинамика и основы теории

теплообмена, в которых исследуются законы превращения и свойства тепловой энергии и процессы распространения теплоты.

Данный курс является общетехнической дисциплиной при подготовке специалистов технической специальности.

1.2. Термодинамическая система.

Техническая термодинамика (т/д) рассматривает закономерности взаимного превращения теплоты в работу. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми, механическими и химическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях.

Термодинамика базируется на двух основных законах (началах) термодинамики:

I закон термодинамики - закон превращения и сохранения энергии;

II закон термодинамики – устанавливает условия протекания и направленность макроскопических процессов в системах, состоящих из большого количества частиц.

Техническая т/д, применяя основные законы к процессам превращения теплоты в механическую работу и обратно, дает возможность разрабатывать теории тепловых двигателей, исследовать процессы, протекающие в них и т.п.

Объектом исследования является *термодинамическая система*, которой могут быть группа тел, тело или часть тела. То что находится вне системы называется *окружающей средой*. Т/д система это совокупность макроскопических тел, обменивающиеся энергией друг с другом и окружающей средой. Например: т/д система – газ, находящейся в цилиндре с поршнем, а окружающая среда – цилиндр, поршень, воздух, стены помещения.

Изолированная система - т/д система не взаимодействующая с окружающей средой.

Адиабатная (теплоизолированная) система – система имеет адиабатную оболочку, которая исключает обмен теплотой (теплообмен) с окружающей средой.

Однородная система – система, имеющая во всех своих частях одинаковый состав и физические свойства.

Гомогенная система – однородная система по составу и физическому строению, внутри которой нет поверхностей раздела (лед, вода, газы).

Гетерогенная система – система, состоящая из нескольких гомогенных частей (фаз) с различными физическими свойствами, отделенных одна от другой видимыми поверхностями раздела (лед и вода, вода и пар).

В тепловых машинах (двигателях) механическая работа совершается с помощью рабочих тел – газ, пар.

1.3. Параметры состояния.

Величины, которые характеризуют физическое состояние тела называются термодинамическими параметрами состояния. Такими параметрами являются удельный объем, абсолютное давление, абсолютная температура, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия, концентрация, теплоемкость и т.д. При отсутствии внешних силовых полей (гравитационного, электромагнитного и др.) термодинамическое состояние однофазного тела можно однозначно определить 3-мя параметрами – уд. объемом (v), температурой (T), давлением (P).

Удельный объем – величина, определяемая отношением объема вещества к его массе.

$$v = V / m, [m^3/kg], (1.1)$$

Плотность вещества – величина, определяемая отношением массы к объему вещества.

$$\rho = m / V, [kg/m^3], (1.2)$$

$$v = 1 / \rho; \rho = 1 / v; v \cdot \rho = 1. (1.3)$$

Давление – с точки зрения молекулярно-кинетической теории есть средний результат ударов молекул газа, находящихся в непрерывном хаотическом движении, о стенку сосуда, в котором заключен газ.

$$P = F / S ; [Па] = [Н/м^2] \quad (1.4)$$

Внесистемные единицы давления:

$$1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па} = 1 \text{ мм.водн.ст.}$$

$$1 \text{ ат. (техн.атмосфера)} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98,1 \text{ кПа.}$$

$$1 \text{ атм. (физическая атмосфера)} = 101,325 \text{ кПа} = 760 \text{ мм.рт.ст.}$$

$$1 \text{ ат.} = 0,968 \text{ атм.}$$

$$1 \text{ мм.рт.ст.} = 133,32 \text{ Па.}$$

$$1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 100 \text{ кПа} = 10^5 \text{ Па.}$$

Различают *избыточное* и *абсолютное* давление.

Избыточное давление ($P_{и}$) – разность между давлением жидкости или газа и давлением окружающей среды.

Абсолютное давление (P) – давление отсчитываемое от абсолютного нуля давления или от абсолютного вакуума. Это давление является т/д параметром состояния.

Абсолютное давление определяется:

1). При давлении сосуда больше атмосферного:

$$P = P_{и} + P_{о} ; \quad (1.5)$$

2). При давлении сосуда меньше атмосферного:

$$P = P_{о} + P_{в} ; \quad (1.6)$$

где $P_{о}$ – атмосферное давление;

$P_{в}$ – давление вакуума.

Температура – характеризует степень нагретости тел, представляет собой меру средней кинетической энергии поступательного движения его молекул. Чем больше средняя скорость движения, тем выше температура тела.

За т/д параметр состояния системы принимают *термодинамическую температуру* (T), т.е. *абсолютную* температуру. Она всегда положительна, При температуре абсолютного нуля ($T=0$) тепловые движения прекращаются и эта температура является началом отсчета абсолютной температуры.

1.4. Уравнение состояния и термодинамический процесс.

Основные т/д параметры состояния P , v , T однородного тела зависят друг от друга и взаимно связаны между собой определенным математическим уравнением, который называется уравнением состояния:

$$f(P, v, T) = 0 . \quad (1.7)$$

Равновесным состоянием называется состояние тела, при котором во всех его точках объема P , v и T и все другие физические свойства одинаковы.

Совокупность изменений состояния т/д системы при переходе из одного состояния в другое называется т/д процессом. Т/д процессы бывают равновесные и неравновесные.

Если процес проходит через равновесные состояния, то он называется равновесным. В реальных случаях все процессы являются неравновесными.

Если при любом т/д процессе изменение параметра состояния не зависит от вида процесса, а определяется начальным и конечным состоянием, то параметры состояния называются функцией состояния. Такими параметрами являются внутренняя энергия, энтальпия, энтропия и т.д.

Интенсивные параметры – это параметры не зависящие от массы системы (давление, температура).

Аддитивные (экстенсивные) параметры – параметры, значения которых пропорциональны массе системы (Объем, энергия, энтропия и т.д.).

Тема 2. Первый закон термодинамики.

2.1. Теплота и работа.

Тела, участвующие при протекании т/д процесса обмениваются энергией. Передача энергии от одного тела к другому происходит двумя способами.

1-й способ реализуется при непосредственном контакте тел, имеющих различную температуру, путем обмена кинетической энергией между молекулами соприкасающихся тел либо лучистым переносом внутренней энергии излучающих тел путем э/м волн. При этом энергия передается от более нагретого к менее нагретому.

Количество энергии, переданной 1-м способом от одного тела к другому, называется количеством теплоты – Q [Дж], а способ – передача энергии в форме теплоты.

2-й способ связан с наличием силовых полей или внешнего давления. Для передачи энергии этим способом тело должно либо передвигаться в силовом поле, либо изменять свой объем под действием внешнего давления. То есть передачи энергии происходит при условии перемещения всего тела или его части в пространстве. При этом количество переданной энергии называется работой – L [Дж], а способ передача энергии в форме работы.

Количество энергии, полученное телом в форме работы называется работой совершенной над телом, а отданную энергию – затраченной телом работой.

Количество теплоты, полученное (отданное) телом и работа, совершенная (затраченная) над телом, зависят от условий перехода тела из начального состояния в конечное, т.е. зависят от характера т/д процесса.

2.2. Внутренняя энергия.

В общем случае внутренней энергией называется совокупность всех видов энергий, заключенной в теле или системе тел. Эту энергию можно представить как сумму отдельных видов энергий: кинетической энергии молекул (поступательного и вращательного движения молекул); колебательного движения атомов в самой молекуле; энергии электронов; внутриядерной энергии; энергии взаимодействия между ядром молекулы и электронами; потенциальной энергии молекул.

В технической термодинамике рассматриваются только такие процессы, в которых изменяются кинетическая и потенциальная составляющие внутренней энергии. При этом знание абсолютных значений внутренней энергии не требуется. Поэтому внутренней энергией для идеальных газов называют кинетическую энергию движения молекул и энергию колебательных движений атомов в молекуле, а для реальных газов дополнительно включают потенциальную энергию молекул.

Внутренняя энергия (U) является функцией двух основных параметров состояния газа, т.е. $U = f(P, T)$, $U = f(v, T)$ $U = f(P, v)$. Каждому состоянию рабочего тела (системы) соответствует вполне определенное значение параметров состояния, то для каждого состояния газа будет характерна своя однозначная, вполне определенная величина внутренней энергии U . То есть U является функцией состояния газа. И разность внутренних энергий для двух каких-либо состояний рабочего тела или системы тел не будет зависеть от пути перехода от первого состояния во второе.

2.3. Первый закон термодинамики.

Первый закон термодинамики является основой термодинамической теории и имеет огромное прикладное значение при исследовании термодинамических процессов. Этот закон является законом сохранения и превращения энергии:

"Энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических процессах".

Для термодинамических процессов закон устанавливает взаимосвязь между теплотой, работой и изменением внутренней энергии т/д системы:

"Теплота, подведенная к системе, расходуется на изменение энергии системы и совершение работы".

Уравнение первого закона термодинамики имеет следующий вид:

$$Q = (U_2 - U_1) + L, \quad (2.1)$$

где Q - количества теплоты подведенная (отведенная) к системе;

L - работа, совершенная системой (над системой);

$(U_2 - U_1)$ - изменение внутренней энергии в данном процессе.

Если:

$Q > 0$ – теплота подводится к системе;

$Q < 0$ – теплота отводится от системы;

$L > 0$ – работа совершается системой;

$L < 0$ – работа совершается над системой.

Для единицы массы вещества уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = Q / m = (u_2 - u_1) + l. \quad (2.2)$$

В дальнейшем все формулы и уравнения будут даны в основном для единицы массы вещества.

1-й закон т/д указывает, что для получения полезной работы (L) в непрерывно действующем тепловом двигателе надо подводить (затрачивать) теплоту (Q).

"Двигатель, постоянно производящий работу и не потребляющий никакой энергии называется вечным двигателем I рода."

Из этого можно высказать следующее определение 1-го закона термодинамики:

"Вечный двигатель первого рода невозможен".

2.4. Теплоемкость газа.

Истинная теплоемкость рабочего тела определяется отношением количества подведенной (отведенной) к рабочему телу теплоты в данном т/д процессе к вызванному этим изменениям температуры тела.

$$C = dQ / dT, \quad [\text{Дж} / \text{K}]; \quad (2.3)$$

Теплоемкость зависит от внешних условий или характера процесса, при котором происходит подвот или отвод теплоты.

Различают следующие удельные теплоемкости:

$$\text{массовую} - c = C / m, \quad [\text{Дж} / \text{кг}]; \quad (2.4)$$

$$\text{молярную} - c_\mu = C / \nu, \quad [\text{Дж} / \text{моль}], \quad (2.5)$$

где ν - количества вещества [моль];

$$\text{объемную} - c' = C / V = c \cdot \rho, \quad [\text{Дж} / \text{м}^3], \quad (2.6)$$

где $\rho = m / V$ - плотность вещества.

Связь между этими теплоемкостями:

$$c = c' \cdot \nu = c_\mu / \mu,$$

где $v = V/m$ - удельный объем вещества, [м³/кг];

$\mu = m / \nu$ – молярная (молекулярная) масса, [кг/моль].

Теплоемкость газов в большой степени зависит от тех условий, при которых происходит процесс их нагревания или охлаждения. Различают теплоемкости при постоянном давлении (изобарный) и при постоянном объеме (изохорный).

Таким образом различают следующие удельные теплоемкости:

c_p, c_v – массовые изобарные и изохорные теплоемкости;

$c_{p\mu}, c_{v\mu}$ – молярные изобарные и изохорные теплоемкости;

c_p, c_v – объемные изобарные и изохорные теплоемкости.

Между изобарными и изохорными теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$c_p - c_v = R \text{ - уравнение Майера; (2.7)}$$

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = R_\mu \text{ . (2.8)}$$

Теплоемкость зависит от температуры, которые даются в справочных литературах в виде таблицы как средние теплоемкости в интервале температур от 0 до t_x . Для определения средней теплоемкости в интервале температур от t_1 до t_2 можно использовать следующую формулу:

$$c|_{t_1}^{t_2} = (c|_{t_2}^{t_2} t_2 - c|_{t_1}^{t_1} t_1) / (t_2 - t_1) \text{ . (2.9)}$$

2.5. Универсальное уравнение состояния идеального газа.

Идеальным газом называется такой газ, у которого отсутствуют силы взаимного притяжения и отталкивания между молекулами и пренебрегают размерами молекул. Все реальные газы при высоких температурах и малых давлениях можно практически считать как идеальные газы.

Уравнение состояния как для идеальных, как и для реальных газов описываются тремя параметрами по уравнению (1.7).

Уравнение состояния идеального газа можно вывести из молекулярно-кинетической теории или из совместного рассмотрения законов Бойля-Мариотта и Гей-Люссака.

Это уравнение было выведено в 1834 г. французским физиком Клапейроном и для 1 кг массы газа имеет вид:

$$P \cdot v = R \cdot T \text{ , (2.10)}$$

где: R - газовая постоянная и представляет работу 1 кг газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус.

Уравнение (2.7) называют термическим уравнением состояния или характеристическим уравнением.

Для произвольного количества газа массой m уравнение состояния будет:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \text{ . (2.11)}$$

В 1874 г. Д.И.Менделеев основываясь на законе Дальтона ("*В равных объемах разных идеальных газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, содержится одинаковое количество молекул*") предложил универсальное уравнение состояния для 1 кг газа, которую называют *уравнением Клапейрона-Менделеева*:

$$P \cdot v = R_\mu \cdot T / \mu \text{ , (2.12)}$$

где: μ - молярная (молекулярная) масса газа, (кг/кмоль);

$R_{\mu} = 8314,20$ Дж/кмоль ($8,3142$ кДж/кмоль) - *универсальная газовая постоянная* и представляет работу 1 кмоль идеального газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус.

Зная R_{μ} можно найти газовую постоянную $R = R_{\mu}/\mu$.

Для произвольной массы газа уравнение Клапейрона-Менделеева будет иметь вид:

$$P \cdot V = m \cdot R_{\mu} \cdot T / \mu . \quad (2.13)$$

2.6. Смесь идеальных газов.

Газовой смесью понимается смесь отдельных газов, вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый газ (компонент) в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси.

Парциальное давление – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси.

Газовая смесь подчиняется *закону Дальтона*:

|| *Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений* || *отдельных газов, составляющих смесь.*

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i , \quad (2.14)$$

где $P_1, P_2, P_3 \dots P_n$ – парциальные давления.

Состав смеси задается объемными, массовыми и мольными долями, которые определяются соответственно по следующим формулам:

$$r_1 = V_1 / V_{см} ; r_2 = V_2 / V_{см} ; \dots r_n = V_n / V_{см} , \quad (2.15)$$

$$g_1 = m_1 / m_{см} ; g_2 = m_2 / m_{см} ; \dots g_n = m_n / m_{см} , \quad (2.16)$$

$$r_1 = v_1 / v_{см} ; r_2 = v_2 / v_{см} ; \dots r_n = v_n / v_{см} , \quad (2.17)$$

где $V_1 ; V_2 ; \dots V_n ; V_{см}$ – объемы компонентов и смеси;

$m_1 ; m_2 ; \dots m_n ; m_{см}$ – массы компонентов и смеси;

$v_1 ; v_2 ; \dots v_n ; v_{см}$ – количество вещества (киломолей)

компонентов и смеси.

Для идеального газа по *закону Дальтона*:

$$r_1 = r'_1 ; r_2 = r'_2 ; \dots r_n = r'_n . \quad (2.18)$$

Так как $V_1 + V_2 + \dots + V_n = V_{см}$ и $m_1 + m_2 + \dots + m_n = m_{см}$,

$$\text{то } r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1 , \quad (2.19)$$

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1 . \quad (2.20)$$

Связь между объемными и массовыми долями следующее:

$$g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{см} ; g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{см} ; \dots g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{см} , \quad (2.21)$$

где: $\mu_1, \mu_2, \dots \mu_n, \mu_{см}$ – молекулярные массы компонентов и смеси.

Молекулярная масса смеси:

$$\mu_{см} = \mu_1 r_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n . \quad (2.22)$$

Газовая постоянная смеси:

$$\begin{aligned} R_{см} &= g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n = \\ &= R_{\mu} (g_1 / \mu_1 + g_2 / \mu_2 + \dots + g_n / \mu_n) = \\ &= 1 / (r_1 / R_1 + r_2 / R_2 + \dots + r_n / R_n) . \end{aligned} \quad (2.23)$$

Удельные массовые теплоемкости смеси:

$$c_{p см.} = g_1 c_{p 1} + g_2 c_{p 2} + \dots + g_n c_{p n} . \quad (2.24)$$

$$c_{v см.} = g_1 c_{v 1} + g_2 c_{v 2} + \dots + g_n c_{v n} . \quad (2.25)$$

Удельные молярные (молекулярные) теплоемкости смеси:

$$c_{p \mu см.} = r_1 c_{p \mu 1} + r_2 c_{p \mu 2} + \dots + r_n c_{p \mu n} . \quad (2.26)$$

$$c_{v \mu см.} = r_1 c_{v \mu 1} + r_2 c_{v \mu 2} + \dots + r_n c_{v \mu n} . \quad (2.27)$$

Тема 3. Второй закон термодинамики.

3.1. Основные положения второго закона термодинамики.

Первый закон термодинамики утверждает, что теплота может превращаться в работу, а работа в теплоту и не устанавливает условий, при которых возможны эти превращения. Превращение работы в теплоту происходит всегда полностью и безусловно. Обратный процесс превращения теплоты в работу при непрерывном её переходе возможен только при определенных условиях и не полностью. Теплота сама собой может переходить от более нагретых тел к холодным. Переход теплоты от холодных тел к нагретым сама собой не происходит. Для этого нужно затратить дополнительную энергию.

Таким образом для полного анализа явления и процессов необходимо иметь кроме первого закона термодинамики еще дополнительную закономерность. Этим законом является *второй закон термодинамики*. Он устанавливает, возможен или невозможен тот или иной процесс, в каком направлении протекает процесс, когда достигается термодинамическое равновесие и при каких условиях можно получить максимальную работу.

Формулировки второго закона термодинамики.

Для существования теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий источник и холодный источник (окружающая среда). Если тепловой двигатель работает только от одного источника то он называется вечным двигателем 2-го рода.

1 формулировка (Оствальда):

| **"Вечный двигатель 2-го рода невозможен"**.

Вечный двигатель 1-го рода это тепловой двигатель, у которого $L > Q_1$, где Q_1 - подведенная теплота. Первый закон термодинамики "позволяет" возможность создать тепловой двигатель полностью превращающий подведенную теплоту Q_1 в работу L , т.е. $L = Q_1$. Второй закон накладывает более жесткие ограничения и утверждает, что работа должна быть меньше подведенной теплоты ($L < Q_1$) на величину отведенной теплоты – Q_2 , т.е. $L = Q_1 - Q_2$.

Вечный двигатель 2-го рода можно осуществить, если теплоту Q_2 передать от холодного источника к горячему. Но для этого теплота самопроизвольно должна перейти от холодного тела к горячему, что невозможно. Отсюда следует 2-я формулировка (Клаузиуса):

|| **"Теплота не может самопроизвольно переходить от более холодного тела к более нагретому"**.

Для работы теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий и холодный. 3-я формулировка (Карно):

|| **"Там где есть разница температур, возможно совершение работы"**.

Все эти формулировки взаимосвязаны, из одной формулировки можно получить другую.

3.2. Энтропия.

Одним из функций состояния термодинамической системы является энтропия. Энтропией называется величина определяемая выражением:

$$dS = dQ / T. \text{ [Дж/К]} \quad (3.1)$$

или для удельной энтропии:

$$ds = dq / T. \text{ [Дж/(кг·К)]} \quad (3.2)$$

Энтропия есть однозначная функция состояния тела, принимающая для каждого состояния вполне определенное значение. Она является экстенсивным (зависит от массы

вещества) параметром состояния и в любом термодинамическом процессе полностью определяется начальным и конечным состоянием тела и не зависит от пути протекания процесса.

Энтропию можно определить как функцию основных параметров состояния:

$$S = f_1(P, V) ; S = f_2(P, T) ; S = f_3(V, T) ; (3.3)$$

или для удельной энтропии:

$$s = f_1(P, v) ; s = f_2(P, T) ; s = f_3(v, T) ; (3.4)$$

Так как энтропия не зависит от вида процесса и определяется начальными и конечными состояниями рабочего тела, то находят только его изменение в данном процессе, которые можно найти по следующим уравнениям:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1) ; (3.5)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) ; (3.6)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(P_2/P_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) . (3.7)$$

Если энтропия системы возрастает ($\Delta s > 0$), то системе подводится тепло.

Если энтропия системы уменьшается ($\Delta s < 0$), то системе отводится тепло.

Если энтропия системы не изменяется ($\Delta s = 0, s = \text{Const}$), то системе не подводится и не отводится тепло (адиабатный процесс).

3.3. Цикл и теоремы Карно.

Циклом Карно называется круговой цикл, состоящий из 2-х изотермических и из 2-х адиабатных процессов. Обратимый цикл Карно в p, v - и T, s - диаграммах показан на рис.3.1.

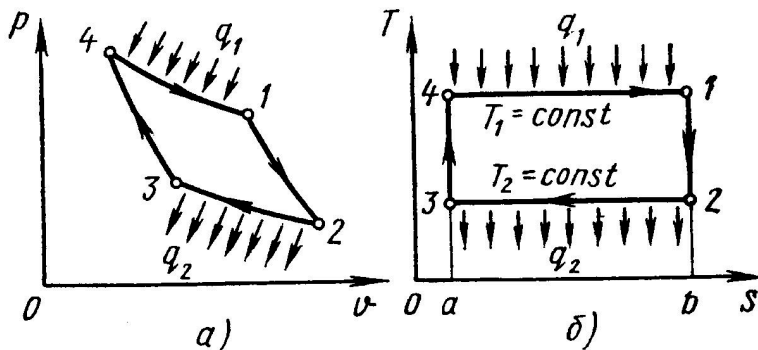


Рис. 3.1. Обратимый цикл Карно в p, v - (а) и T, s - (б) диаграммах

1-2 – обратимое адиабатное расширение при $s_1 = \text{Const}$. Температура уменьшается от T_1 до T_2 .

2-3 – изотермическое сжатие, отвод теплоты q_2 к холодному источнику от рабочего тела.

3-4 – обратимое адиабатное сжатие при $s_2 = \text{Const}$. Температура повышается от T_3 до T_4 .

4-1 – изотермическое расширение, подвод теплоты q_1 к горячего источника к рабочему телу.

Основной характеристикой любого цикла является *термический коэффициент полезного действия* (т.к.п.д.).

$$\eta_t = L_{\text{ц}} / Q_{\text{ц}} , (3.8)$$

или

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1 .$$

Для обратимого цикла Карно т.к.п.д. определяется по формуле:

$$\eta_{\text{тк}} = (T_1 - T_2) / T_1 . \quad (3.9)$$

Отсюда следует 1-я теорема Карно:

|| "Термический к.п.д. обратимого цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела и определяется только температурами источников".

Виз сравнения произвольного обратимого цикла и цикла Карно вытекает 2-я теорема Карно:

|| "Обратимый цикл Карно является наивыгоднейшим циклом в || заданном интервале температур"

Т.е. т.к.п.д. цикла Карно всегда больше т.к.п.д. произвольного цикла:

$$\eta_{\text{тк}} > \eta_t . \quad (3.10)$$

Тема 4. Термодинамические процессы.

4.1. Метод исследования т/д процессов.

Как сказано выше первый закон т/д устанавливает взаимосвязь между количеством теплоты, внутренней энергией и работой. При этом, количество теплоты подводимое к телу или отводимое от тела зависит от характера процесса.

К основным т/д процессам относятся: изохорный, изотермический, изобарный и адиабатный.

Для всех этих процессов устанавливается общий метод исследования, который заключается в следующем:

- выводится уравнение процесса кривой Pυ и TS – диаграммах;
- устанавливается зависимость между основными параметрами рабочего тела в начале и конце процесса;
- определяется изменение внутренней энергии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta u = c_{\text{vm}|0}^{t_2} \cdot t_2 - c_{\text{vm}|0}^{t_1} \cdot t_1 . \quad (4.1)$$

или при постоянной теплоемкости $\Delta U = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1)$; (4.2)

вычисляется работа: $L = P \cdot (V_2 - V_1)$; (4.3)

определяется количество теплоты, участвующее в процессе:

$$q = c_x \cdot (t_2 - t_1); \quad (4.4)$$

определяется изменение энтальпии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta i = (i_2 - i_1) = c_{\text{pm}|0}^{t_2} \cdot t_2 - c_{\text{pm}|0}^{t_1} \cdot t_1, \quad (4.5)$$

или при постоянной теплоемкости: $\Delta i = c_p \cdot (t_2 - t_1)$; (4.6)

определяется изменение энтропии:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1) ; \quad (4.7)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) ; \quad (4.8)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) . \quad (4.9)$$

Все процессы рассматриваются как обратимые.

4.2. Изопроцессы идеального газа.

1). Изохорный процесс (Рис.4.1).

$$v = \text{Const}, v_2 = v_1. (4.10)$$

Уравнение состояния процесса:

$$P_2 / P_1 = T_2 / T_1. (4.11)$$

Так как $v_2 = v_1$, то $l = 0$ и уравнение 1-го закона т/д имеет вид:

$$q = \Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1); (4.12)$$

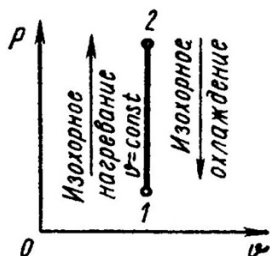


Рис. 4.1. Изохорный процесс

2). Изобарный процесс (Рис.4.2).

$$P = \text{Const}, P_2 = P_1$$

Уравнение состояния процесса:

$$v_2 / v_1 = T_2 / T_1, (4.13)$$

Работа этого процесса:

$$l = P \cdot (v_2 - v_1). (4.14)$$

Уравнение 1-го закона т/д имеет вид:

$$q = \Delta u + l = c_p \cdot (t_2 - t_1); (4.15)$$

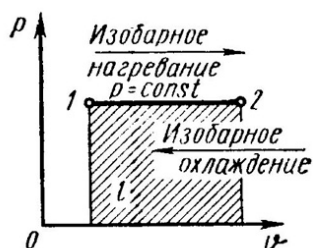


Рис. 4.2. Изобарный процесс идеального газа

3). Изотермический процесс (Рис.4.3).

$$T = \text{Const}, T_2 = T_1$$

Уравнение состояния:

$$P_1 / P_2 = v_2 / v_1, (4.16)$$

Так как $T_2 = T_1$, то $\Delta u = 0$ и уравнение 1-го закона т/д будет иметь вид:

$$q = l = R \cdot T \cdot \ln(v_2 / v_1), (4.17)$$

$$\text{или } q = l = R \cdot T \cdot \ln(P_1 / P_2), (4.18)$$

где $R = R_u / \eta$ – газовая постоянная [Дж/(кг·К)].

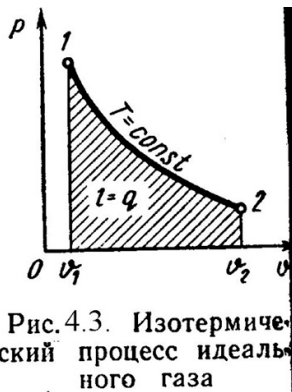


Рис.4.3. Изотермический процесс идеального газа

4). Адиабатный процесс (Рис.4.4).

В данном процессе не подводится и не отводится тепло, т.е. $q = 0$.

Уравнение состояния:

$$P \cdot v^\lambda = \text{Const}, \quad (4.19)$$

где $\lambda = c_p / c_v$ – показатель адиабаты.

Уравнение 1-го закона т/д будет иметь вид:

$$l = -\Delta u = -c_v \cdot (t_2 - t_1) = c_v \cdot (t_1 - t_2), \quad (4.20)$$

или

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (\lambda - 1); \quad (4.21)$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (v_1/v_2)^{\lambda-1}] / (\lambda - 1); \quad (4.22)$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(\lambda-1)/\lambda}] / (\lambda - 1). \quad (4.23)$$

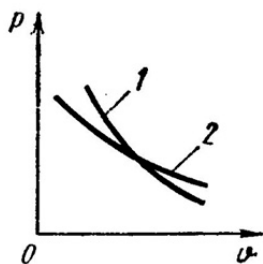


Рис. 4.4. Взаимное расположение адиабаты и изотермы идеального газа в p -, v -диаграмме

4.3. Политропный процесс.

Политропным процессом называется процесс, все состояния которого удовлетворяются условию:

$$P \cdot v^n = \text{Const}, \quad (4.24)$$

где n – показатель политропы, постоянная для данного процесса.

Изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный процессы являются частными случаями политропного процесса (Рис.4.5):

при $n = \pm \infty$ $v = \text{Const}$, (изохорный),

$n = 0$ $P = \text{Const}$, (изобарный),

$n = 1$ $T = \text{Const}$, (изотермический),

$n = \lambda$ $P \cdot v = \text{Const}$, (адиабатный).

Работа политропного процесса определяется аналогично как при адиабатном процессе:

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (n - 1); \quad (4.25)$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (v_1/v_2)^{n-1}] / (n - 1); \quad (4.26)$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(n-1)/n}] / (n - 1). \quad (4.27)$$

Теплота процесса:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1), \quad (4.28)$$

где $c_n = c_v \cdot (n - \lambda) / (n - 1)$ – массовая теплоемкость (4.29) политропного процесса.

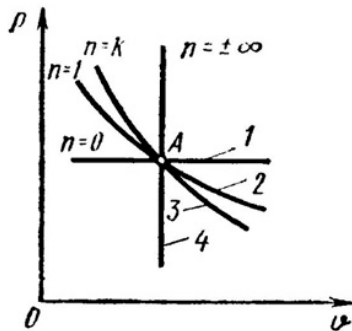


Рис. 4.5. Политропные процессы идеального газа;

1 — изобара, 2 — изотерма, 3 — адиабата, 4 — изохора

Тема 5. Термодинамика потока.

5.1. Первый закон термодинамики для потока.

На практике при рассмотрении рабочих процессов машин, аппаратов и устройств, встречаются задачи изучения закономерностей движения рабочих тел (газов, пара и жидкостей).

Уравнение 1-го закона термодинамики для потока газа при следующих допущениях:

- движение газа по каналу установившееся и неразрывное;
- скорости по сечению, перпендикулярному оси канала, постоянны;
- пренебрегается трение частичек газа друг другу и о стенки канала;
- изменение параметров по сечению канала мало по сравнению их абсолютными значениями,

имеет вид:

$$q = \Delta u + \Delta e + I_{\text{прот.}} + I_{\text{техн.}}, \quad (5.1)$$

где $\Delta e = (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1)$ – изменение энергии системы, состоящий из изменения кинетической и потенциальной энергий;

w_1, w_2 – скорости потока в начале и в конце канала;

z_1, z_2 – высота положения начала и конца канала.

1. $I_{\text{прот.}} = P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1$ – работа проталкивания, затрачиваемая на движения потока;
2. $I_{\text{техн.}}$ – техническая (полезная) работа (турбины, компрессора, насоса, вентилятора и т.д.).
- 3.

$$q = (u_2 - u_1) + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1) + P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1 + l_{\text{техн.}} \quad (5.2)$$

Введем понятия энтальпии, который обозначим через величину:

$$h = u + P \cdot x, \quad (5.3)$$

$$h_2 = u_2 + P_2 \cdot v_2; \quad h_1 = u_1 + P_1 \cdot v_1. \quad (5.4)$$

Тогда уравнение 1-го закона термодинамики для потока газа будет иметь вид:

$$q = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1) + l_{\text{техн.}} \quad (5.5)$$

5.2. Критическое давление и скорость. Сопло Лавала.

Если перемещение газа по каналу происходит его расширение с уменьшением давления и увеличением скорости, то такой канал называется соплом.

Если в канале происходит сжатие рабочего тела с увеличением его давления и уменьшением скорости, то такой канал называют диффузором.

В каналах при небольшой разности давлений газа и внешней среды скорость течения рабочего тела достаточно большая. В большинстве случаев длина канала небольшая и процесс теплообмена между стенкой и газом незначителен, поэтому процесс истечения газа можно считать адиабатным.

Скорость истечения (на выходе канала) определяется из уравнения:

$$w = w_2 = v \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \quad (5.6)$$

или

$$w = v \sqrt{2\gamma/(\gamma - 1) \cdot P_1 \cdot x_1 [1 - (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}]}. \quad (5.7)$$

Массовый секундный расход газа, [кг/с]:

$$m = f \cdot w / x_2, \quad (5.8)$$

где: f – площадь сечения канала на выходе.

Так как процесс истечения адиабатный, то:

$$m = f \cdot v \sqrt{2\gamma/(\gamma - 1) \cdot P_1 / x_1 \cdot [(P_2/P_1)^{2/\gamma} - (P_2/P_1)^{(\gamma+1)/\gamma}]}. \quad (5.9)$$

Массовый секундный расход идеального газа зависит от площади выходного канала, начального состояния газа и степени его расширения.

Критическим давлением называется такое давление на выходном сечении канала, при котором достигается максимальный расход газа и определяется следующим выражением:

$$P_K = P_2 = \beta_K \cdot P_1, \quad (5.10)$$

где: $P_K = (2/(\gamma + 1))^{\gamma/(\gamma-1)}$.

для одноатомных газов: $\gamma = 1,66$ $\theta \beta_K = 0,49$;

для двухатомных газов: $\gamma = 1,4$ $\theta \beta_K = 0,528$;

для трехатомных газов: $\gamma = 1,3$ $\theta \beta_K = 0,546$.

Критической скоростью называется скорость газа в выходном сечении канала, при давлении равном или меньшем критического - P_K .

$$w_K = v \sqrt{2\gamma/(\gamma + 1) \cdot P_1 \cdot x_1}. \quad (5.11)$$

Критическая скорость зависит при истечении идеального газа только от начальных параметров, его природы и равна скорости звука газа (a) при критических параметрах.

$$w_K = a = v \sqrt{\gamma \cdot P_K \cdot x_K}. \quad (5.12)$$

Комбинированное сопло Лавала предназначено для использования больших перепадов давления и для получения скоростей истечения, превышающих критическую или

скорость звука. Сопло Лавала состоит из короткого суживающегося участка и расширяющейся конической насадки (Рис.5.1). Опыты показывают, что угол конусности расширяющейся части должен быть равен $\alpha = 8-12^\circ$. При больших углах наблюдается отрыв струи от стенок канала.

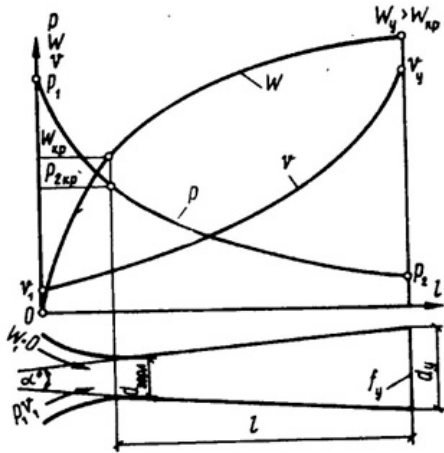


Рис. 5.1. Графики изменения ρ , ω , v при истечении через комбинированное сопло

Скорость истечения и секундный расход идеального газа определяются по формулам (5.7) и (5.9).

Длину расширяющейся части сопла можно определить по уравнению:

$$l = (D - d) / 2 \cdot \text{tg}(\varphi/2), \quad (5.13)$$

где: φ - угол конусности сопла;

D - диаметр выходного отверстия;

d - диаметр сопла в минимальном сечении.

5.3. Дросселирование.

Дросселированием называется явление, при котором пар или газ переходит с высокого давления на низкое без совершения внешней работы и без подвода или отвода теплоты. Такое явление происходит в трубопроводе, где имеется место сужения проходного канала (Рис.5.2). При таком сужении, вследствие сопротивлений, давление за местом сужения - P_2 , всегда меньше давления перед ним - P_1 .

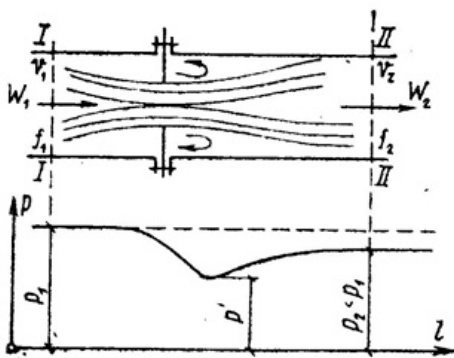


Рис. 5.2. К вопросу о дросселировании газов

Любой кран, вентиль, задвижка, клапан и прочие местные сопротивления, уменьшающие

проходное сечение трубопровода, вызывают дросселирования газа или пара, следовательно падения давления. В большинстве случаев это явление приносит безусловный вред. Но иногда оно является необходимым и создается искусственно (регулирование паровых двигателей, в холодильных установках, в приборах для измерения расхода газа и т.д.).

При прохождении газа через отверстие, кинетическая энергия газа и его скорость в узком сечении возрастают, что сопровождается падением температуры и давления.

Газ, протекая через отверстие, приходит в вихревое движение. Часть его кинетической энергии затрачивается на образование этих вихрей и превращается в теплоту. Кроме того, в теплоту превращается и работа, затраченная на преодоление сопротивлений (трение). Вся эта теплота воспринимается газом, в результате чего температура его изменяется (уменьшается или увеличивается).

В отверстие скорость газа увеличивается. За отверстием газ опять течет по полному сечению и скорость его вновь понижается. А давление увеличивается, но до начального значения оно не поднимается; некоторое изменение скорости произойдет в связи с увеличением удельного объема газа от уменьшения давления.

Дросселирование является необратимым процессом, при котором происходит увеличение энтропии и уменьшение работоспособности рабочего тела.

Уравнением процесса дросселирования является следующее уравнение:

$$i_1 = i_2 \quad (5.14)$$

Это равенство показывает, что энтальпия в результате дросселирования не изменяется и справедливо только для сечений, достаточно удаленных от сужения.

Для идеальных газов энтальпия газа является однозначной функцией температуры.

Отсюда следует, что при дросселировании идеального газа его температура не изменяется ($T_1 = T_2$).

При дросселировании реальных газов энтальпия газа остается постоянной, энтропия и объем увеличиваются, давление падает, а температура изменяется (увеличивается, уменьшается или остается неизменной).

Изменение температуры жидкостей и реальных газов при дросселировании называется *эффектом Джоуля-Томсона*. Для идеального газа эффект Джоуля-Томсона равен нулю.

Различают *дифференциальный температурный эффект*, когда давление и температура изменяются на бесконечно малую величину, и *интегральный температурный эффект*, при котором давление и температура изменяются на конечную величину.

Дифференциальный температурный эффект обозначается - б:

$$\alpha = (\partial T / \partial P)_i \quad (5.15)$$

Интегральный температурный эффект определяется из следующего уравнения:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \int [T \cdot (\partial v / \partial T)_p - v] / c_p dP \quad (5.16)$$

Для реальных газов $\Delta T \neq 0$ и может иметь положительный или отрицательный знак.

Состояние газа, при котором температурный эффект меняет свой знак, называется *точкой инверсии*, а температура, соответствующая этой точке, называется *температурой инверсии* - $T_{инв}$.

$$T_{инв} = v \cdot (\partial T / \partial v)_p \quad (5.17)$$

Тема 6. Реальные газы. Водяной пар. Влажный воздух.

6.1. Свойства реальных газов.

Реальные газы отличаются от идеальных газов тем, что молекулы этих газов имеют объемы и связаны между собой силами взаимодействия, которые уменьшаются с увеличением расстояния между молекулами. При практических расчетах различных свойств реальных газов наряду с уравнением состояния применяется отношение $P \cdot v / (R \cdot T) = c$, которая называется коэффициентом сжимаемости.

Так как для идеальных газов при любых условиях $P \cdot v = R \cdot T$, то для этих газов $c = 1$. Тогда величина коэффициента сжимаемости выражает отклонение свойств реального газа от свойств идеального. Величина c для реальных газов в зависимости от давления и температуры может принимать значения больше или меньше единицы и только при малых давлениях и высоких температурах она практически равна единице. Тогда реальные газы можно рассматривать как идеальные.

В связи с отличием свойств реального газа от свойств идеального газа нужно иметь новые уравнения состояния, которые связывали бы значения P , v , T и давали бы возможность рассчитывать некоторые свойства газов для разных условий. Были предложены многочисленное число различных уравнений состояния реальных газов, но ни одно из них не решает проблему для общего случая. Развитие кинетической теории газов, позволило установить точное уравнение состояния реальных газов в виде:

$$P \cdot v = R \cdot [1 - \sum v / (v + 1) \cdot B_i / v^i]. \quad (6.1)$$

B_i – вириальные коэффициенты, выражаются через потенциальную энергию взаимодействия молекул данного газа и температуру T .

Однако это уравнение в общем виде не может быть использовано для непосредственных расчетов реальных газов. Для отдельных частных случаев получены расчетные уравнения того или иного реального газа. Из-за сложности вычисления вириальных коэффициентов обычно ограничиваются расчетом первых двух коэффициентов. Тогда расчетное уравнение имеет вид:

$$P \cdot v = R \cdot (1 - A/v - B/v^2), \quad (6.2)$$

где A и B – первый и второй вириальные коэффициенты, являющиеся функцией только температуры.

При расчете свойств многих реальных газов уравнения такого типа получили большое распространение.

6.2. Уравнения состояния реального газа.

Наиболее простым и качественно верно отображающим поведение реального газа, является уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$(P + a/v^2) \cdot (v - b) = R \cdot T. \quad (6.3)$$

a , b – постоянные величины, первая учитывает силы взаимодействия, вторая учитывает размер молекул.

a/v^2 – характеризует добавочное давление, под которым находится реальный газ вследствие сил сцепления между молекулами и называется внутренним давлением. Для жидких тел это давление имеет большие значения (например, для воды при 20°C

составляет 1050 Мпа), а для газов из-за малых сил сцепления молекул оно очень мало. Поэтому внешнее давление, под которым находится жидкость, оказывает ничтожное влияние на её объем, и жидкость считают несжимаемой. В газах в виду малости значения a/v^2 внешнее давление легко изменяет их объем.

Уравнение Ван-дер-Ваальса качественно верно отображает поведение жидких и газообразных веществ, для двухфазных состояний оно неприменимо.

На PV – диаграмме (рис.6.1) показаны изотермы построенные по уравнению Ван-дер-Ваальса. Из кривых видно, что при сравнительно низких температурах имеются волнообразные участки. Чем выше температура, тем короче эти части кривых. Эти волнообразные кривые указывают на непрерывный переход от жидкого состояния в парообразное при данной температуре. Точка А соответствует состоянию жидкости, точка В относится парообразному состоянию вещества.

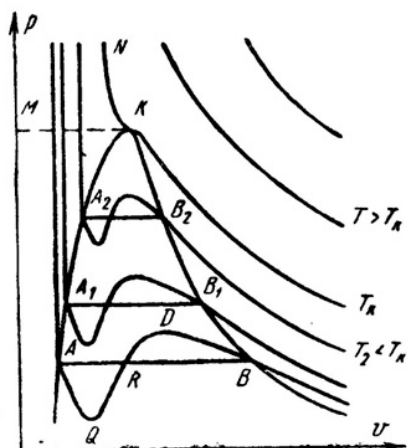


Рис. 6.1.

В действительности переход из жидкого состояния в парообразное всегда происходит через двухфазное состояние вещества. При этом при данной температуре процесс перехода происходит также и при постоянном давлении. Этот действительный переход из жидкого состояния в парообразное изображается прямой линией АВ.

Практически для особо чистых веществ возможно осуществление участков волнообразной кривой АQ и DB. В первом случае имеют место неустойчивые состояния перегретой жидкости, а во втором – переохлажденного пара.

При определенной температуре изотерма уравнения Ван-дер-Ваальса не будет иметь волнообразного участка (точка К). Эту температуру называют критической. Если соединить точки А₁, А₂, А₃ ... и В₁, В₂, В₃ ... получим кривую похожую на параболу. Кривая АК называется нижней пограничной кривой и соответствует в состоянии кипения жидкости. Кривая KB называется верхней пограничной кривой и соответствует состояния сухого насыщенного пара.

Таким образом, для реального вещества PV – диаграмму можно разбить на 3 области:

- 1 - область жидкого состояния, расположена левее нижней пограничной кривой;
- 2 - область двухфазных состояний (влажный пар), расположена между нижней и верхней пограничной кривой);
- 3 – область перегретого пара, расположена правее верхней пограничной кривой и выше критической точки. Условно область жидкости ограничивают сверху линией KM – критическая изобара.

Критическую температуру Д.И.Менделеев называл абсолютной температурой кипения, при которой поверхностное натяжение в жидкости становится равным нулю, т.е. исчезает различие между жидкостью и парообразным состоянием вещества (насыщенным паром).

Связь между критическими параметрами и постоянными уравнения Ван-дер-Ваальса:

$$T_k = 8 \cdot a / (27 \cdot R \cdot b) ; P_k = a / (27 \cdot b^2) ; (6.4)$$

$$a = (27 \cdot R^2 \cdot T_k^3) / (64 \cdot P_k) ; b = (27 \cdot R \cdot T_k) / (8 \cdot P_k) . (6.5)$$

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

М.П.Вукалович и И.И.Новиков в 1939 г. предложили новое универсальное уравнение состояния реальных газов с учетом ассоциации и диссоциации их молекул, который имеет следующий вид:

$$(P + a/v^2) \cdot (v - b) = R \cdot T (1 - C / (v \cdot T^{(3+2m)/2})) , (6.6)$$

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

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

6.3. Понятия о водяном паре.

Одним из распространенным рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах, в атомных установках, теплоносителем в различных теплообменниках является водяной пар.

Пар - газообразное тело в состоянии, близкое к кипящей жидкости.

Парообразование – процесс превращения вещества из жидкого состояния в парообразное.

Испарение – парообразование, происходящее всегда при любой температуре с поверхности жидкости.

При некоторой определенной температуре, зависящей от природы жидкости и давления, под которым она находится, начинается парообразование во всей массе жидкости. Этот процесс называется кипением.

Обратный процесс парообразования называется конденсацией. Она также протекает при постоянной температуре.

Процесс перехода твердого вещества непосредственно в пар называется сублимацией.

Обратный процесс перехода пара в твердое состояние называется десублимацией.

При испарении жидкости в ограниченном пространстве (в паровых котлах) одновременно происходит обратное явление – конденсация пара. Если скорость конденсации станет равной скорости испарения, то наступает динамическое равновесие. Пар в этом случае имеет максимальную плотность и называется насыщенным паром.

Если температура пара выше температуры насыщенного пара того же давления, то такой пар называется перегретым. Разность между температурой перегретого пара и температурой насыщенного пара того же давления называется степенью перегрева. Так как удельный объем перегретого пара больше удельного объема насыщенного пара, то плотность перегретого пара меньше плотности насыщенного пара. Поэтому перегретый пар является ненасыщенным паром.

В момент испарения последней капли жидкости в ограниченном пространстве без изменения температуры и давления образуется сухой насыщенный пар. Состояние такого пара определяется одним параметром - давлением.

Механическая смесь сухого и мельчайших капелек жидкости называется влажным паром.

Массовая доля сухого пара во влажном паре называется степенью сухости – x .

$$x = m_{сп} / m_{вп} , (6.7)$$

$m_{сп}$ - масса сухого пара во влажном;

$m_{вп}$ - масса влажного пара.

Массовая доля жидкости во влажном паре называется степенью влажности – y .

$$y = 1 - x . (6.8)$$

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

6.4. Характеристики влажного воздуха.

Атмосферный воздух, в основном состоящий из кислорода, азота, углекислого газа, содержит всегда некоторое количество водяного пара.

Смесь сухого воздуха и водяного пара называется *влажным воздухом*.

Влажный воздух при данном давлении и температуре может содержать разное количество водяного пара. Если смесь состоит из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, то его называют *насыщенным влажным воздухом*. В этом случае во влажном воздухе находится максимально возможное для данной температуры количество водяного пара. При охлаждении этого воздуха, будет происходить конденсация водяного пара. Парциальное давление водяного пара в этой смеси равно давлению насыщения при данной температуре.

Если влажный воздух содержит при данной температуре водяной пар в перегретом состоянии, то он будет называться *ненасыщенным*. Так как в нем находится не максимально возможное для данной температуры количество водяного пара, то он способен к дальнейшему увлажнению. Поэтому такой воздух используют в качестве сушильного агента в различных сушильных установках.

По закону Дальтона общее давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара, входящих в его состав:

$$P = P_B + P_{II} , (6.9)$$

где: P_B – парциальное давление сухого воздуха;

P_{II} - парциальное давление водяного пара.

Максимальное значение P_{II} при данной температуре влажного воздуха t представляет собой давление насыщенного водяного пара - P_H .

Для нахождения парциального давления пара пользуются специальным прибором – гигрометром. С помощью этого прибора определяют точку росы, т.е. температуру (t_p), до которой нужно охладить при постоянном давлении воздух, чтобы он стал насыщенным. Зная точку росы, можно по таблицам определить парциальное давление пара в воздухе как давление насыщения (P_H), соответствующее точки росы t_p .

Абсолютной влажностью воздуха называется количество водяных паров, находящихся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре воздуха – t_n .

Отношение абсолютной влажности ненасыщенного воздуха при данной температуре к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре называется относительной влажностью воздуха

$$\varphi = c_{II} / c_H \text{ или } \varphi = c_{II} / c_H \cdot 100\% , (6.10)$$

Для сухого воздуха $\varphi = 0$, для ненасыщенного $\varphi < 1$, для насыщенного $\varphi = 1(100\%)$.

Если водяной пар считать как идеальный газ, то по закону Бойля-Мариотта отношение плотностей можно заменить отношением давлений. Тогда:

$$\varphi = \rho_{II} / \rho_H \text{ или } \varphi = P_{II} / P_H \cdot 100\% . (6.11)$$

Плотность влажного воздуха складывается из масс, содержащихся в 1 м^3 сухого воздуха и водяных паров:

$$\rho = \rho_B + \rho_{II} = P_B / (R_B \cdot T) + \varphi / v'' . (6.12)$$

Молекулярная масса влажного воздуха определяют по формуле:

$$\mu = 28,95 - 10,934\varphi P_H / P (6.13)$$

Значения P_H и v'' при температуре воздуха t берутся из таблицы водяного пара, φ – по данным психрометра, P – по барометру.

Влагосодержание – представляет собой отношение массы пара к массе сухого воздуха:

$$d = M_{\text{П}} / M_{\text{В}}, \quad (6.14)$$

где: $M_{\text{П}}$, $M_{\text{В}}$ – соответственно массы пара и сухого воздуха во влажном воздухе.

Связь между влагосодержанием с относительной влажностью:

$$d = 0,622 \varphi \cdot P_H / (P - \varphi \cdot P_H). \quad (6.15)$$

Газовая постоянная:

$$R = 8314/M = 8314/(28,95 - 10,934 \cdot \mu \cdot P_H/P). \quad (6.16)$$

Объем влажного воздуха, приходящегося на 1 кг сухого воздуха:

$$V_{\text{ВЛ.В}} = R \cdot T/P. \quad (6.17)$$

Удельный объем влажного воздуха:

$$v = V_{\text{ВЛ.В}}/(1 + d). \quad (6.17)$$

Удельная массовая теплоемкость паровоздушной смеси:

$$c_{\text{см}} = c_{\text{В}} + d \cdot c_{\text{П}}. \quad (6.18)$$

Тема 7. Термодинамические циклы.

7.1. Циклы паротурбинных установок (ПТУ).

Паротурбинная установка является основой современных тепловых и атомных электростанций. Рабочим телом в таких установках является пар какой-либо жидкости (водяной пар). Основным циклом в паротурбинной установке является цикл Ренкина. Принципиальная схема ПТУ показана на рис.7.1 и процесс получения работы происходит в следующем образом. В паровом котле (1) и в перегревателе (2) теплота горения топлива передается воде. Полученный пар поступает в турбину (3), где происходит преобразование теплоты в механическую работу, а затем в электрическую энергию в электрогенераторе (4). Отработанный пар поступает в конденсатор (5), где отдает теплоту охлаждающей воде. Полученный конденсат насосом (6) отправляется в питательный бак (7), откуда питательным насосом (8) сжимается до давления, равного в котле, и подается через подогреватель (9) в паровой котел (1).

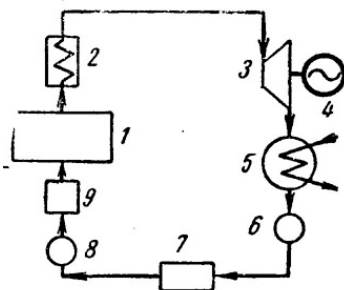


Рис. 7.1.

Рассмотрим цикл Ренкина на насыщенном паре. Схема установки отличается от предыдущей тем, что в данном случае будет отсутствовать перегреватель. Поэтому на турбину будет поступать насыщенный пар. На рис.7.2,а изображен цикл Ренкина в TS-диаграмме.

Процессы:

- 3-1 – подвод теплоты от источника в воде q_1 , состоит из двух процессов: 3-3' - кипение воды в котле;
- 3'-1 – испарение воды в пар при постоянном давлении;
- 1-2 – в турбине пар расширяется адиабатически;
- 2-2' - пар конденсируется и отдает тепло q_2 охлаждающей воде;
- 2'-3 – конденсат адиабатически сжимается.

Термический к.п.д. цикла Ренкина определяется по уравнению:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 \cdot (7.1)$$

Так как: $q_1 = h_1 - h_3$; $q_2 = h_2 - h_2'$,

то

$$\eta_t = [(h_1 - h_2) - (h_3 - h_2')] / (h_1 - h_3) = l / q_1. (7.2)$$

Полезная работа цикла равна разности работ турбины и насоса:

$$l = l_T - l_H ,$$

где: $l_T = h_1 - h_2$, $l_H = h_3 - h_2'$.

В основном $l_T \gg l_H$, тогда считая $h_3 = h_2'$, можно записать:

$$\eta_t = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_3) \cdot (7.3)$$

Теоретическая мощность турбины рассчитывают по формуле:

$$N_T = (h_1 - h_2) \cdot D / 3600 , [Вт] (7.4)$$

где: $D = 3600 \cdot m$ – часовой расход, [кг/ч]

m – секундный расход, [кг/с]

Цикл Ренкина на перегретом паре применяется для увеличения термического к.п.д. цикла ПТУ. Для этого перед турбиной ставят перегреватель 2 (Рис.7.1), который увеличивает температуру и давление пара. При этом возрастает средняя температура подвода теплоты в цикле. Диаграмма цикла показана на рис.7.2,б Формулы расчета l , η_t , N_T остаются без изменений.

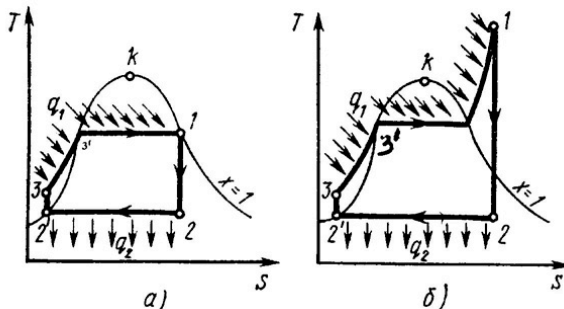


Рис. 7.2. Цикл Ренкина на насыщенном (а) и перегретом (б) паре

7.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания подразделяют на три группы:

- с подводом теплоты при постоянном объеме (карбюраторные ДВС);
- с подводом теплоты при постоянном давлении (компрессорные дизели);
- со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме (безкомпрессорные дизели);

Основными характеристиками или параметрами любого цикла теплового двигателя являются следующие безразмерные величины:

степень сжатия (отношение удельных объемов рабочего тела в начале и конце сжатия)

$$\varepsilon = v_1 / v_2, \quad (7.5)$$

степень повышения давления (отношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты)

$$\lambda = P_3 / P_2, \quad (7.6)$$

степень предварительного расширения или степень изобарного расширения (отношение удельных объемов в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты)

$$\rho = v_3 / v_2. \quad (7.7)$$

1). Рассмотрим цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме на примере четырехтактного двигателя.

Диаграмма реального двигателя представлена на рис.7.3.

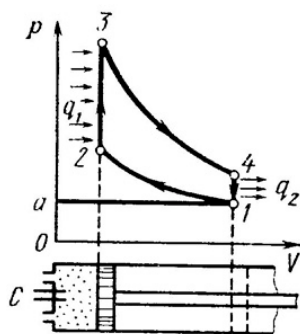


Рис. 7.3. Цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме

а-1 (1 такт) – в цилиндр через всасывающий клапан поступает смесь воздуха и паров горючего (нетермодинамичемкий процесс);

1-2 (2 такт) – адиабатное сжатие (повышается температура);

2-3 – сгорание горючей смеси, давление быстро возрастает при постоянном объеме (подвод теплоты q_1);

3-4 (3 такт) – адиабатное расширение (рабочий процесс, совершается полезная работа);

4-а – открывается выхлопной клапан и отработанные газы покидают цилиндр давление цилиндра падает (отводится тепло q_2).

1-а (4 такт) – выталкивание оставшихся в цилиндре газов.

Затем процесс повторяется.

Описанный процесс является необратимым (наличие трения, химической реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен при конечной разности температур и т.п.).

Для анализа теории тепловых машин термодинамика рассматривает идеальные циклы обратимые циклы. Диаграмма идеального процесса двигателя внутреннего сгорания показана на рис.7.4.

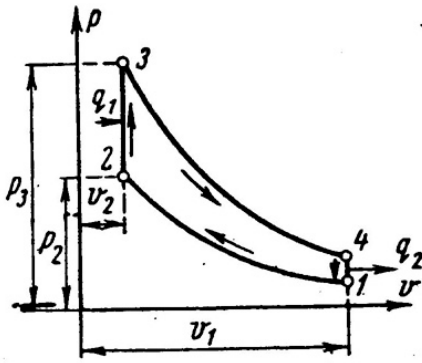


Рис. 7.4.

Из этой диаграммы выводится формула для термического к.п.д. цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, который имеет следующий вид:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^\gamma, \quad (7.8)$$

где: ε – степень сжатия (основной показатель работы двигателя, чем выше ε , тем выше экономичность ДВС);

γ – показатель адиабаты.

2). Идеальный цикл ДВС со смещанным подводом теплоты при постоянном объеме (безкомпрессорные дизели). Диаграмма цикла показана на рис.7.5.

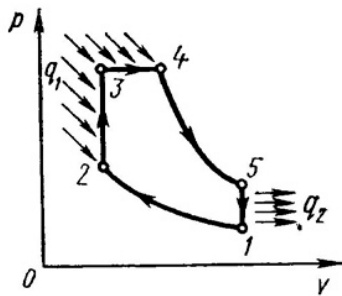


Рис. 7.5. Цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты

1-2 - чистый воздух с температурой T_1 сжимается до температуры T_2 , которая больше температуры воспламенения топлива. В этот момент в цилиндр через форсунки под давлением впрыскивается топливо.

2-3 – горючая смесь самовоспламеняется и к рабочему телу подводится тепло q_1' , давление повышается до P_3 .

3-4 – поршень перемещается обратно, поступление и сгорание топлива продолжается при постоянном давлении и подводится тепло q_1'' .

4-5 – поршень продолжает перемещаться в нижнюю мертвую точку, давление падает (адиабатное расширение);

5-1 – процесс отвода теплоты q_2 при постоянном объеме (через выпускной клапан покидают отработанные газы).

Термический к.п.д. цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - (\lambda \cdot \rho^\gamma - 1) / \varepsilon^{\gamma-1} \cdot [(\lambda - 1) + \gamma \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]. \quad (7.9)$$

Цикл двигателей с подводом теплоты при постоянном давлении широкое применение не нашли, так как у этих циклов очень большой коэффициент сжатия.

7.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ).

Основными недостатками поршневых двигателей внутреннего сгорания являются ограниченность их мощности и невозможность адиабатного расширения рабочего тела до атмосферного давления, которые отсутствуют в газотурбинных установках. ГТУ рабочим телом являются продукты сгорания жидкого или газообразного топлива.

На рис.7.6 дана схема простейшей газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении. Топливным насосом 5 и компрессором 4 топливо и воздух через форсунки 6 и 7 поступают в камеру сгорания 1. Из камеры продукты сгорания направляются в комбинированные сопла 2, где они расширяются, и поступают на лопатки газовой турбины 3.

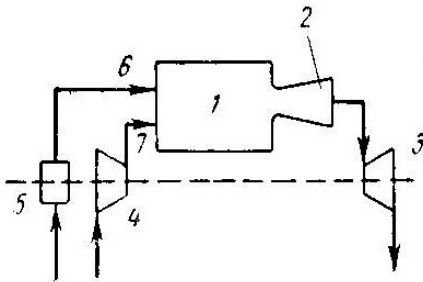


Рис. 7.6.

На рис.7.7 и рис.7.8 представлены идеальный цикл ГТУ на PV и TS диаграммах.

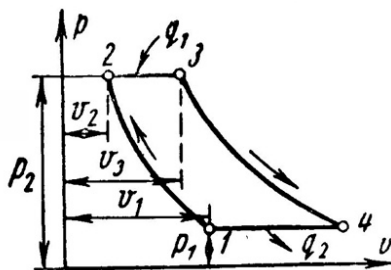


Рис. 7.7.

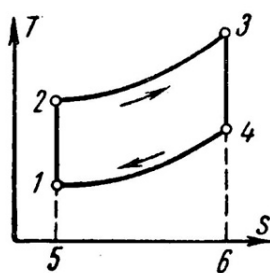


Рис. 7.8.

1-2 - адиабатное сжатие до давления P_2 ;

2-3 – подвод теплоты q_1 при постоянном давлении P_2 (сгорание топлива);

3-4 – адиабатное расширение до первоначального давления P_1 ;

4-1 – охлаждение рабочего тела при постоянном давлении P_1 (отвод теплоты q_2);

Характеристиками цикла являются:

степень повышения давления - $\lambda = P_2 / P_1$;

степень изобарного расширения - $\rho = v_3 / v_2$.

Работа турбины:

$$l_T = h_3 - h_4 . \quad (7.10)$$

Работа компрессора:

$$l_n = h_2 - h_1 . (7.11)$$

Полезная работа ГТУ равна разности работ турбины и компрессора:

$$L_{ГТУ} = l_t - l_k . (7.12)$$

Термический к.п.д. цикла ГТУ имеет вид:

$$\eta_t = 1 - 1/\lambda^{(\gamma-1)/\gamma} . (7.13)$$

Теоретическая мощность газовой турбины, компрессора и установки (ГТУ):

$$N_t = l_t \cdot D/3600 = (h_3 - h_4) \cdot D/3600 , (7.14)$$

$$N_k = l_k \cdot D/3600 = (h_2 - h_1) \cdot D/3600 , (7.15)$$

$$N_{ГТУ} = l_{ГТУ} \cdot D/3600 = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \cdot D/3600 . (7.16)$$

Действительный цикл ГТУ отличается от теоретического наличием потерь на трение и вихреобразование в турбине и компрессоре. Эффективными методами повышения экономичности газотурбинных установок являются: регенерация теплоты, ступенчатое сжатие и расширение рабочего тела и пр.

Раздел II. Основы теории теплообмена.

Тема 8. Основные понятия и определения.

Теория теплообмена изучает процессы распространения теплоты в твердых, жидких и газообразных телах. Перенос теплоты может передаваться тремя способами:

- теплопроводностью;
- конвекцией;
- излучением (радиацией).

Процесс передачи теплоты теплопроводностью происходит при непосредственном контакте тел или частицами тел с различными температурами и представляет собой молекулярный процесс передачи теплоты. При нагревании тела, кинетическая энергия его молекул возрастает и частицы более нагретой части тела, сталкиваясь с соседними молекулами, сообщают им часть своей кинетической энергии.

Конвекция – это перенос теплоты при перемещении и перемешивании всей массы неравномерно нагретых жидкости или газа. При этом, перенос теплоты зависит от скорости движения жидкости или газа прямо пропорционально. Этот вид передачи теплоты сопровождается всегда теплопроводностью. Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется конвективным теплообменом.

В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют конвективной теплоотдачей или просто теплоотдачей.

Процесс передачи теплоты внутренней энергии тела в виде электромагнитных волн называется излучением (радиацией). Этот процесс происходит в три стадии: превращение части внутренней энергии одного из тел в энергию электромагнитных волн, распространение э/м волн в пространстве, поглощение энергии излучения другим телом. Совместный теплообмен излучением и теплопроводностью называют радиационно-кондуктивным теплообменом.

Совокупность всех трех видов теплообмена называется сложным теплообменом.

Процессы теплообмена могут происходить в различных средах: чистых веществах и разных смесях, при изменении и без изменения агрегатного состояния рабочих сред и т.д. В зависимости от этого теплообмен протекает по разному и описывается различными уравнениями.

Процесс переноса теплоты может сопровождаться переносом вещества (массообмен).

Например испарение воды в воздух, движение жидкостей или газов в трубопроводах и т.п. и т.д. Тогда процесс теплообмена усложняется, так как теплота дополнительно переносится с массой движущегося вещества.

Тема 9. Теплопроводность.

9.1. Температурное поле. Уравнение теплопроводности.

Будем рассматривать только однородные и изотропные тела, т.е. такие тела, которые обладают одинаковыми физическими свойствами по всем направлениям. При передаче теплоты в твердом теле, температура тела будет изменяться по всему объему тела и во времени. Совокупность значений температуры в данный момент времени для всех точек изучаемого пространства называется температурным полем:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (9.1)$$

где: t – температура тела;
 x, y, z - координаты точки;
 τ - время.

Такое температурное поле называется *нестационарным* $\partial t / \partial \tau \neq 0$, т.е. соответствует неустановившемуся тепловому режиму теплопроводности

Если температура тела функция только координат и не изменяется с течением времени, то температурное поле называется *стационарным*:

$$t = f(x, y, z), \quad \partial t / \partial \tau = 0 \quad (9.2)$$

Уравнение двумерного температурного поля:

для нестационарного режима:

$$t = f(x, y, \tau); \quad \partial t / \partial z = 0 \quad (9.3)$$

для стационарного режима:

$$t = f(x, y), \quad \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau = 0 \quad (9.4)$$

Уравнение одномерного температурного поля:

для нестационарного режима:

$$t = f(x, \tau); \quad \partial t / \partial y = \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau \neq 0 \quad (9.5)$$

для стационарного режима:

$$t = f(x); \quad \partial t / \partial y = \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau = 0 \quad (9.6)$$

Изотермической поверхностью называется поверхность тела с одинаковыми температурой.

Рассмотрим две изотермические поверхности (Рис.9.1) с температурами t и $t + \Delta t$

Градиентом температуры называют предел отношения изменения температуры Δt к расстоянию между изотермами по нормали Δn , когда стремится к нулю:

$$\text{grad}t = |\mathbf{grad}t| = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} [\Delta t / \Delta n]_{\Delta n \rightarrow 0} = \partial t / \partial n \quad (9.7)$$

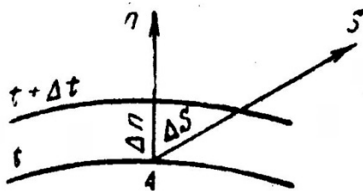


Рис. 9.1.

Температурный градиент-это вектор, направленной по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной температуры t по нормали n :

$$\mathbf{grad}t = \partial t / \partial n \mathbf{n}_0, \quad (9.7^*)$$

где: \mathbf{n}_0 – единичный вектор.

Количество теплоты, проходящее через изотермическую поверхность F в единицу времени называется *тепловым* потоком – Q , [Вт=Дж/с].

Тепловой поток, проходящий через единицу площади называют *плотностью теплового потока* – $q = Q / F$, [Вт/м²]

Для твердого тела уравнение теплопроводности подчиняется *закону Фурье*:

||Тепловой поток, передаваемая теплопроводностью,|| пропорциональна градиенту температуры и площади сечения, ||перпендикулярного направлению теплового потока.

$$Q = -\lambda \cdot F \cdot \partial t / \partial n, \quad (9.8)$$

или

$$\mathbf{q} = -\lambda \cdot \partial t / \partial n \cdot \mathbf{n}_0 = -\lambda \cdot \mathbf{grad}t, \quad (9.9)$$

где: \mathbf{q} – вектор плотности теплового потока;
 λ – коэффициент теплопроводности, [Вт/(м·К)].

Численное значение вектора плотности теплового потока равна:

$$q = -\lambda \cdot \partial t / \partial n = -\lambda \cdot |\mathbf{grad}t|, \quad (9.10)$$

где: $|\mathbf{grad}t|$ – модуль вектора градиента температуры.

Коэффициент теплопроводности является физическим параметром вещества, характеризующим способность тела проводить теплоту, Она зависит от рода вещества, давления и температуры. Также на её величину влияет влажность вещества. Для большинства веществ коэффициент теплопроводности определяются опытным путем и для технических расчетов берут из справочной литературы.

Дифференциальное уравнение теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля имеет следующий вид:

$$, \quad (9.11)$$

где: $a = \lambda / (\rho \cdot c)$ – коэффициент температуропроводности [м²/с], характеризует скорость изменения температуры.

Для стационарной задачи, дифференциальное уравнение имеет вид:

$$. \quad (9.12)$$

9.2. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку.

1). Однородная плоская стенка (Рис.9.2.).

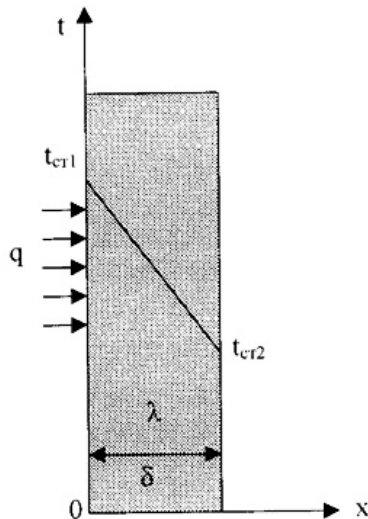


Рис.9.2. Однородная плоская стенка.

Температуры поверхностей стенки – t_{cr1} и t_{cr2} .

Плотность теплового потока:

$$q = -\lambda \cdot \partial t / \partial n = -\lambda \cdot \partial t / \partial x = -\lambda \cdot (t_{cr2} - t_{cr1}) / (x_{cr2} - x_{cr1}) \cdot$$

или

$$q = \lambda \cdot (t_{cr2} - t_{cr1}) / (x_{cr2} - x_{cr1}) \cdot \Delta t / \Delta x \quad (9.13)$$

- температурный напор;
- толщина стенки.

Тогда

$$q = \lambda/\delta \cdot (t_{ct1} - t_{ct2}) = \lambda/\delta \cdot \Delta t, \quad (9.14)$$

Если $R = \delta/\lambda$ - термическое сопротивление теплопроводности стенки $[(m^2 \cdot K)/W]$, то плотность теплового потока:

$$q = (t_{ct1} - t_{ct2})/R. \quad (9.15)$$

Общее количество теплоты, которое передается через поверхность F за время τ определяется:

$$Q = q \cdot F \cdot \tau = (t_{ct1} - t_{ct2})/R \cdot F \cdot \tau. \quad (9.16)$$

Температура тела в точке с координатой x находится по формуле:

$$t_x = t_{ct1} - (t_{ct1} - t_{ct2}) \cdot x / \delta. \quad (9.17)$$

2). Многослойная плоская стенка.

Рассмотрим 3-х слойную стенку (Рис.9.3). Температура наружных поверхностей стенок t_{ct1} и t_{ct2} , коэффициенты теплопроводности слоев $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, толщина слоев $\delta_1, \delta_2, \delta_3$.

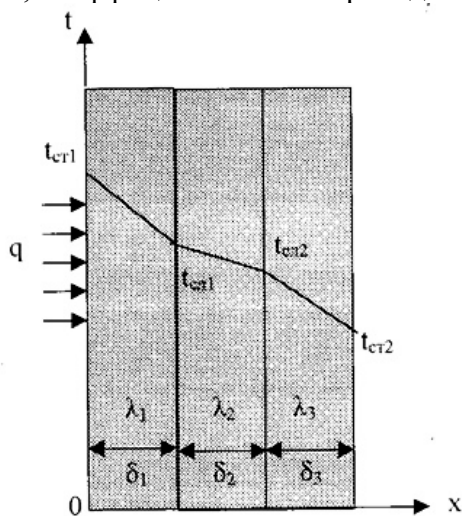


Рис.9.3. Многослойная плоская стенка.

Плотности тепловых потоков через каждый слой стенки:

$$q = \lambda_1/\delta_1 \cdot (t_{ct1} - t_{cл1}), \quad (9.18)$$

$$q = \lambda_2/\delta_2 \cdot (t_{cл1} - t_{cл2}), \quad (9.19)$$

$$q = \lambda_3/\delta_3 \cdot (t_{cл2} - t_{ct2}), \quad (9.20)$$

Решая эти уравнения, относительно разности температур и складывая, получаем:

$$q = (t_1 - t_4)/(\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3) = (t_{ct1} - t_{ct2})/R_o, \quad (9.21)$$

где: $R_o = (\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3)$ – общее термическое сопротивление теплопроводности многослойной стенки.

Температура слоев определяется по следующим формулам:

$$t_{cл1} = t_{ct1} - q \cdot (\delta_1/\lambda_1). \quad (9.22)$$

$$t_{cл2} = t_{cл1} - q \cdot (\delta_2/\lambda_2). \quad (9.23)$$

9.3. Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку.

1). Однородная цилиндрическая стенка.

Рассмотрим однородный однослойный цилиндр длиной l , внутренним диаметром d_1 и внешним диаметром d_2 (Рис.9.4).

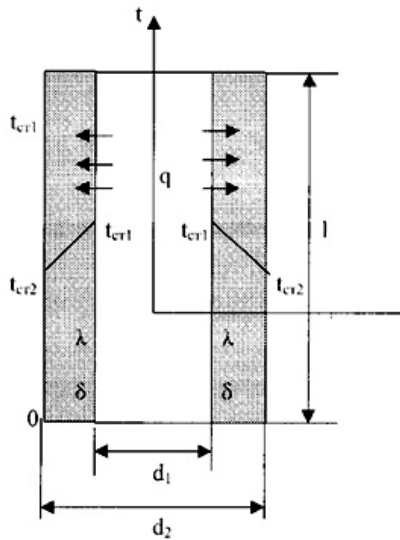


Рис.9.4. Однослойная цилиндрическая стенка.

Температуры поверхностей стенки t_{cr1} и t_{cr2} .

Уравнение теплопроводности по закону Фурье в цилиндрических координатах:

$$Q = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \quad (9.24)$$

или

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot l \cdot \Delta t / \ln(d_2/d_1), \quad (9.25)$$

где: $\Delta t = t_{cr1} - t_{cr2}$ – температурный напор;

λ – коэффициент теплопроводности стенки.

Для цилиндрических поверхностей вводят понятия тепловой поток единицы длины цилиндрической поверхности (*линейная плотность теплового потока*), для которой расчетные формулы будут:

$$q_l = Q/l = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \Delta t / \ln(d_2/d_1), \quad [\text{Вт/м}]. \quad (9.26)$$

Температура тела внутри стенки с координатой d_x :

$$t_x = t_{cr1} - (t_{cr1} - t_{cr2}) \cdot \ln(d_x/d_1) / \ln(d_2/d_1). \quad (9.27)$$

2). Многослойная цилиндрическая стенка.

Допустим цилиндрическая стенка состоит из трех плотно прилегающих слоев (Рис.9.5).

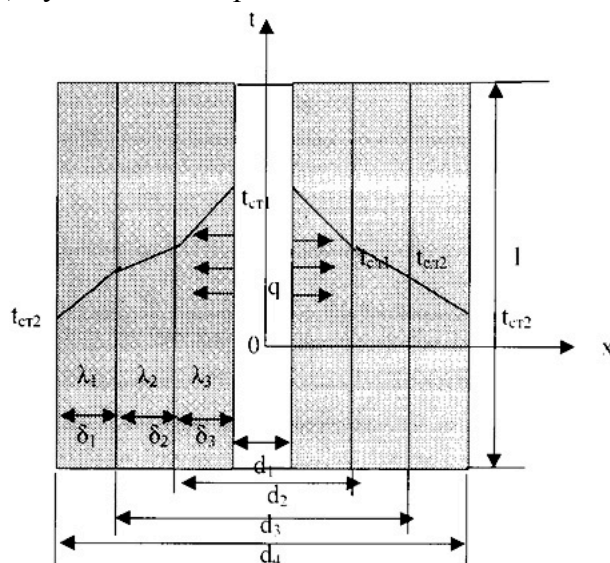


Рис.9.5. Многослойная цилиндрическая стенка.

Температура внутренней поверхности стенки $-t_{сr1}$, температура наружной поверхности стенки $-t_{сr2}$, коэффициенты теплопроводности слоев $-\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, диаметры слоев d_1, d_2, d_3, d_4 .

Тепловые потоки для слоев будут:

1-й слой

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_1 \cdot l \cdot (t_{сr1} - t_{сл1}) / \ln(d_2/d_1), \quad (9.28)$$

2-й слой

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2 \cdot l \cdot (t_{сл1} - t_{сл2}) / \ln(d_3/d_2), \quad (9.29)$$

3-й слой

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_3 \cdot l \cdot (t_{сл2} - t_{сr2}) / \ln(d_4/d_3), \quad (9.30)$$

Решая полученные уравнения, получаем для теплового потока через многослойную стенку:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{сr1} - t_{сr2}) / [\ln(d_2/d_1)/\lambda_1 + \ln(d_3/d_2)/\lambda_2 + \ln(d_4/d_3)/\lambda_3]. \quad (9.31)$$

Для линейной плотности теплового потока имеем:

$$q_l = Q/l = 2 \cdot \pi \cdot (t_1 - t_2) / [\ln(d_2/d_1)/\lambda_1 + \ln(d_3/d_2)/\lambda_2 + \ln(d_4/d_3)/\lambda_3]. \quad (9.32)$$

Температуру между слоями находим из следующих уравнений:

$$t_{сл1} = t_{сr1} - q_l \cdot \ln(d_2/d_1) / 2 \cdot \pi \cdot \lambda_1. \quad (9.33)$$

$$t_{сл2} = t_{сл1} - q_l \cdot \ln(d_3/d_2) / 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2. \quad (9.34)$$

9.4. Стационарная теплопроводность через шаровую стенку.

Пусть имеется полый шар (Рис.9.6) – внутренний диаметр d_1 , внешний диаметр d_2 , температура внутренней поверхности стенки $-t_{сr1}$, температура наружной поверхности стенки $-t_{сr2}$, коэффициент теплопроводности стенки $-\lambda$.

Уравнение теплопроводности по закону Фурье в сферических координатах:

$$Q = -\lambda \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \partial t / \partial r \quad (9.35)$$

или

$$Q = 4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \Delta t / (1/r_2 - 1/r_1) = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \Delta t / (1/d_1 - 1/d_2) = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \Delta t / (d_2 - d_1) = \pi \cdot \lambda \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \Delta t / \delta \quad (9.36)$$

где: $\Delta t = t_{сr1} - t_{сr2}$ – температурный напор;

δ – толщина стенки.

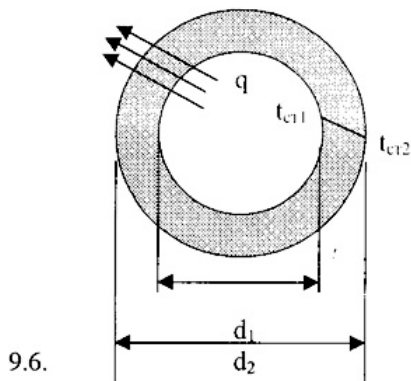


Рис.9.6. Однородная шаровая стенка.

Тема 10. Конвективный теплообмен.

10.1. Факторы, влияющие на конвективный теплообмен.

Конвективным теплообменом называется одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью.

В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют конвективной теплоотдачей или просто теплоотдачей.

Основными факторами, влияющими на процесс теплоотдачи являются следующие:

1). Природа возникновения движения жидкости вдоль поверхности стенки.

Самопроизвольное движение жидкости (газа) в поле тяжести, обусловленное разностью плотностей её горячих и холодных слоев, называют свободным движением (естественная конвекция).

Движение, создаваемое вследствие разности давлений, которые создаются насосом, вентилятором и другими устройствами, называется вынужденным (вынужденная конвекция).

2). Режим движения жидкости.

Упорядоченное, слоистое, спокойное, без пульсаций движение называется ламинарным.

Беспорядочное, хаотическое, вихревое движение называется турбулентным.

3). Физические свойства жидкостей и газов.

Большое влияние на конвективный теплообмен оказывают следующие физические параметры: коэффициент теплопроводности (λ), удельная теплоемкость (c), плотность (ρ), коэффициент температуропроводности ($a = \lambda/c_p \cdot \rho$), коэффициент динамической вязкости (μ) или кинематической вязкости ($\nu = \mu/\rho$), температурный коэффициент объемного расширения ($\beta = 1/T$).

4). Форма (плоская, цилиндрическая), размеры и положение поверхности (горизонтальная, вертикальная).

10.2. Закон Ньютона-Рихмана.

Процесс теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона-Рихмана, которая гласит, что количество теплоты, передаваемая конвективным теплообменом прямо пропорционально разности температур поверхности тела ($t_{ст}$) и окружающей среды ($t_{ж}$):

$$Q = \alpha \cdot (t_{ст} - t_{ж}) \cdot F, \quad (10.1)$$

или

$$q = \alpha \cdot (t_{ст} - t_{ж}), \quad (10.2)$$

где: коэффициент теплоотдачи [$Вт/(м^2К)$], характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена, включают в этот коэффициент теплоотдачи. Тогда коэффициент теплоотдачи является функцией этих параметров и можно записать эту зависимость в виде следующего уравнения:

$$\alpha = f_1(X; \Phi; l_0; x_c; y_c; z_c; w_0; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta), \quad (10.3)$$

где: X – характер движения среды (свободная, вынужденная);

Φ – форма поверхности;

l_0 – характерный размер поверхности (длина, высота, диаметр и т.д.);

$x_c; y_c; z_c$ – координаты;

w_0 – скорость среды (жидкость, газ);

$\theta = (t_{ст} - t_{ж})$ – температурный напор;

λ – коэффициент теплопроводности среды;

a – коэффициент температуропроводности среды;

c_p – изобарная удельная теплоемкость среды;
 ρ – плотность среды;
 ν – коэффициент кинематической вязкости среды;
 β – температурный коэффициент объемного расширения среды.

Уравнение (10.3) показывает, что коэффициент теплоотдачи величина сложная и для её определения невозможно дать общую формулу. Поэтому для определения коэффициента теплоотдачи применяют экспериментальный метод исследования.

Достоинством экспериментального метода является: достоверность получаемых результатов; основное внимание можно сосредоточить на изучении величин, представляющих наибольший практический интерес.

Основным недостатком этого метода является, что результаты данного эксперимента не могут быть использованы, применительно к другому явлению, которое в деталях отличается от изученного. Поэтому выводы, сделанные на основании анализа результатов данного экспериментального исследования, не допускают распространения их на другие явления. Следовательно, при экспериментальном методе исследования каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения.

10.3. Краткие сведения из теории подобия.

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему дифференциальных уравнений, состоящий из:

1). Уравнения энергии (закон сохранения энергии):

$$(10.4)$$

где: q_v - внутренний источник тепла.
или

$$, (10.5)$$

где:

$$; (10.6)$$

$$. (10.7)$$

2). Уравнения движения (импульса):

$$, (10.8)$$

или

$$. (10.9)$$

3). Уравнения неразрывности (закон сохранения массы):

$$. (10.10)$$

4). Уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды):

$$\alpha = -\lambda/\Delta t \cdot \partial t / \partial r_{n=0} . (10.11)$$

Данные уравнения записаны для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{Const}$).

Решение этих дифференциальных уравнений сложная и трудоемкая задача, и она возможна при ограниченных простых случаях. Поэтому при исследовании конвективного теплообмена применяют метод теории подобия.

Теория подобия – это наука о подобных явлениях. Подобными явлениями называются такие физические явления, которые одинаковы качественно по форме и по содержанию, т.е. имеют одну физическую природу, развиваются под действием одинаковых сил и описываются одинаковыми по форме дифференциальными уравнениями и краевыми условиями.

Обязательным условием подобия физических явлений должно быть геометрическое подобие систем, где эти явления протекают. Два физических явления будут подобны лишь в том случае, если будут подобны все величины, которые характеризуют их.

Для всех подобных систем существуют безразмерные комплексы величин, которые называются критериями подобия.

Основные положения теории подобия формулируют в виде 3-х теорем подобия.

1 теорема: Подобные явления имеют одинаковые критерии подобия.

2 теорема: Любая зависимость между переменными, характеризующая какие-либо явления, может быть представлена, в форме зависимости между критериями подобия, составленными из этих переменных, которая будет называться критериальным уравнением.

3 теорема: Два явления подобны, если они имеют подобные условия однозначности и численно одинаковые определяющие критерии подобия.

Условиями однозначности являются:

- наличие геометрического подобия систем;
- наличие одинаковых дифференциальных уравнений;
- существование единственного решения уравнения при заданных граничных условиях;
- известны численные значения коэффициентов и физических параметров.

10.4. Критериальные уравнения конвективного теплообмена.

Используя теорию подобия из системы дифференциальных уравнений 10.4, 10.9, 10.10 и 10.11 можно получить уравнение теплоотдачи (10.3) для конвективного теплообмена в случае отсутствия внутренних источников тепла в следующем критериальной форме:

$$Nu = f_2(X; \Phi; X_0; Y_0; Z_0; Re; Gr; Pr) , (10.12)$$

где: $X_0; Y_0; Z_0$ – безразмерные координаты;

$Nu = \alpha \cdot l_0 / \lambda$ - критерий Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью (газом);

$Re = w \cdot l_0 / \nu$ - критерий Рейнольдса, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);

$Gr = (\beta \cdot g \cdot l_0^3 \cdot \Delta t) / \nu^2$ - критерий Грасгофа, характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;

$Pr = \nu / a = (\mu \cdot c_p) / \lambda$ - критерий Прандтля, характеризует физические свойства жидкости (газа);

l_0 – определяющий размер (длина, высота, диаметр).

10.5. Расчетные формулы конвективного теплообмена.

Приведем некоторые основные расчетные формулы конвективного теплообмена (академика М.А.Михеева), которые даны для средних значений коэффициентов теплоотдачи по поверхности стенки.

1. Свободная конвекция в неограниченном пространстве.

а). Горизонтальная труба диаметром d при $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{жсд} < 10^8$.

$$Nu_{жсдср} = 0,5 \cdot (Gr_{жсд} \cdot Pr_{жсд})^{0,25} \cdot (Pr_{жсд} / Pr_{ст})^{0,25} \quad (10.13)$$

б). Вертикальная труба и пластина:

1). ламинарное течение - $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{жс} < 10^9$:

$$Nu_{жсдср} = 0,75 \cdot (Gr_{жсд} \cdot Pr_{жсд})^{0,25} \cdot (Pr_{жсд} / Pr_{ст})^{0,25} \quad (10.14)$$

2). турбулентное течение - $(Gr \cdot Pr)_{жс} > 10^9$:

$$Nu_{жсдср} = 0,15 \cdot (Gr_{жсд} \cdot Pr_{жсд})^{0,33} \cdot (Pr_{жсд} / Pr_{ст})^{0,25} \quad (10.15)$$

Здесь значения $Gr_{жсд}$ и $Pr_{жсд}$ берутся при температуре жидкости (газа), а $Pr_{ст}$ при температуре поверхности стенки.

Для воздуха $Pr_{жсд} / Pr_{ст} = 1$ и формулы (10.13-10.15) упрощаются.

2. Вынужденная конвекция.

Режим течения определяется по величине Re .

а). Течение жидкости в гладких трубах круглого сечения.

1). ламинарное течение – $Re < 2100$

$$Nu_{жсдср} = 0,15 \cdot Re_{жсд}^{0,33} \cdot Pr_{жсд}^{0,33} \cdot (Gr_{жсд} \cdot Pr_{жсд})^{0,1} \cdot (Pr_{жсд} / Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1 \quad (10.16)$$

где ε_1 - коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы и зависит от отношения длины трубы к его диаметру (l/d). Значения этого коэффициента представлена в таблице 10.1.

Таблица 10.1.

Значение ε_1 при ламинарном режиме.

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_1	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

2). переходной режим – $2100 < Re < 10^4$

$$Nu_{жсдср} = K_0 \cdot Pr_{жсд}^{0,43} \cdot (Pr_{жсд} / Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1 \quad (10.17)$$

Коэффициент K_0 зависит от критерия Рейнольдса Re и представлена в таблице 10.2.

Таблица 10.2.

Значение K_0 .

$Re \cdot 10^4$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
-----------------	-----	-----	-----	-----	-----	---	---	---	---	---	----

K_0	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3
-------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

3). турбулентное течение – $Re = 10^4$

$$Nu_{\text{ждср.}} = 0,021 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \cdot \varepsilon_1 \quad (10.18)$$

Таблица 10.3.

Значение ε_1 при турбулентном режиме.

l/d			
	$Re = 2 \cdot 10^3$	$Re = 2 \cdot 10^4$	$Re = 2 \cdot 10^5$
1	1,9	1,51	1,28
2	1,70	1,40	1,22
5	1,44	1,27	1,15
10	1,28	1,18	1,10
15	1,18	1,13	1,08
20	1,13	1,11	1,06
30	1,05	1,05	1,03
40	1,02	1,02	1,02
50	1,00	1,00	1,00

б). Обтекание горизонтальной поверхности.

1). ламинарное течение – $Re < 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{\text{ждср.}} = 0,66 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,5} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,33} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \quad (10.19)$$

2). турбулентное течение – $Re > 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{\text{ждср.}} = 0,037 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,5} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,33} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \quad (10.20)$$

в). Поперечное обтекание одиночной трубы (угол атаки $\varphi = 90^\circ$).

1). при $Re_{\text{жд}} = 5 - 10^3$

$$Nu_{\text{ждср.}} = 0,57 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,5} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,38} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \quad (10.21)$$

2). при $Re_{\text{жд}} = 10^3 - 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{\text{ждср.}} = 0,25 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,6} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,38} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \quad (10.22)$$

Тема 11. Тепловое излучение.

11.1. Общие сведения о тепловом излучении.

Лучистая энергия возникает за счет энергии других видов в результате сложных молекулярных и внутриатомных процессов. Природа всех лучей одинакова. Они представляют собой распространяющиеся в пространстве электромагнитные волны. Источником теплового излучения является внутренняя энергия нагретого тела. Количество лучистой энергии в основном зависит от физических свойств и температуры излучающего тела. Электромагнитные волны различаются между собой длиной волны. В зависимости от длины волны λ лучи обладают различными свойствами. Наименьшей длиной волны обладают космические лучи $\lambda = (0,1 - 10)^\circ\text{A}$ (где $^\circ\text{A}$ — ангстрем, единица длины, $1^\circ\text{A} = 10^{-10}\text{м}$). Гамма-лучи, испускаемые радиоактивными веществами, имеют длину волны до 10°A ; лучи Рентгена — $\lambda = (10-200)^\circ\text{A}$; ультрафиолетовые лучи — $\lambda = (200^\circ\text{A} - 0,4\text{ мк})$ (мк — микрон, $1\text{ мк} = 0,001\text{ мм}$), световые лучи — $\lambda = (0,4-0,8)\text{ мк}$, инфракрасные или тепловые лучи — $\lambda = (0,8 - 400)\text{ мк}$, радио или электромагнитные лучи — $\lambda > 400\text{ мк}$. Из всех лучей наибольший интерес для теплопередачи представляют тепловые лучи с $\lambda = (0,8 - 40)\text{ мк}$.

Лучеиспускание свойственно всем телам, и каждое из них излучает и поглощает энергию непрерывно, если температура его не равна 0°К . При одинаковых или различных температурах между телами, расположенными как угодно в пространстве, существует непрерывный лучистый теплообмен.

При температурном равновесии тел количество отдаваемой лучистой энергии будет равно количеству поглощаемой лучистой энергии. Спектр излучения большинства твердых и жидких тел непрерывен. Эти тела испускают лучи всех длин волн от малых до больших. Спектр излучения газов имеет линейчатый характер. Газы испускают лучи не всех длин волн. Такое излучение называется *селективным* (избирательным). Излучение газов носит объемный характер.

Суммарное излучение с поверхности тела по всем направлениям полусферического пространства и по всем длинам волн спектра называется *интегральным* или *полным лучистым потоком* (Q).

Интегральный лучистый поток, излучаемый единицей поверхности по всем направлениям, называется *излучательной способностью* тела и обозначается

$$E = dQ / dF, [\text{Вт}/\text{м}^2] \quad (11.1)$$

где dQ - элементарный лучистый поток, испускаемый элементом поверхности dF .

Каждое тело способно не только излучать, но и отражать, поглощать и пропускать через себя падающие лучи от другого тела. Если обозначить общее количество лучистой энергии, падающей на тело, через Q , то часть энергии, равная A , поглотится телом, часть, равная R , отразится, а часть, равная D , пройдет сквозь тело. Отсюда

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (11.2)$$

или

$$A + R + D = 1. \quad (11.3)$$

Величину A называют *коэффициентом поглощения*. Он представляет собой отношение поглощенной лучистой энергии ко всей лучистой энергии, падающей на тело. Величину R называют *коэффициентом отражения*. R есть отношение отраженной лучистой энергии ко всей падающей. Величину D называют *коэффициентом пропускания*. D есть отношение прошедшей сквозь тело лучистой энергии ко всей лучистой энергии, падающей на тело. Для большинства твердых тел, практически не пропускающих сквозь

себя лучистую энергию, $A + R = 1$.

Если поверхность поглощает все падающие на нее лучи, т. е. $A = 1$, $R = 0$ и $D = 0$, то такую поверхность называют *абсолютно черной*. Если поверхность отражает полностью все падающие на нее лучи, то такую поверхность называют *абсолютно белой*. При этом $R = 1$, $A = 0$, $D = 0$. Если тело *абсолютно прозрачно* для тепловых лучей, то $D = 1$, $R = 0$ и $A = 0$. В природе абсолютно черных, белых и прозрачных тел не существует, тем не менее понятие о них является очень важным для сравнения с реальными поверхностями.

Кварц для тепловых лучей непрозрачен, а для световых и ультрафиолетовых лучей прозрачен. Каменная соль прозрачна для тепловых лучей и непрозрачна для ультрафиолетовых лучей. Оконное стекло прозрачно для световых лучей, а для ультрафиолетовых и тепловых почти непрозрачно. Белая поверхность (ткань, краска) хорошо отражает лишь видимые лучи, а тепловые лучи поглощает также хорошо, как и темная. Таким образом, свойство тел поглощать или отражать тепловые лучи зависят в основном от состояния поверхности, а не от ее цвета.

Если поверхность отражает лучи под тем же углом, под которым они падают на нее, то такую поверхность называют *зеркальной*. Если падающий луч при отражении расщепляется на множество лучей, идущих по всевозможным направлениям, то такое отражение называют *диффузным* (например поверхность мела).

При исследовании лучистых потоков большое значение имеет распределение лучистой энергии, испускаемой абсолютно черным телом по отдельным длинам волн спектра. Каждой длине волны лучей, при определенной температуре, соответствует определенная интенсивность излучения - $I_{s\lambda}$. *Интенсивность излучения* или *спектральная* (монохроматическая) *интенсивность*, представляет собой плотность лучистого потока тела для длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$, отнесенная к рассматриваемому интервалу длин волн $d\lambda$;

$$I_{s\lambda} = dE_{s\lambda} / d\lambda, \quad (11.4)$$

где $I_{s\lambda}$ - спектральная интенсивность излучения абсолютно черного тела.

11.2. Основные законы теплового излучения

Закон Планка. Интенсивности излучения абсолютно черного тела $I_{s\lambda}$ и любого реального тела I_{λ} зависят от температуры и длины волны.

Абсолютно черное тело при данной температуре испускает лучи всех длин волн от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$. Если каким-либо образом отделить лучи с разными длинами волн друг от друга и измерить энергию каждого луча, то окажется, что распределение энергии вдоль спектра различно.

По мере увеличения длины волны энергия лучей возрастает, при некоторой длине волны достигает максимума, затем убывает. Кроме того, для луча одной и той же длины волны энергия его увеличивается с возрастанием температуры тела, испускающего лучи (рис.11.1).

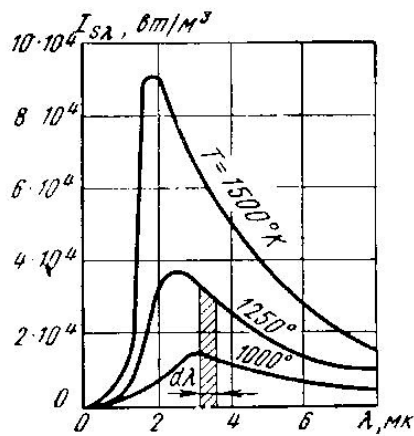


Рис. 11.1.

Планк установил следующий закон изменения интенсивности излучения абсолютно черного тела в зависимости от температуры и длины волны:

$$I_{s\lambda} = c_1 \lambda^{-5} / (e^{c_2/(\lambda T)} - 1), \quad (11.5)$$

где e - основание натуральных логарифмов; $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м²; $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м*град; λ - длина волны, м; T - температура излучающего тела, К.

Из рис.11.1 видно, что для любой температуры интенсивность излучения $I_{s\lambda}$ возрастает от нуля (при $\lambda=0$) до своего наибольшего значения, а затем убывает до нуля (при $\lambda=\infty$). При повышении температуры интенсивность излучения для каждой длины волны возрастает. **Закон смещения Вина.** Кроме того, из рис.11.1 следует, что максимумы кривых с повышением температуры смещаются в сторону более коротких волн. Длина волны λ_{ms} , отвечающая максимальному значению $I_{s\lambda}$, определяется *законом смещения Вина*:

$$\lambda_{ms} = 2,9 / T. \quad (11.6)$$

С увеличением температуры λ_{ms} уменьшается, что и следует из закона.

Пользуясь законом смещения Вина, можно измерять высокие температуры тел на расстоянии, например, расплавленных металлов, космических тел и др.

Закон Стефана-Больцмана. Планк установил, что каждой длине волны соответствует определенная интенсивность излучения, которая увеличивается с возрастанием температуры. Тепловой поток, излучаемый единицей поверхности черного тела в интервале длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$, может быть определен из уравнения

$$dE_s = I_{s\lambda} \cdot d\lambda. \quad (11.7)$$

Элементарная площадка на рис.11.1, ограниченная кривой $T = \text{const}$, основанием $d\lambda$ λ ординатами λ и $\lambda + d\lambda$ ($I_{s\lambda}$) определяет количество лучистой энергии dE_s и называется *лучеиспускательной способностью абсолютно черного тела* для длин волн $d\lambda$. Вся же площадь между любой кривой $T = \text{const}$ и осью абсцисс равна интегральному излучению черного тела в пределах от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$ при данной температуре.

Подставляя в уравнение (11.7) закон Планка и интегрируя от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$, найдем, что *интегральное излучение (тепловой поток) абсолютно черного тела* прямо пропорционально четвертой степени его абсолютной температуры (*закон Стефана-Больцмана*).

$$E_s = C_s (T/100)^4, \quad (11.8)$$

где $C_s = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела

Отмечая на рис.11.1 количество энергии, отвечающей световой части спектра (0,4—0,8 мк), нетрудно заметить, что оно для невысоких температур очень мало по сравнению с энергией интегрального излучения. Только при температуре солнца $\sim 6000\text{К}$ энергия световых лучей составляет около 50% от всей энергии черного излучения.

Все реальные тела, используемые в технике, не являются абсолютно черными и при одной и той же температуре излучают меньше энергии, чем абсолютно черное тело. Излучение реальных тел также зависит от температуры и длины волны. Чтобы законы излучения черного тела можно было применить для реальных тел, вводится понятие о сером теле и сером излучении. Под серым излучением понимают такое, которое аналогично излучению черного тела имеет сплошной спектр, но интенсивность лучей для каждой длины волны I_λ при любой температуре составляет неизменную долю от интенсивности излучения черного тела $I_{s\lambda}$, т.е. существует отношение:

$$I_\lambda / I_{s\lambda} = \varepsilon = \text{const.} \quad (11.9)$$

Величину ε называют *степенью черноты*. Она зависит от физических свойств тела.

Степень черноты серых тел всегда меньше единицы.

Большинство реальных твердых тел с определенной степенью точности можно считать серыми телами, а их излучение — серым излучением. Энергия интегрального излучения серого тела равна:

$$E = \varepsilon \cdot E_s = C \cdot (T/100)^4 \quad (11.10)$$

Лучеиспускательная способность серого тела составляет долю, равную ε от лучеиспускательной способности черного тела.

Величину $C = \varepsilon \cdot E_s$ называют *коэффициентом излучения серого тела*. Величина C реальных тел в общем случае зависит не только от физических свойств тела, но и от состояния поверхности или от ее шероховатости, а также от температуры и длины волны. Значения коэффициентов излучения и степеней черноты тел берут из таблиц.

Таблица 11.1

Степень черноты полного нормального излучения

для различных материалов

Наименование материала	t, °C	ε
Алюминий полированный	50—500	0,04—0,06
Бронза	50	0,1
Железо листовое оцинкованное, блестящее	30	0,23
Жесть белая, старая	20	0,28
Золото полированное	200 - 600	0,02—0,03
Латунь матовая	20-350	0,22
Медь полированная	50—100	0,02
Никель полированный	200—400	0,07—0,09
Олово блестящее	20—50	0,04—0,06
Серебро полированное	200—600	0,02—0,03
Стальной листовой прокат	50	0,56
Сталь окисленная	200—600	0,8

Сталь сильно окисленная	500	0,98
Чугунное литье	50	0,81
Асбестовый картон	20	0,96
Дерево строганое	20	0,8—0,9
Кирпич огнеупорный	500—1000	0,8—0,9
Кирпич шамотный	1000	0,75
Кирпич красный, шероховатый	20	0,88—0,93
Лак черный, матовый	40—100	0,96—0,98
Лак белый	40—100	0,8—0,95
Масляные краски различных цветов . . .	100	0,92—0,96
Сажа ламповая	20—400	0,95
Стекло	20—100	0,91—0,94
Эмаль белая	20	0,9

Закон Кирхгофа. Для всякого тела излучательная и поглощательная способности зависят от температуры и длины волны. Различные тела имеют различные значения E и A . Зависимость между ними устанавливается *законом Кирхгофа*:

$$E = E_s * A \text{ или } E / A = E_s = E_s / A_s = C_s * (T/100)^4 . \quad (11.11)$$

Отношение лучеиспускательной способности тела (E) к его поглощательной способности (A) одинаково для всех серых тел, находящихся при одинаковых температурах и равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.

Из закона Кирхгофа следует, что если тело обладает малой поглощательной способностью, то оно одновременно обладает и малой лучеиспускательной способностью (полированные металлы). Абсолютно черное тело, обладающее максимальной поглощательной способностью, имеет и наибольшую излучательную способность. Закон Кирхгофа остается справедливым и для монохроматического излучения. Отношение интенсивности излучения тела при определенной длине волны к его поглощательной способности при той же длине волны для всех тел одно и то же, если они находятся при одинаковых температурах, и численно равно интенсивности излучения абсолютно черного тела при той же длине волны и температуре, т.е. является функцией только длины волны и температуры:

$$E_\lambda / A_\lambda = I_\lambda / A_\lambda = E_{s\lambda} = I_{s\lambda} = f(\lambda, T). \quad (11.12)$$

Поэтому тело, которое излучает энергию при какой-нибудь длине волны, способно поглощать ее при этой же длине волны. Если тело не поглощает энергию в какой-то части спектра, то оно в этой части спектра и не излучает.

Из закона Кирхгофа также следует, что степень черноты серого тела ϵ при одной и той же температуре численно равно коэффициенту поглощения A :

$$\epsilon = I_\lambda / I_{s\lambda} = E / E_{s\lambda} = C / C_{s\lambda} = A . \quad (11.13)$$

Закон Ламберта. Излучаемая телом лучистая энергия распространяется в пространстве по различным направлениям с различной интенсивностью. Закон, устанавливающий зависимость интенсивности излучения от направления, называется *законом Ламберта*. Закон Ламберта устанавливает, что количество лучистой энергии, излучаемое элементом

поверхности dF_1 в направлении элемента dF_2 , пропорционально произведению количества энергии, излучаемой по нормали dQ_n , на величину пространственного угла $d\omega$ и $\cos\varphi$, составленного направлением излучения с нормалью (рис.11.2):

$$d^2Q_n = dQ_n * d\omega * \cos\varphi. \quad (11.14)$$

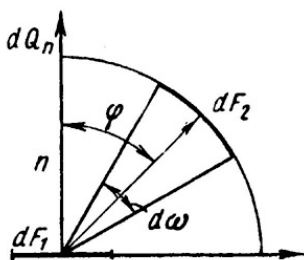


Рис. 11.2.

Следовательно, наибольшее количество лучистой энергии излучается в перпендикулярном направлении к поверхности излучения, т. е. при $(\varphi = 0)$. С увеличением φ количество лучистой энергии уменьшается и при $\varphi = 90^\circ$ равно нулю. Закон Ламберта полностью справедлив для абсолютно черного тела и для тел, обладающих диффузным излучением при $\varphi = 0 - 60^\circ$.

Для полированных поверхностей закон Ламберта неприменим. Для них лучеиспускание при угле φ будет большим, чем в направлении, нормальном к поверхности.

Тема 12. Теплопередача.

12.1. Теплопередача через плоскую стенку.

Теплопередачей называется передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю через стенку, разделяющую эти теплоносители.

Примерами теплопередачи являются: передача теплоты от греющей воды нагревательных элементов (отопительных систем) к воздуху помещения; передача теплоты от дымовых газов к воде через стенки кипятильных труб в паровых котлах; передача теплоты от раскаленных газов к охлаждающей воде (жидкости) через стенку цилиндра двигателя внутреннего сгорания; передача теплоты от внутреннего воздуха помещения к наружному воздуху и т. д. При этом ограждающая стенка является проводником теплоты, через которую теплота передается теплопроводностью, а от стенки к окружающей среде конвекцией и излучением. Поэтому процесс теплопередачи является сложным процессом теплообмена.

При передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает конвективный теплообмен, поэтому будут рассматриваться такие задачи.

1). Теплопередача через плоскую стенку.

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной δ и теплопроводностью λ (рис12.1).

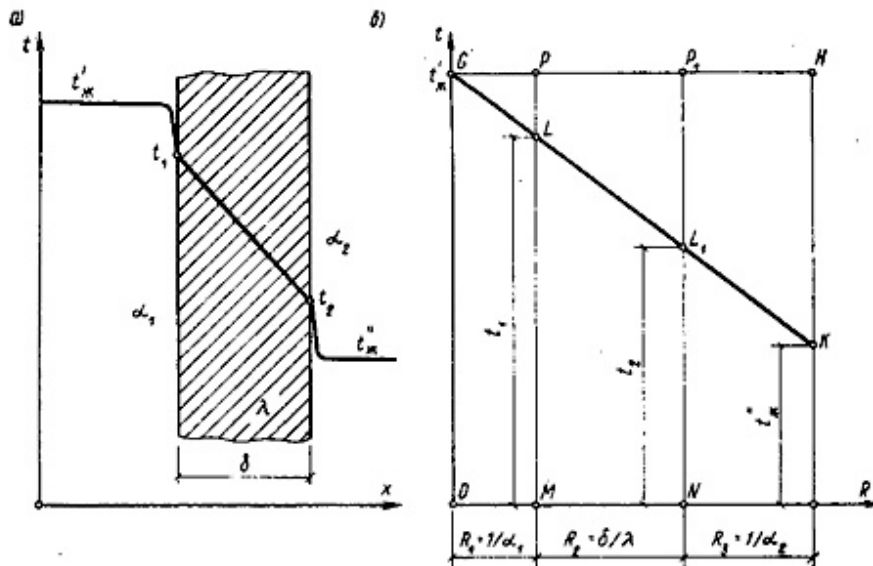


Рис. 12.1. Схема теплопередачи между двумя жидкостями через плоскую стенку (а) и графический способ определения температурного поля в стенке (б)

Температура горячей жидкости (среды) $t'_{ж}$, холодной жидкости (среды) $t''_{ж}$.
Количество теплоты, переданной от горячей жидкости (среды) к стенке по закону Ньютона-Рихмана имеет вид:

$$Q = \alpha_1 \cdot (t'_{ж} - t_1) \cdot F, \quad (12.1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой $t'_{ж}$ к поверхности стенки с температурой t_1 ;

F – расчетная поверхность плоской стенки.

Тепловой поток, переданный через стенку определяется по уравнению:

$$Q = \lambda/\delta \cdot (t_1 - t_2) \cdot F. \quad (12.2)$$

Тепловой поток от второй поверхности стенки к холодной среде определяется по формуле:

$$Q = \alpha_2 \cdot (t_2 - t''_{ж}) \cdot F, \quad (12.3)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой $t''_{ж}$.

Решая эти три уравнения получаем:

$$Q = (t'_{ж} - t''_{ж}) \cdot F \cdot K, \quad (12.4)$$

где $K = 1 / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$ – коэффициент теплопередачи, (12.5)

или

$$R_0 = 1/K = (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2) - \text{полное термическое сопротивление теплопередачи через однослойную плоскую стенку.} \quad (12.6)$$

$1/\alpha_1, 1/\alpha_2$ – термические сопротивления теплоотдачи поверхностей стенки;

δ/λ – термическое сопротивление стенки.

Для многослойной плоской стенки полное термическое сопротивление будет определяться по следующей формуле:

$$R_0 = (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2), \quad (12.7)$$

а коэффициент теплопередачи:

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2), \quad (12.8)$$

12.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку.

Принцип расчета теплового потока через цилиндрическую стенку аналогична как и для плоской стенки. Рассмотрим однородную трубу (рис.12.2) с теплопроводностью λ , внутренний диаметр d_1 , наружный диаметр d_2 , длина l . Внутри трубы находится горячая среда с температурой $t'_ж$, а снаружи холодная среда с температурой $t''_ж$.

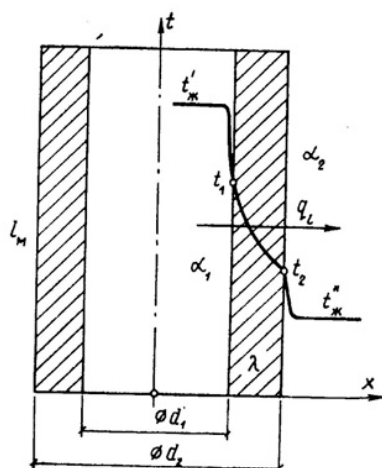


Рис. 12.2. Теплопередача между двумя жидкостями через цилиндрическую стенку

Количество теплоты, переданной от горячей среды к внутренней стенке трубы по закону Ньютона-Рихмана имеет вид:

$$Q = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1 \cdot l \cdot (t'_ж - t_1), \quad (12.9)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой $t'_ж$ к поверхности стенки с температурой t_1 ;

Тепловой поток, переданный через стенку трубы определяется по уравнению:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot l \cdot (t_1 - t_2) / \ln(d_2/d_1). \quad (12.10)$$

Тепловой поток от второй поверхности стенки трубы к холодной среде определяется по формуле:

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2 \cdot l \cdot (t_2 - t''_ж), \quad (12.11)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой $t''_ж$.

Решая эти три уравнения получаем:

$$Q = \pi \cdot l \cdot (t'_ж - t''_ж) \cdot K, \quad (12.12)$$

$$\text{где } K_1 = 1/[1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda \ln(d_2/d_1)) + 1/(\alpha_2 d_2)] - \quad (12.13)$$

- линейный коэффициент теплопередачи,

$$\text{или } R_1 = 1/K_1 = [1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda \ln(d_2/d_1)) + 1/(\alpha_2 d_2)] - \quad (12.14)$$

- полное линейное термическое сопротивление

теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку.

$1/(\alpha_1 d_1)$, $1/(\alpha_2 d_2)$ – термические сопротивления теплоотдачи поверхностей стенки;

$1/(2\lambda \ln(d_2/d_1))$ - термическое сопротивление стенки.

Для многослойной (n слоев) цилиндрической стенки полное линейное термическое сопротивление будет определяться по следующей формуле:

$$R_1 = 1/K_1 = [1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda_1 \ln(d_2/d_1)) + 1/(2\lambda_3 \ln(d_3/d_2)) + \dots + 1/(2\lambda_n \ln(d_{n+1}/d_n)) + 1/(\alpha_2 d_n)] - (12.15)$$

12.3. Типы теплообменных аппаратов.

Теплообменным аппаратом называют всякое устройство, в котором одна жидкость — горячая среда, передает теплоту другой жидкости - холодной среде. В качестве теплоносителей в тепловых аппаратах используются разнообразные капельные и упругие жидкости в самом широком диапазоне давлений и температур. По принципу работы аппараты делят на регенеративные, смесительные и рекуперативные.

В регенеративных аппаратах горячий теплоноситель отдает свою теплоту аккумулирующему устройству, которое в свою очередь периодически отдает теплоту второй жидкости - холодному теплоносителю, т. е. одна и та же поверхность нагрева омывается то горячей, то холодной жидкостью.

В смесительных аппаратах передача теплоты от горячей к холодной жидкости происходит при непосредственном смешении обеих жидкостей, например смешивающие конденсаторы.

Особенно широкое развитие во всех областях техники получили рекуперативные аппараты, в которых теплота от горячей к холодной жидкости передается через разделительную стенку. Только такие аппараты будут рассмотрены в дальнейшем. Теплообменные аппараты могут иметь самые разнообразные назначения — паровые котлы, конденсаторы, пароперегреватели, приборы центрального отопления и т. д. Теплообменные аппараты в большинстве случаев значительно отличаются друг от друга как по своим формам и размерам, так и по применяемым в них рабочим телам. Несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов, основные положения теплового расчета для них остаются общими.

В теплообменных аппаратах движение жидкости осуществляется по трем основным схемам.

Если направление движения горячего и холодного теплоносителей совпадают, то такое движение называется *прямотоком* (рис.12.3,а).

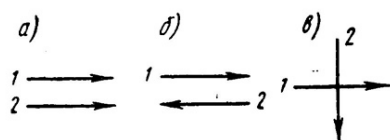


Рис. 12.3.

Если направление движения горячего теплоносителя противоположно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется *противотоком* (рис.12.3,б). Если же горячий теплоноситель движется перпендикулярно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется *перекрестным током* (рис.12.3,в). Кроме этих основных схем движения жидкостей, в теплообменных аппаратах применяют более сложные схемы движения, включающие все три основные схемы.

12.4. Расчет теплообменных аппаратов.

Целью теплового расчета является определение поверхности теплообмена, а если последняя известна, то целью расчета является определение конечных температур рабочих жидкостей. Основными расчетными уравнениями теплообмена при стационарном режиме являются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса. Уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) ,$$

где Q — тепловой поток, Вт,

k - средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²град), F — поверхность теплообмена в аппарате, м², t_1 и t_2 - соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей.

Уравнение теплового баланса при условии отсутствия тепловых потерь и фазовых переходов:

$$Q = m_1 \cdot \Delta t_1 = m_2 \cdot \Delta t_2 ,$$

или

$$Q = V_1 \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = V_2 \rho_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2), \quad (12.16)$$

где $V_1 \rho_1, V_2 \rho_2$ - массовые расходы теплоносителей, кг/сек, с

c_{p1} и c_{p2} - средние массовые теплоемкости жидкостей в интервале температур от t^f до t'' ,

t'_1 и t''_1 температуры жидкостей при входе в аппарат;

t'_2 и t''_2 - температуры жидкостей при выходе из аппарата.

Величину произведения

$$V \cdot \rho \cdot c_p = W, \text{ Вт/град}$$

называют *водяным*, или *условным, эквивалентом*.

С учетом последнего уравнение теплового баланса может быть представлено в следующем виде:

$$(t'_1 - t''_1) / (t''_2 - t'_2) = W_2 / W_1 , \quad (12.17)$$

W_2, W_1 - условные эквиваленты горячей и холодной жидкостей.

При прохождении через теплообменный аппарат рабочих жидкостей изменяются температуры горячих и холодных жидкостей. На изменение температур большое влияние оказывают схема движения жидкостей и величины условных эквивалентов. На рис.12.4 представлены температурные графики для аппаратов с прямотоков, а на рис.12.5 для аппаратов с противотоком.

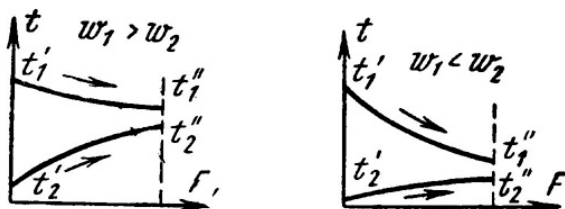


Рис. 12.4.

Как видно из рис.12.4, при прямотоке конечная температура холодного теплоносителя всегда ниже конечной температуры горячего теплоносителя. При противотоке (рис.12.5) конечная температура холодной жидкости может быть значительно выше конечной температуры горячей жидкости. Следовательно, в аппаратах с противотоком можно нагреть холодную среду, при одинаковых начальных условиях, до более высокой температуры, чем в аппаратах с прямотоком. Кроме того, как видно из рисунков, наряду с изменениями температур изменяется также и разность температура между рабочими жидкостями, или температурный напор Δt .

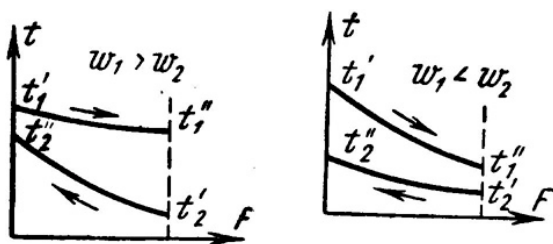


Рис. 12.5.

Величины Δt и k можно принять постоянными только в пределах элементарной поверхности теплообмена dF . Поэтому уравнение теплопередачи для элемента поверхности теплообмена dF справедливо лишь в дифференциальной форме:

$$dQ = k \cdot dF \cdot \Delta t \quad (12.18)$$

Тепловой поток, переданный через всю поверхность F при постоянном среднем коэффициенте теплопередачи k , определяется интегрированием уравнения (12.18):

$$Q = \int k \cdot dF \cdot \Delta t = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \quad (12.19)$$

где Δt_{cp} - средний логарифмический температурный напор по всей поверхности нагрева. Для случаев, когда коэффициент теплопередачи на отдельных участках поверхности теплообмена значительно изменяется, его усредняют:

$$k_{cp} = (F_1 \cdot k_1 + F_2 \cdot k_2 + \dots + F_n \cdot k_n) / (F_1 + F_2 + \dots + F_n).$$

Тогда при $k_{cp} = \text{const}$ уравнение (12.19) примет вид

$$Q = \int k_{cp} \Delta t \cdot dF = k_{cp} \cdot \Delta t_{cp} \cdot F \quad (12.20)$$

Если температура теплоносителей изменяется по закону прямой линии (рис. 12.6, пунктирные линии), то средний температурный напор в аппарате равен разности среднеарифметических величин:

$$\Delta t_{cp} = (t'_1 + t''_1)/2 - (t''_2 + t'_2)/2 \quad (12.21)$$

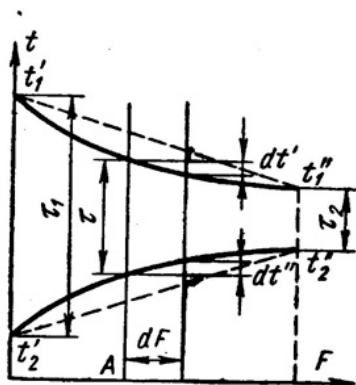


Рис. 12.6.

Однако температуры рабочих жидкостей меняются по криволинейному закону. Поэтому уравнение (12.21) будет только приближенным и может применяться при небольших изменениях температуры обеих жидкостей. При криволинейном изменении температуры величину Δt_{cp} называют *среднеарифметическим температурным напором* и определяется по формулам:

для аппаратов с прямотоком

$$\Delta t_{cp} = [(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)] / \ln[(t'_1 - t'_2)/(t''_1 - t''_2)] \quad (12.22)$$

для аппаратов с противотоком

$$\Delta t_{cp} = [(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)] / \ln[(t'_1 - t''_2)/(t''_1 - t'_2)] . \quad (12.23)$$

Численные значения Δt_{cp} для аппаратов с противотоком при одинаковых условиях всегда больше Δt_{cp} для аппаратов с прямотоком, поэтому аппараты с противотоком имеют меньшие размеры.

Тема 13. Энергетическое топливо.

13.1. Состав топлива.

Топливом называется горючее вещество, используемое в качестве источника получения теплоты в энергетических, промышленных и отопительных установках.

В зависимости от типа реакций, в результате которых выделяется теплота из топлива, различают органическое и ядерное топливо.

В настоящее время и по прогнозам до 2030 г. органическое топливо является основным источником энергии (теплоты) для промышленного использования.

Таблица 13.1.

Потребление органического топлива в 1993 г.

Потребитель	Вид топлива		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Во всем мире, млрд.т у.т.	3,21	4,29	2,66
Россия, млн.т у.т.	226	232	503

Примечание: у.т. – условного топлива

В органических топливах теплота выделяется в результате химической реакции окисления его горючих частей при участии кислорода, а в ядерных топливах – в результате распада деления ядер тяжелых элементов (урана, плутония и т.д.).

Таблица 13.2.

Классификация органических топлив по агрегатному состоянию.

Топливо	Агрегатное состояние		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Природное	Дрова, торф, бурые и каменные угли, антрацит, горючие сланцы	Нефть	Природный газ
Искусственное	Древесный уголь, полукокс, кокс, угольные и торфяные брикеты	Мазут, керосин, бензин, соляровое масло, газойль, печное топливо	Газы нефтяной, коксовый, генераторный, доменный, газ подземной газификации

Твердые и жидкие топлива состоят из горючих (углерода - С, водорода - Н, летучей серы - $S_L = S_{op} + S_k$) и негорючих (азота - N и кислорода - O) элементов и балласта (золы - А, влаги - W).

Элементарный состав твердого и жидкого топлива дается в процентах к массе 1 кг

топлива. При этом различают *рабочую, сухую, горючую и органическую* массу топлива. *Рабочая масса* – это масса и состав топлива, в котором поступает к потребителю и подвергается сжиганию.

Состав рабочей, горючей, сухой и органической массы обозначается соответственно индексами "р", "с", "г" и "о" и выражаются следующими равенствами:

$$C^p + H^p + S^p_{л} + N^p + O^p + A^p + W^p = 100 \% ; (13.1)$$

$$C^c + H^c + S^c_{л} + N^c + O^c + A^c = 100 \% . (13.2)$$

$$C^g + H^g + S^g_{л} + N^g + O^g = 100 \% ; (13.3)$$

$$C^o + H^o + S^o_{орг} + N^o + O^o = 100 \% . (13.4)$$

Органическая масса топлива в отличие от горючей массы содержит только органическую серу и не включает колчеданную:

$$S^o_{орг} = S^o_{л} - S^o_{к} . (13.5)$$

Коэффициенты пересчета состава топлива из одной массы в другую приведены в табл. 13.3.

Т а б л и ц а 13.3

Заданная масса топлива	Коэффициенты пересчета на массу		
	рабочую	горючую	сухую
Рабочая	1	$100/[100 - (A^p + W^p)]$	$100/(100 - W^p)$
Горючая	$[100 - (A^p + W^p)]/100$	1	$(100 - A^c)/100$
Сухая	$(100 - W^p) / 100$	$100 / (100 - A^c)$	1

Для сланцев состава ($C^p, H^p, S^p_{л}, N^p, O^p, A^p, W^p$) пересчет с рабочей массы на горючую осуществляется с помощью коэффициента:

$$K = 100 / [100 - A^p_{и} - W^p - (CO_2)^p_{к}] , (13.6)$$

где $A^p_{и}$ - истинная зольность рабочей массы, %; W^p - влажность рабочей массы, %; $(CO_2)^p_{к}$ - содержание углекислоты карбонатов, %. Истинная зольность рабочей массы определяется по формуле

$$A^p_{и} = A^p - [2,5(S^p_a - S^p_c) + 0,375S^p_{к}] [(100 - W^p) / 100], (13.7)$$

где S^p_a - содержание серы в лабораторной золе в процентах к массе топлива; S^p_c - содержание сульфатной серы в топливе, %.

Величина $[2,5(S^p_a - S^p_c) + 0,375S^p_{к}]$ для ленинградских и эстонских сланцев может быть принята равной 2,0, для кашпирских - 4,1.

Пересчет состава (%) рабочей массы топлива при изменении влажности производится по формулам :

$$\left. \begin{aligned} C^p_2 &= C^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1) \setminus \\ H^p_2 &= H^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1) \} , (13.8) \\ &..... \setminus \end{aligned} \right\}$$

где W^p_1 - начальная влажность топлива, %, W^p_2 - конечная влажность топлива, %.

Средний состав (%) смеси двух твердых или жидких топлив, заданных массовыми долями, - первого ($C^p_2, H^p_2 \dots$) и второго ($C^p_1, H^p_1 \dots$) - определяется по уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} C^p_{см} &= b_1 C^p_1 + (1 - b_1) C^p_2 , \setminus \\ H^p_{см} &= b_1 H^p_1 + (1 - b_1) H^p_2 , \} , (13.9) \\ &..... \setminus \end{aligned} \right\}$$

где массовая доля b_1 одного из топлив в смеси находится по формуле:

$$b_1 = V_1 / (V_1 + V_2) \cdot (13.10)$$

Здесь V_1 и V_2 - массы топлив, входящих в смесь, кг.

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов. Горючая часть состоит из предельных (C_nH_{2n+2}) и непредельных (C_nH_{2n}) углеводородов, водорода H_2 , окиси углерода CO , и сернистого водорода (H_2S). В состав негорючих элементов входит азот (N_2), углекислый газ (CO_2) и кислород (O_2). Составы природного и искусственного газообразных топлив различны. Природный газ характеризуется высоким содержанием метана (CH_4), а также небольшого количества других углеводородов: этана (C_2H_6), пропана (C_3H_8), бутана (C_4H_{10}), этилена (C_2H_4), и пропилена (C_3H_6). В искусственных газах содержание горючих составляющих (водорода и окиси углерода) достигает 25-45%, в балласте преобладают азот и углекислота – 55-75%.

Состав газообразного топлива задается в объемных долях и в общем виде можно записать следующим образом:

$$\Sigma C_nH_{2n+2} + \Sigma C_nH_{2n} + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 = 100\% , (13.11)$$

где ΣC_nH_{2n+2} – предельные углеводороды;

ΣC_nH_{2n} – непредельные углеводороды;

H_2S – сернистый водород.

CO – окись углерода;

CO_2 - углекислый газ.

13.2. Характеристика топлива.

Влажность воздуха. Средняя влажность топлива в рабочем состоянии составляет в %: для торфа 50; сланцев 13-17; каменного угля 5-14 и антрацита 5-8. Бурые угли в зависимости от влажности делят на 3 группы: группа Б1 – более 40% влажности; группа Б2 – 30-40%; группа Б3 – менее 30%.

Зола топлива. В состав золы входят преимущественно соли щелочных и щелочно-земельных металлов, окислы железа, алюминия, а также сульфатная сера. Минеральные остатки, образующиеся после сгорания топлива, имеют вид либо сыпучей массы (зола), либо сплавленных кусков (шлак). При высоких температурах зола размягчается, а затем плавится. Размягченная зола и шлак прилипают к стенкам обмуровки топki, уменьшая сечение газоходов откладываются на поверхностях нагрева, увеличивая тем самым термическое сопротивление в процессе теплопередачи о газов к нагреваемой среде, забивают отверстия для прохода воздуха в колосниковой решетке, обволакивают частицы топлива, затрудняя их сжигание.

Различные виды топлива содержат разное количества золы. Например, в %: древесина – 1; торф – 10; кузнецкий уголь – 10-20; подмосковный бурый уголь – 30; сланцы – 60. Жидкое топливо (мазут) содержит 0,2-1% минеральных примесей.

Летучие вещества. При нагревании твердого топлива до 870-1100 К без доступа окислителя, выделяются парогазообразные вещества, которые называются *летучими*. Они являются продуктами распада сложных органических веществ, содержащихся в органической массе топлива. В состав летучих веществ входят: азот N_2 , кислород O_2 , водород H_2 , окись углерода CO , углеводородные газы CH_4 , C_2H_4 и т.д, а также водяные пары.

Кокс. Твердый остаток, который получается после нагревания топлива (без доступа окислителя) и выхода летучих веществ. В состав кокса входят остаточный углерод и зола. При низких температурах в твердом остатке кроме золы может оказаться часть элементов (C, H, S, N). Тогда твердый остаток называется *полукоксом*. По своим механическим свойствам кокс может быть порошкообразным, слабоспекшимся и спекшимся.

В зависимости от выхода летучих веществ и характеристики кокса каменные угли

разделяются на 10 марок: длиннопламенный - Д, газовый - Г, газовый жирный – ГЖ, жирный – Ж, коксовый жирный = КЖ, коксовый - К, коксовый второй – К₂, отощенный спекающийся – ОС, слабоспекающийся – СС, тощий – Т.

Теплота сгорания. Одной из основных характеристик любого вида топлива является теплота сгорания, т.е. то количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Полным сгоранием называется такое, при котором горючие компоненты топлива С, Н и S полностью окисляются кислородом. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива относят к 1 кг, а газового – к 1 м³ при нормальных условиях.

Различают низшую и высшую теплоту сгорания. В высшую теплоту сгорания входит количество теплоты, которое может быть выделено при конденсации водяных паров, находящихся в продуктах сгорания топлива.

При известном элементарном составе твердого и жидкого топлив теплоту их сгорания (кДж/кг) определяют по эмпирическим формулам, предложенной Д.И.Менделеевым:

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 340C^{\text{P}} + 1035H^{\text{P}} - 109(O^{\text{P}} - S^{\text{P}}_{\text{л}}) - 25W^{\text{P}}. \quad (13.12)$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{P}} = 340C^{\text{P}} + 1260H^{\text{P}} - 109(O^{\text{P}} - S^{\text{P}}_{\text{л}}); \quad (13.13)$$

Теплота сгорания сухого газа (кДж/м³) определяют по объемному составу, %, и известной теплоте сгорания компонентов:

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 358CH_4 + 640C_2H_6 + 915C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + \\ + 1465 C_5H_{12} + 126,5 CO + 107,5H_2 + 234H_2S; \quad (13.14)$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{P}} = 398CH_4 + 700C_2H_6 + 995C_3H_8 + 1285 C_4H_{10} + \\ + 1575 C_5H_{12} + 126,5 CO + 127,5H_2 + 257H_2S; \quad (13.15)$$

Если в состав газа входят неизвестные углеводородные компоненты (при условии, что содержание метана известно), то сумму углеводородов условно принимают как содержание этана C₂H₄ и теплоту сгорания рассчитывают по формулам, аналогичным уравнениям (13.14) и (13.15).

Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту вводят понятие условного топлива, теплота сгорания которого принята равной 29300 кДж/кг.

Отношение Q_н^P данного топлива к Q_{у.т.} условного топлива называется топливным эквивалентом – Э. Тогда для расчета расхода натурального топлива V_н в условное V_{у.т.}, достаточно величину V_н умножить на эквивалент Э, т.е.:

$$V_{\text{у.т.}} = V_{\text{н}} \cdot \text{Э} = V_{\text{н}} \cdot (Q_{\text{н}}^{\text{P}} / Q_{\text{у.т.}}) \quad (13.16)$$

13.3. Моторные топлива для поршневых ДВС.

Основными моторными топливами являются бензины и дизельные топлива, получаемые путем переработки нефти. Кроме этого также используют сжатые и сжиженные газы; синтетические топлива, получаемые переработкой угля, сланцев, битумонозных песков; спирты; эфир.

Автомобильные бензины представляют собой смеси углеводородов, выкипающих в диапазоне температур 35...205°С и вырабатываются следующих марок: по ГОСТу 2084-77 А-76, АИ-93 (А-92), АИ-95, а также неэтилированный АИ-91; экспортные бензины А-80, А-92, А-96, с улучшенными экологическими свойствами – НОРСИ АИ-80, НОРСИ АИ-92, НОРСИ АИ-95. Цифры в марке бензина показывает октановое число (ОЧ), которое характеризует детонационную стойкость бензина.

Дизельные топлива вырабатываются в основном из гидроочищенных фракций прямой перегонки нефти. В России вырабатывают три сорта дизельного топлива:

"л" (летнее) – для эксплуатации при температуре 0°С и выше;

"з" (зимнее) - для эксплуатации при температуре -20°С и выше;

"а" (арктическое) - для эксплуатации при температуре -50°C и выше.

Углеводородные газообразные топлива при нормальных условиях подразделяют на сжатые (СПГ) и сжиженные (СНГ). В качестве сжатого газа используют природный газ (95% метана CH_4). Сжиженные газы являются продуктами переработки попутных газов и газов газоконденсатных месторождений и в основном содержат бутанпропановые и бутиленпропиленовые смеси, находящиеся при нормальной температуре в жидком состоянии.

Основным преимуществом газовых топлив является их чистота, более легкий запуск в холодное время, высокие экологические качества.

Тема 14. Котельные установки.

14.1. Котельный агрегат и его элементы.

Как уже указывалось, устройства, в которых непосредственно вырабатывается пар и нагревается вода, называют паровыми или водогрейными котлами. Если котлы в отопительных котельных вырабатывают пар давлением P

В производственных и энергетических котельных по давлению получаемого пара котельные агрегаты разделяются на следующие: низкого давления (0,8-1,6 МПа), среднего (2,4-4 МПа), высокого (10-14 МПа) и сверхвысокого давления (25-31 МПа). Паровые котельные агрегаты стандартизированы (ГОСТ 3619-76) по параметрам вырабатываемого пара (P и T) и мощности.

Котельные агрегаты производительностью 0,01-5,5 кг/с относятся к котлам малой мощности, производительностью до 30 кг/с к котлам средней мощности и более 30 кг/с (до 500-1000 кг/с) – к котлам большой мощности.

Водогрейные котлы унифицированы по теплопроизводительности на восемь типов: 4, 6,5, 10, 20, 30, 50, 100 и 180 Гкал/ч. Котлы теплопроизводительностью ниже 30 Гкал/ч предназначаются для работы только в одном режиме (основном). Котлы теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше допускают возможность работы как в основном, так и в пиковом режимах, т.е. в период максимального теплоснабжения при наиболее низких температурах наружного воздуха.

Для котлов теплопроизводительностью до 30 Гкал/ч температура воды на выходе принимается 432 К, а давление воды на входе в котел – 1,6 МПа. Для котлов теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше максимальная температура воды на выходе принимается 450-470 К, а давление воды на входе – 2,5 МПа.

По конструкции паровые котлы можно разделить на два типа – *газотрубные* и *водотрубные*. В газотрубных котлах основные поверхности нагрева находятся внутри цилиндрического сосуда большого диаметра в виде так называемых жаровых или дымогарных труб или различных их комбинаций, по которым движутся продукты сгорания топлива. На рис. 14.1 показаны схемы котлов с жаровыми и дымогарными трубами.

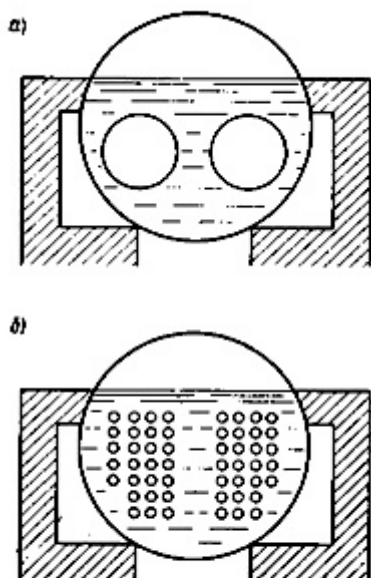


Рис. 14.1. Схемы котлов
а — с жаровыми трубами; *б* — с дымогарными трубами

Более совершенными являются водотрубные паровые котлы. Они имеют развитые поверхности нагрева, состоящие из труб, заполненных внутри водой и пароводяной смесью, а снаружи обогреваемых продуктами сгорания топлива. Котлы относятся к горизонтально-водотрубным, если трубы расположены под углом к горизонту не более 25° , и к вертикально-водотрубным, если трубы идут более круто или вертикально. В этих котлах путем изменения числа труб в пучках и числа самих пучков удалось увеличить площадь поверхности нагрева, не увеличивая диаметр их барабанов, что в свою очередь дало возможность получить в этих котлах пар высокого давления.

При работе парового котла очень важно обеспечить надежное охлаждение поверхностей нагрева, в которых происходит парообразование. Для этого необходимо соответствующим образом организовать движение воды и пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева. По характеру организации движения рабочего тела в испарительных поверхностях котельные агрегаты делятся на три типа:

1. с естественной циркуляцией (рис 14.2,*а*);
2. с принудительной циркуляцией (рис 14.2,*б*);
3. прямоточные.

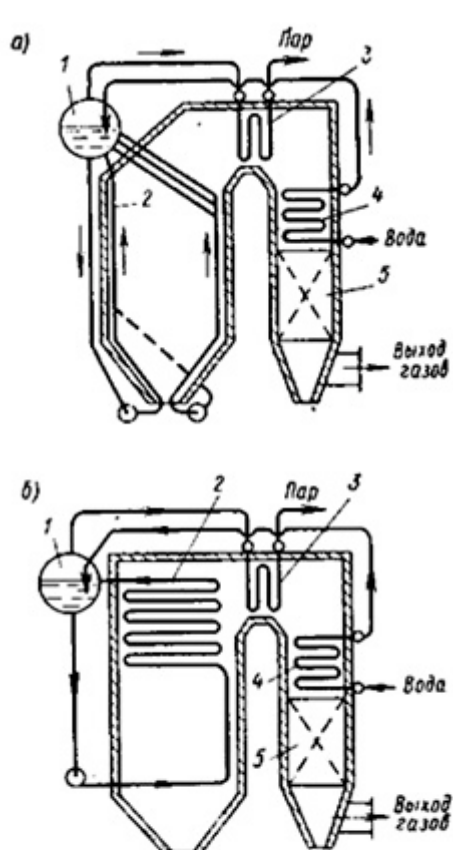


Рис. 14.2. Схемы котлов
 а — с естественной циркуляцией; б — с принудительной циркуляцией; 1 — барабан; 2 — испарительные поверхности; 3 — пароперегреватель; 4 — экономайзер; 5 — воздухоподогреватель

Принципиальная схема прямоточного котла показана на рис 14.3. Питательная вода подается в конвективный экономайзер 6, где она подогревается за счет тепла газов, и поступает в экранные трубы 2, выполненные в виде параллельно включенных змеевиков, расположенных на стенах топочной камеры. В нижней части змеевиков вода нагревается до температуры насыщения. Парообразование до степени сухости 70-75% происходит в змеевиках среднего уровня расположения. Пароводяная смесь затем поступает в переходную конвективную зону 4, где происходит окончательное испарение воды и частичный перегрев пара. Из переходной зоны пар направляется в радиационный перегреватель 2, затем доводится до заданной температуры в конвективном перегревателе 3 и поступает на турбину. В опускной шахте котлоагрегата расположены первая (по ходу газов) и вторая ступени 5 и 7 воздухоподогревателя.

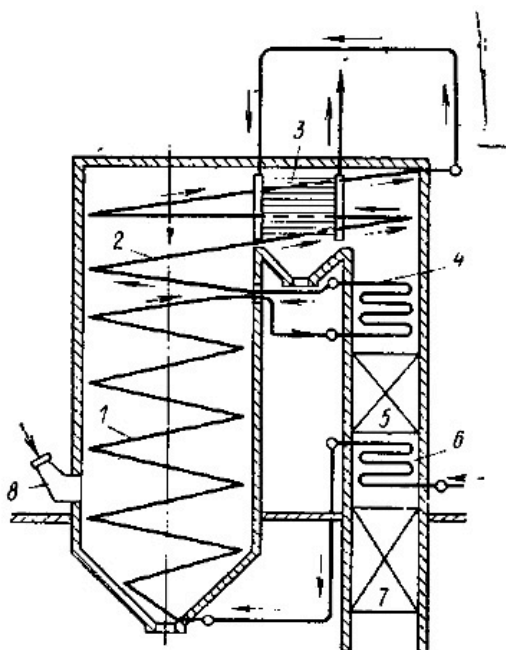


Рис. 14.3. Схема прямооточного котлоагрегата

1 - нижняя радиационная часть испарительной поверхности нагрева; 2 - радиационный перегреватель; 3 - конвективная часть пароперегревателя; 4 - поверхность нагрева переходной зоны; 5, 7 - первая и вторая ступени воздухоподогревателя; 6 - конвективный экономайзер; 8 - горелка

К основным элементам котельных агрегатов относятся пароперегреватели, экономайзеры и воздухоподогреватели.

Пароперегреватель представляет собой змеевиковую поверхность теплообмена, предназначенную для перегрева пара, полученного в испарительной части котельного агрегата. Пар движется внутри трубок, омываемых снаружи дымовыми газами. Пароперегреватель – неотъемлемый элемент энергетических котельных агрегатов. Если для некоторых технологических процессов требуется перегретый пар, то котельные агрегаты малой и средней мощности также снабжают пароперегревателями.

Водяные экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды до поступления ее в испарительную часть котельного агрегата. Предварительный подогрев воды за счет теплоты дымовых газов существенно увеличивает КПД котельного агрегата.

В зависимости от применяемого материала экономайзеры делятся на чугунные и стальные, по типу поверхности – на ребристые и гладкотрубные, по степени подогрева воды – на не кипящие и кипящие.

Воздухоподогреватели. В отличие от водяного экономайзера и пароперегревателя воздухоподогреватель, отнимая теплоту от уходящих дымовых газов и уменьшая таким образом потери ее с этими газами, непосредственно отнятую теплоту не передает рабочему телу (воде или пару). Горячий воздух, направляемый в топку котла, улучшает условия сгорания топлива, уменьшает потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, повышает температуру его горения, интенсифицирует теплообмен, что в итоге повышает КПД установки. В среднем понижение температуры уходящих газов на каждые 20-25 К повышает КПД примерно на 1%.

14.2. Вспомогательное оборудование котельной установки.

Сепарационные устройства. Влажный насыщенный пар, получаемый в барабане котлоагрегатов низкого и среднего давлений, может уносить с собой капли котловой

воды, содержащей растворенные в ней соли. В котлоагрегатах высокого и сверхвысокого давлений загрязнение пара обуславливается еще и дополнительным уносом солей кремниевой кислоты и соединений натрия, которые растворяются в паре.

Примеси, уносимые с паром, откладываются в пароперегревателе, что крайне нежелательно, так как может привести к пережогу труб пароперегревателя. Поэтому пар перед выходом из барабана котла подвергается *сепарации*, в процессе которой капли котловой воды отделяются и остаются в барабане. Сепарация пара осуществляется в специальных сепарирующих устройствах, в котором создаются условия для естественного или механического разделения воды и пара.

Естественная сепарация происходит вследствие большой разности плотностей воды и пара. Механический инерционный принцип сепарации основан на различии инерционных свойств водяных капель и пара при резком увеличении скорости и одновременном изменении направления или закручивании потока влажного пара.

На рис 14.4 показаны принципиальные схемы сепарирующих устройств.

Тягодутьевые устройства. Для нормальной работы котельного агрегата необходимы непрерывная подача воздуха для горения топлива и непрерывное удаление продуктов сгорания.

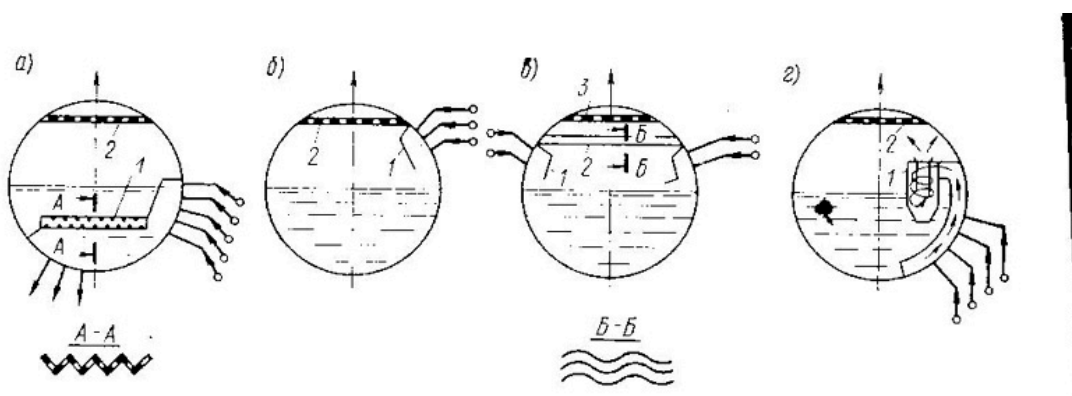


Рис. 14.4. Схемы сепарационных устройств

а – погружной дырчатый щит; 1 – дырчатый щит; 2 – пароприемный дырчатый щит; б – отбойные и распределительные щиты: 1 – отбойный щит; 2 – пароприемный дырчатый щит; *в* – жалюзийный сепаратор: 1 – отбойный щит; 2 – жалюзийный сепаратор; 3 – пароприемный дырчатый щит; *г* – циклонный сепаратор: 1 – циклон; 2 – пароприемный дырчатый щит

В современных котельных установках широко распространена схема с разрежением по газоходам. К недостаткам этой схемы следует отнести наличие присосов воздуха в газоотходы через неплотности в ограждениях и работу дымососов на запыленных газах. Достоинство такой схемы – отсутствие выбивания и утечек дымовых газов в помещение котельной, так как воздух в топку нагнетает вентилятор, а дымовые газы удаляет дымосос. В последнее время в мощных энергетических котельных установках широко применяется схема с наддувом. Топка и весь газовый тракт находятся под давлением 3-5 кПа. Давление создается мощными вентиляторами; дымосос отсутствует. Основной недостаток этой схемы – трудности, связанные с обеспечением надлежащей герметичности топки и газоходов котельного агрегата.

Для получения тяги необходимо увеличивать высоту трубы или температуру уходящих газов. Однако при использовании любого из этих способов необходимо иметь в виду, что высота трубы ограничена ее стоимостью и прочностью, а температура газов – оптимальным значением КПД котельной установки. Поэтому большинство современных котельных установок оборудуют искусственной тягой, для создания которой применяют дымосос, преодолевающий сопротивление газового тракта. В этом случае высоту трубы выбирают в соответствии с санитарно-техническими требованиями.

Напор воздуха, создаваемый вентилятором, также следует определять на основании аэродинамического расчета воздушного тракта (воздуховодов, воздухоподогревателя,

горелочного устройства и т.д.) Максимальный напор вентилятора должен быть на 10% больше ($\beta_2 = 1,1$) потерь напора в воздушном тракте котельного агрегата.

Основы водоподготовки. Одной из основных задач безопасной эксплуатации котельных установок является организация рационального водного режима, при котором не образуется накипь на стенках испарительных поверхностей нагрева, отсутствует их коррозия и обеспечивается высокое качество вырабатываемого пара. Пар, вырабатываемый в котельной установке, возвращается от потребителя в конденсированном состоянии; при этом количество возвращаемого конденсата обычно бывает меньше, чем количество выработанного пара.

Потери конденсата и воды при продувке восполняются за счет добавки воды из какого-либо источника. Эта вода должна быть соответствующим образом подготовлена до поступления в котельный агрегат. Вода, прошедшая предварительную подготовку, называется *добавочной*, смесь возвращаемого конденсата и добавочной воды – *питательной*, а вода, которая циркулирует в контуре котла, *котловой*.

От качества питательной воды зависит нормальная работа котельных агрегатов. Физико-химические свойства воды характеризуют следующие показатели: прозрачность, содержание взвешенных веществ, сухой остаток, солесодержание, окисляемость, жесткость, щелочность, концентрация растворенных газов (CO_2 и O_2).

Прозрачность характеризуется наличием взвешенных механических и коллоидных примесей, а содержание взвешенных веществ определяет степень загрязнения воды твердыми нерастворимыми примесями.

Топливоподача. Для нормальной и бесперебойной работы котельных установок требуется, чтобы топливо к ним подавалось непрерывно. Процесс подачи топлива складывается из двух основных этапов: 1) подача топлива от места его добычи на склады, расположенные вблизи котельной; 2) подача топлива со складов непосредственно в котельные помещения.

Очистка дымовых газов и удаление золы и шлака. При сгорании твердого топлива образуется много золы. При слоевом процессе сжигания основная часть минеральных примесей топлива (60-70%) превращается в шлак и проваливается через колосниковые решетки в зольник. В пылеугольных топках большая часть (75-85%) золы уносится из котлоагрегатов с дымовыми газами.

В настоящее время в котельных применяют следующие типы золоуловителей: 1) инерционные механические; 2) мокрые; 3) электрофильтры; 4) комбинированные. Инерционные (механические) золоуловители работают по принципу выделения золовых частиц из газового потока под влиянием сил инерции.

В настоящее время широко применяются золоулавители мокрого типа. На рис.14.5 показана схема мокрого золоулавителя (скруббера) с нижним тангенциальным подводом запыленного газа.

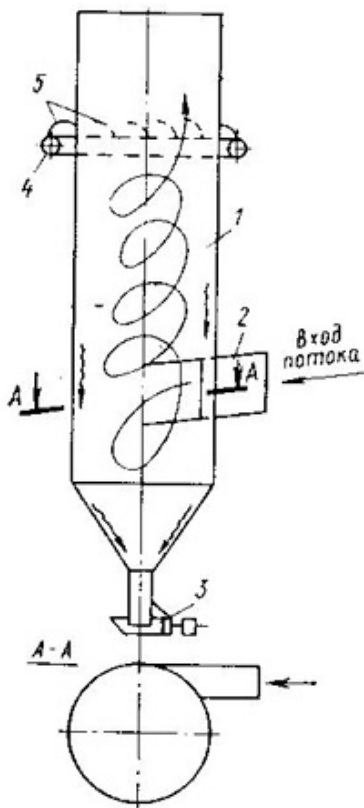


Рис.14.5. Схема центробежного скруббера конструкции ВТИ
 1-корпус; 2-входной патрубком;
 3-клапан; 4-коллектор подвода воды; 5-оросительные сопла.

Принцип действия электрофильтров заключается в том, что запыленные газы проходят через электрическое поле, образуемое между стальным цилиндром (положительный полюс) и проволокой, проходящей по оси цилиндра (отрицательный полюс). Основная масса частиц золы получает отрицательный заряд и притягивается к стенкам цилиндра, незначительная часть частиц золы получает положительный заряд и притягивается к проволоке. При периодическом встряхивании электрофильтра электроды освобождаются от золы. Электрофильтры применяют в котельных с расходом дымовых газов более 70000 м³/ч, отнесенных к нормальным условиям.

Комбинированные золоуловители являются двухступенчатыми, при этом работа каждой ступени основана на различных принципах. Чаще всего комбинированный золоуловитель состоит из батарейного циклона (первая ступень) и электрофильтра (вторая ступень). Процесс золошлакоудаления можно разделить на две основные операции: очистка шлаковых и зольных бункеров и транспортировка золы и шлака на золоотвалы или шлакобетонных изделий.

14.3. Тепловой баланс котельного агрегата.

Тепловой баланс котельного агрегата устанавливает равенство между поступающим в агрегат количеством теплоты и его расходом. На основании теплового баланса определяют расход топлива и вычисляют коэффициент полезного действия, эффективность работы котельного агрегата.

В котельном агрегате химически связанная энергия топлива в процессе горения преобразуется в физическую теплоту горючих продуктов сгорания. Эта теплота расходуется на выработку и перегрев пара или нагревания воды. Вследствие неизбежных потерь при передаче теплоты и преобразования энергии вырабатываемый продукт (пар,

вода и т.д.) воспринимает только часть теплоты. Другую часть составляют потери, которые зависят от эффективности организации процессов преобразования энергии (сжигания топлива) и передачи теплоты вырабатываемому продукту.

Уравнение теплового баланса для установившегося теплового состояния агрегата записывают в следующем виде:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_{\text{п}}$$

или

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (14.1)$$

где Q_p^p – теплота, которой располагают; Q_1 – использованная теплота; $Q_{\text{п}}$ – общие потери; Q_2 – потери теплоты с уходящими газами; Q_3 – потери теплоты от химического недожога; Q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания; Q_5 – потери теплоты в окружающую среду; Q_6 – потери теплоты с физической теплотой шлаков.

Левая приходная часть уравнения теплового баланса (14.1) является суммой следующих величин:

$$Q_p^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{пар}} + Q_{\text{физ.т.}} \quad (14.2)$$

где $Q_{\text{в.вн}}$ – теплота, вносимая в котлоагрегат с воздухом на 1 кг топлива; эта теплота учитывается тогда, когда воздух нагревается вне котельного агрегата (например, в паровых или электрических калориферах, устанавливаемых до воздухоподогревателя); если воздух нагревается только в воздухонагревателе, то, теплота не учитывается, так как она возвращается в топку агрегата; $Q_{\text{пар}}$ – теплота, вносимая в топку с дутьевым (форсуночным) паром на 1 кг топлива; $Q_{\text{физ.т.}}$ – физическая теплота 1 кг или 1 м³ топлива. Теплоту, вносимую с воздухом, рассчитывают по равенству:

$$Q_{\text{в.вн}} = \beta' V^0 c_p / (T_{\text{г.вз}} - T_{\text{х.вз}}), \quad (14.3)$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому; $c_p' = 1,33$ кДж/(м³·К), при температуре воздуха до 600К; $T_{\text{г.вз}}$, $T_{\text{х.вз}}$ – температуры горячего и холодного воздуха, обычно $T_{\text{х.вз}} = 300$ К.

Теплоту, вносимую с паром для распыления мазута (форсуночный пар), находят по формуле:

$$Q_{\text{пар}} = W_{\text{ф}} (i_{\text{ф}} - r), \quad (14.4)$$

где $W_{\text{ф}}$ – расход форсуночного пара, равный 0,3-0,4 кг/кг; $i_{\text{ф}}$ – энтальпия форсуночного пара, кДж/кг; r – теплота парообразования, кДж/кг.

Физическая теплота 1 кг топлива:

$$Q_{\text{физ.т.}} = c_{\text{т}} (T_{\text{т}} - 273), \quad (14.5)$$

где $c_{\text{т}}$ – теплоемкость топлива, кДж/(кг·К); $T_{\text{т}}$ – температура топлива.

Если предварительный подогрев воздуха и топлива отсутствует и пар для распыления топлива не используется, то $Q_p^p = Q_{\text{н}}^p$.

Тема 15. Топочные устройства.

15.1. Топочные устройства.

Топка – один из основных элементов котельного агрегата. В ней происходит процесс горения, при котором химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию продуктов сгорания, передаваемую далее жидкости и пару, находящимся в котле.

Существующие топочные устройства можно разделить на *слоевые* и *камерные*.

Слоевые топки предназначены для сжигания твердого топлива в слое на колосниковой решетке. В **камерных топках** сжигается твердое топливо во взвешенном состоянии в виде пыли и дробленых частиц, а также жидкое, распыляемое с помощью форсунок, и газообразное. Камерные топки подразделяются на *факельные* и *вихревые*.

На рис.15.1 показаны схемы слоевого, факельного и вихревого способов сжигания топлива. При слоевом способе сжигания необходимый для горения воздух попадает к слою топлива через колосниковую решетку.

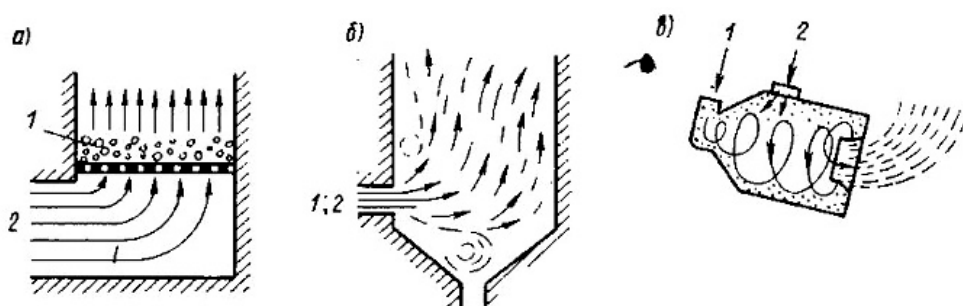


Рис. 15.1. Схемы способов сжигания твердого топлива

а – слоевой; б – факельный; в – вихревой; 1 – топливо; 2 – воздух

При факельном способе сжигания твердое топливо предварительно размалывается в мельницах и пыль вместе с воздухом (аэрозоль) попадает в топку. Время пребывания газа и пыли в объеме топки незначительно (1,5-2 с).

Циклонный способ сжигания основан на использовании закрученных топливовоздушных потоков. Транспорт топлива осуществляется воздухом. Топливные частицы циркулируют по определенным траекториям в течение времени, необходимого для завершения их сгорания. Под действием центробежных сил частицы движутся в виде уплотненного пристенного слоя, интенсивно перемешиваясь с воздухом. Время пребывания частиц в циклонной камере выбирается достаточным для выгорания грубой пыли (размер частиц – 200 мкм) или дробленого топлива (размер частиц до 5 мм).

Слоевые топки. По способу механизации операций обслуживания (подача топлива, шировка слоя, удаление золы и шлака) слоевые топки делятся на ручные (**немеханизированные**), **полумеханические** и **механические**. В полумеханических топках механизирована часть операций. В механических топках механизированы все операции.

Классификации наиболее типичных и относительно широко распространенных топочных устройств со слоевым сжиганием топлива показана на рис.15.2.

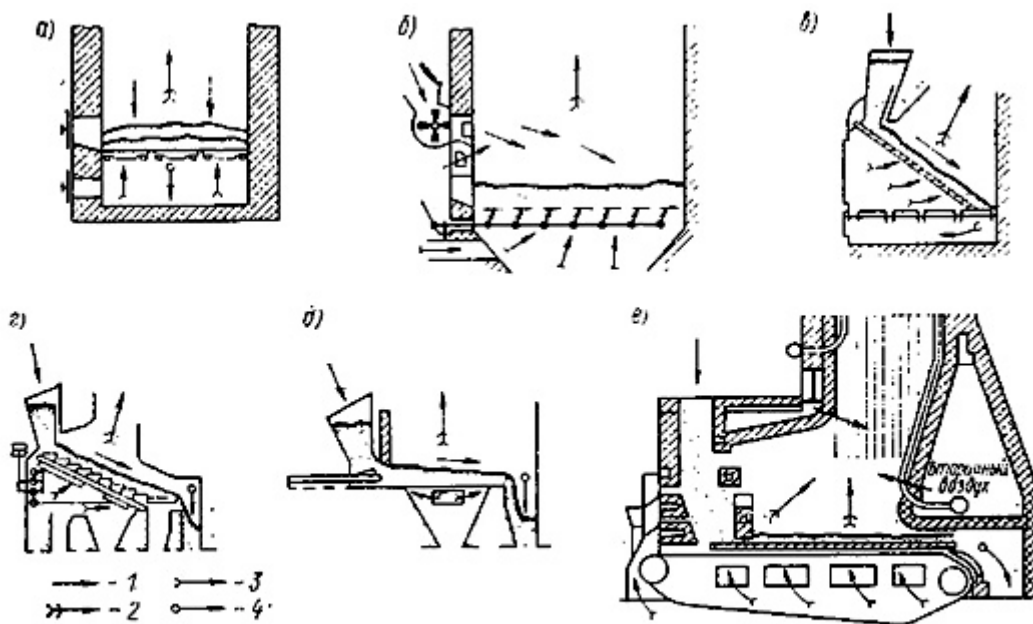


Рис. 15.2. Схемы слоевых топков

1 -- топливо; 2 -- воздух; 3 -- продукты сгорания; 4 -- очаговые остатки

В зависимости от способа организации процесса сжигания топлива слоевые топки можно разделить на три группы:

- 1) с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижным слоем топлива (рис.15.2,а, б);
- 2) с неподвижной колосниковой решеткой и перемещением топлива по решетке (рис.15.2 в, г, д);
- 3) с подвижной колосниковой решеткой и движущимся вместе с ней слоем топлива (рис.15.2 е).

В показанную на рис.15.2,а топку топливо загружают вручную и вручную удаляют очаговые остатки через зольник. Из-за большой затраты физического труда топки этого типа используют только для котлов малой паропроизводительности (до 0,5 кг/с).

На рис.15.2,б показана полумеханическая топка с пневмомеханическим забрасывателем (ПМЗ) (рис.15.3) и ручными поворачивающимися колосниками (РПК).

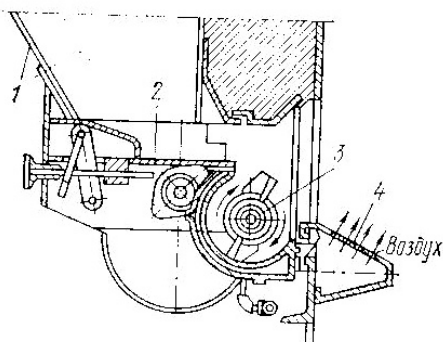


Рис. 15.3. Пневмомеханический забрасыватель топлива

1 — бункер; 2 — питатель; 3 — роторный метатель; 4 — соловая решетка

Топливо забрасывается питателем ПМЗ и равномерно распределяется по решетке, Удаляют очаговые остатки путем их сбрасывания в зольный бункер при повороте колосников около своей оси от ручного привода. В топке, показанной на рис. 15.2, в, загрузка осуществляется под воздействием собственного веса топлива. Топки с наклонной решеткой (с углом 40-50, что соответствует углу естественного откоса сжигаемого топлива) используют обычно для сжигания древесных отходов и кускового торфа.

Возвратно-поступательное движение колосников на наклонно-переталкивающей решетке (рис. 15.2,з) дает возможность осуществить непрерывную шуровку слоя топлива. В таких топках возможно сжигание горючих сланцев, бурых углей с большой зольностью и повышенной влажностью и каменных углей с большим выходом летучих веществ. Топки с шурующей планкой (рис. 15.2,д) предназначены для сжигания многозольных бурых и неспекающихся каменных углей. Шурующая планка выполняется в виде трехгранной призмы из литого чугуна или стали. Угол наклона передней плоскости к горизонтальной плоскости составляет 35, а задней – 15. При движении вперед (к задней стенке топki) топливо подрезается задней гранью и осуществляется шуровка горящего слоя топлива.

Камерные топki для сжигания твердого топлива используют в котельных агрегатах средней (10-42 кг/с) и большой (42 кг/с) производительности.

Основные преимущества камерных топok заключаются в следующем:

- 1) возможность экономичного использования практически всех сортов угля, в том числе и низкокачественных, которые трудно сжигать в слое;
- 2) хорошее перемешивание топлива с воздухом, что позволяет работать с небольшим избытком воздуха ($a=1,2-1,25$);
- 3) возможность повышения единичной мощности котельного агрегата;
- 4) относительная простота регулирования режима работы и, следовательно, возможность полной автоматизации топочного процесса.

15.2. Сжигание топлива.

Сжигание твердого топлива в факеле. Большое значение для работы пылеугольных топok имеет конструкция применяемых горелок. Горелки должны обеспечивать хорошее перемешивание топлива с воздухом, надежное зажигание аэросмеси, максимальное заполнение факелом топочной камеры и легко поддаваться регулированию по производительности в заданных пределах.

Сжигание мазута и газов в топках. Жидкое топливо, сжигаемое в топках, подвергается предварительному распылению с помощью форсунки, являющейся элементом горелки.

Пол горелкой в общем случае понимается агрегат, включающий помимо форсунки воздухонаправляющий аппарат, запальное устройство и механизм управления.

Качественное сжигание жидкого топлива обуславливается тонкостью его распыления. Для этой цели используют форсунки, которые, кроме того, обеспечивают необходимый диапазон регулирования расхода топлива и устойчивое зажигание смеси.

В зависимости от способа распыления топлива форсунки подразделяются на четыре класса: механические, паровые, воздушные (пневматические) и комбинированные. На рис.15.4 показаны принципиальные схемы применяемых форсунок.

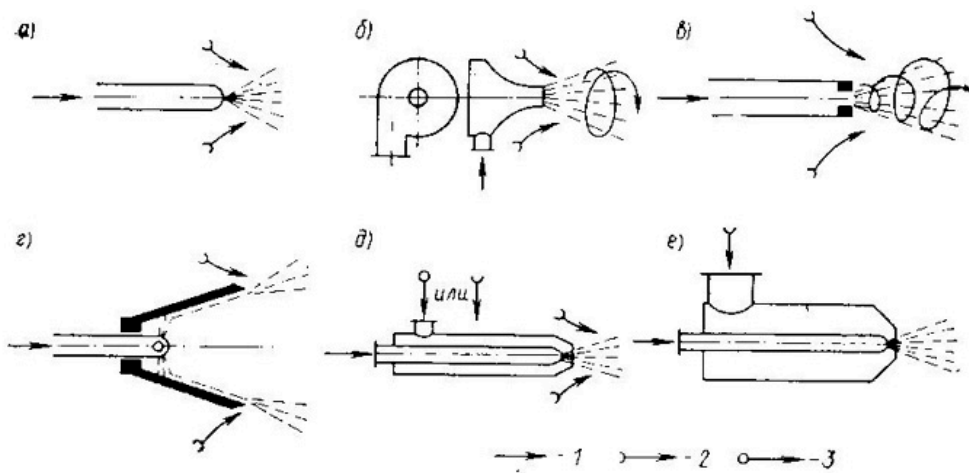


Рис. 15.4. Принципиальные схемы мазутных форсунок

1 — топливо; 2 — воздух; 3 — пар

Форсунки с механическим распылением разделяют на прямоструйные, центробежные и ротационные. В прямоструйных форсунках (Рис.15.4,а) дробление струи топлива на мельчайшие капли происходит при его продавливании под значительным давлением (1-2 Мпа) через сопло малого диаметра.

В центробежных форсунках (Рис.15.4,б,в) топливо распыляется под действием центробежных сил, возникающих при закручивании топливного потока.

В ротационных форсунках (Рис.15.4,з) топливо подается внутрь быстро вращающегося распыливающегося стакана, где оно растекается под действием центробежных сил, образуя тонкую пленку. На выходной кромке стакана тонкая пленка подхватывается подводимым первичным воздухом.

Паровые и пневматические форсунки можно объединить в один класс – форсунки с распыливающей средой. В паровых форсунках (Рис.15.4,д) в качестве такой среды используют водяной пар с давлением 0,4-1,6 Мпа., а в пневматических форсунках (Рис.15.4,е) используют воздух низкого (0,002-0,008 Мпа) и высокого (0,2-1 Мпа и выше) давления.

Газовые горелки бывают:

кинетические - полного предварительного смешения (газ с воздухом смешивается до выхода из горелки);

диффузионно-кинетические – частичного предварительного смешения;

диффузионные – внешнего смешения.

По способу подачи воздуха горелки делятся на *инжекционные* и *дутьевые* (принудительной подачей воздуха).

На рис.15.5 показаны основные принципиальные схемы газовых горелок.

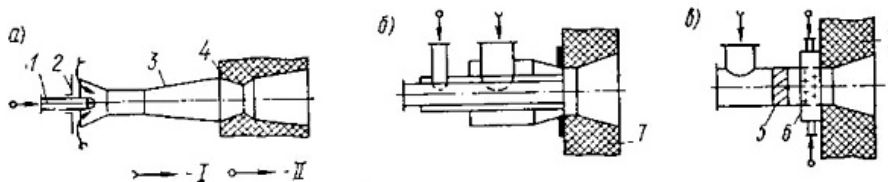


Рис. 15.5. Схемы горелок для сжигания газа

1 — газовое сопло; 2 — регулирующая воздушная заслонка; 3 — смеситель; 4 — керамическая насадка; 5 — лопаточный завихритель; 6 — газовый коллектор; 7 — обмуровка топки; I — воздух; II — газ

15.3. Теплотехнические показатели работы топок.

Важнейшая теплотехническая характеристика топочных устройств, основываясь на которой решают вопросы их конструкции и оценивают интенсивность работы, - *тепловое напряжение объема топочного пространства*. Оно выражается отношением Q/V_T и представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени V и приходящейся на 1 куб.м объема топочного пространства, т.е.:

$$q_v = Q/V_T = Q_p_n V/V_T. (15.1)$$

Единицей измерения q для является $Вт/м^3$.

Если значение q будет превышать определенную числовую величину, установленную практически, то за время нахождения в топке топливо не сгорит полностью. Опыт эксплуатации котельных агрегатов показал, что для различных видов топлива, способов сжигания и конструкций топок допустимое значение q_v изменяется в широких пределах. Например, для слоевых топок с неподвижной решеткой и ручным забросом топлива $q_v = 290 - 350 \text{ кВт/м}^3$, у слоевых механизированных топок $q_x = 290 - 465 \text{ кВт/м}^3$, для камерных топок при сжигании угольной пыли $q_v = 145 - 230 \text{ кВт/м}^3$, а при сжигании в них газа или мазута $q_x = 230 - 460 \text{ кВт/м}^3$.

В слоевых топках, в которых часть топлива сгорает в слое, а другая часть в топочном пространстве, применяют еще одну характеристику интенсивности тепловой работы топки, называемую *тепловым напряжением зеркала горения* и имеющую вид:

$$q_R = Q/R = Q_p_n/R. (15.2)$$

Единицей измерения для q_R является $Вт/м^2$; V – кг/с; Q_p_n – Дж/кг и для R – $м^3$.

Эта характеристика представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени и приходящейся на 1 $м^2$ площади поверхности зеркала горения. Установлено, что чем больше q_R , тем больше потеря теплоты от механического недожога вследствие уноса из пределов топки мелких, не успевших сгореть частиц топлива. Значения теплового напряжения зеркала золы, конструкции топки и т.д. и изменяются в широких пределах – от 350 до 1100 $кВт/м^2$. Очевидно, что чем больше значение q_v и q_R для заданных размеров топки и одного и того же вида топлива, тем интенсивней (форсированней) протекает работа топки, т.е. больше сжигается топлива в единицу времени и больше вырабатывается теплоты. Однако форсировать топку можно лишь до определенного предела, ибо в противном случае возрастают потери от химической и механической неполноты сгорания и снижается КПД.

Тема 16. Горение топлива.

16.1. Физический процесс горения топлива.

Горение топлива – химическая реакция соединения горючих элементов топлива с окислителем при высокой температуре, сопровождающийся интенсивным выделением теплоты. В качестве окислителя используют кислород воздуха.

Процессы горения разделяют на 2 группы:

- 1). *гомогенное* горение – горение газообразных горючих (характеризуется системой "газ+газ");
- 2). *гетерогенное* горение – горение твердых и жидких горючих (характеризуется системой "твердое тело+газ" или "жидкость+газ").

Процесс горения может протекать с разной скоростью – от медленного до мгновенного. Медленное горение – самовозгорание твердого топлива при его хранении на складах. Мгновенное горение представляет собой взрыв. В теплоэнергетических установках практическое значение имеет такая скорость реакции, при которой происходит устойчивое горение, т.е. при постоянной подаче в зону горения топлива и окислителя. При этом соотношение концентрации топлива и окислителя должен быть определенным. При нарушении этого соотношения (богатая смесь, бедная смесь) скорость реакции снижается и уменьшается тепловыделение на единицу объема.

Горение – это в основном химический процесс, т.к. в результате его протекания происходит качественные изменения состава реагирующих масс. Но в то же время химическая реакция горения сопровождается различными физическими явлениями: перенос теплоты, диффузионный перенос реагирующих масс и др.

Время горения топлива складывается из времени протекания физических ($t_{\text{физ}}$) и химических процессов ($t_{\text{хим}}$):

$$t_{\text{гор}} = t_{\text{физ}} + t_{\text{хим}} \quad (16.1)$$

Время протекания физических процессов состоит из времени, необходимого для смешивания топлива с окислителем ($t_{\text{см}}$) и времени, в течении которого топливо – воздушная смесь подогревается до температуры воспламенения ($t_{\text{н}}$):

$$t_{\text{физ}} = t_{\text{см}} + t_{\text{н}} \quad (16.2)$$

Время горения ($t_{\text{гор}}$) определяется скоростью наиболее медленного процесса.

Горение газообразного топлива. Минимальная температура при которой происходит воспламенение смеси, называется *температурой воспламенения*. Значение этой температуры для различных газов неодинаково и зависит от теплофизических свойств горючих газов, содержания горючего в смеси, условий зажигания, условий отвода теплоты в каждом конкретном устройстве и т.д.

Горючий газ в смеси с окислителем сгорает в факеле. Различают два метода сжигания газа в факеле – *кинетический* и *диффузионный*. При кинетическом сжигании до начала горения газ предварительно смешивается с окислителем. Газ и окислитель подаются сначала в смешивающее устройство горелки. Горение смеси осуществляется вне пределов смесителя. При этом скорость горения не должна превышать скорости химических реакций горения $t_{\text{гор}} = t_{\text{хим}}$.

Диффузионное горение происходит в процессе смешивания горючего газа с воздухом. Газ поступает в рабочий объем отдельно от воздуха. Скорость процесса будет ограничена скоростью смешивания газа с воздухом $t_{\text{гор}} = t_{\text{физ}}$.

Кроме этого существует смешанное (диффузионно-кинетическое) горение. При этом газ предварительно смешивается с некоторым количеством воздуха, затем полученная смесь поступает в рабочий объем, где отдельно подается остальная часть воздуха.

В топках котельных агрегатов в основном используют кинетический и смешанный способы сжигания топлива.

Горение твердого топлива. Процесс горения состоит из следующих стадий: 1) подсушка топлива и нагревание до температуры начала выхода летучих веществ; 2) воспламенение летучих веществ и их выгорание; 3) нагревание кокса до воспламенения; 4) выгорание горючих веществ из кокса. Эти стадии иногда частично накладываются одна на другую. Выход летучих веществ у различных топлив начинается при различных температурах: у торфа при 550-660К, у бурых углей при 690-710К, у тощих углей и антрацита при 1050-1070К.

Горение жидкого топлива. Основным жидким топливом, используемым в теплоэнергетике и промышленной теплотехнике является мазут. В установках небольшой мощности также используют смесь технического керосина со смолами.

Наибольшее применение получило метод сжигания в распыленном состоянии. Этот метод

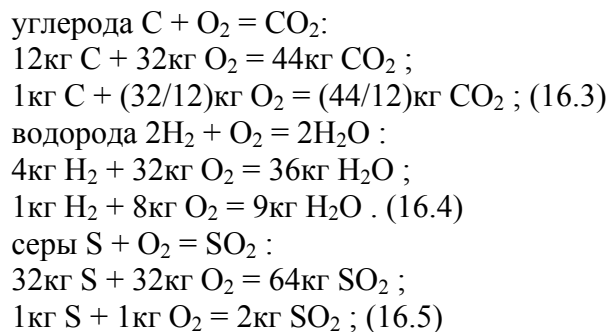
позволяет значительно ускорить его сгорание и получить высокие тепловые напряжения объемов топочных камер вследствие увеличения площади поверхности контакта топлива с окислителем.

Процесс горения жидкого топлива можно разделить на следующие стадии: 1) нагревание и испарение топлива; 2) образование горючей смеси; 3) воспламенение горючей смеси от постороннего источника (искры, раскаленной спирали и т.п.); 4) собственно горение смеси.

16.2. Определение теоретического и действительного расхода воздуха на горение топлива.

Горючие вещества топлива взаимодействуют с кислородом воздуха в определенном количественном соотношении. Расход кислорода и количество получающихся продуктов сгорания рассчитывают по *стехиометрическим уравнениям* горения, которые записывают для 1 кмоль каждой горючей составляющей.

Стехиометрические уравнения горения горючих составляющих твердого и жидкого топлива имеют вид:



Для горения 1 кг углерода, водорода и серы необходимо соответственно 8/3, 8 и 1 кг кислорода. В топливе находится $C^p/100$ кг углерода, $H^p/100$ кг водорода, $S_{л}^p/100$ кг летучей серы и $O^p/100$ кг кислорода. Тогда для горения 1 кг топлива суммарный расход кислорода будет равен:

$$M^o_{O_2} = (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100. \quad (16.6)$$

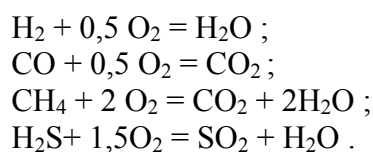
Так как массовая доля кислорода в воздухе равна 0,232, то массовое количество воздуха определяется по формуле:

$$\begin{aligned} M^o &= (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100 \cdot 100/23,2. \\ M^o &= 0,115 C^p + 0,345 H^p + 0,043(S_{л}^p - O^p). \quad (16.7) \end{aligned}$$

При нормальных условиях плотность воздуха $\rho_o = 1,293 \text{ кг/м}^3$. Тогда объемное количество воздуха, необходимого для горения 1 кг топлива можно рассчитать по следующей формуле:

$$\begin{aligned} V^o &= M^o / \rho_o = M^o / 1,293 \text{ м}^3/\text{кг}. \\ V^o &= 0,0889 (C^p + 0,3755S_{л}^p) + 0,265 H^p - 0,033O^p. \quad (16.8) \end{aligned}$$

Для газообразного топлива расход необходимого воздуха V^o определяют из объемных долей горючих компонентов газа с использованием стехиометрических реакций:



Теоретическое количество воздуха ($\text{м}^3/\text{м}^3$), необходимого для сжигания газа, определяют по формуле:

$$\begin{aligned} V^o &= 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + \\ &+ 1,5H_2S + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2]. \quad (16.9) \end{aligned}$$

Количество воздуха V^0 , рассчитываемого по формулам (16.8) и (16.9), называется теоретически необходимым. То есть V^0 представляет собой минимальное количество воздуха, необходимое для обеспечения полного сгорания 1 кг (1 м^3) топлива при условии, что при горении используется весь содержащийся в топливе и подаваемый вместе с воздухом кислород.

В реальных условиях из-за технических трудностей ощущается местный недостаток или избыток окислителя (воздуха), в результате ухудшается полное горение топлива. Поэтому воздух подается в большем количестве по сравнению с его теоретическим количеством V^0 . Отношение действительного количества воздуха (V_d), подаваемого в топку, к теоретически необходимому количеству называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = V_d / V^0. \quad (16.10)$$

16.3. Количество продуктов сгорания топлива.

При полном сгорании топлива продукты сгорания содержат газы: CO_2 , S_2O , N_2 , O_2 и пары воды H_2O , т. е.

$$\text{CO}_2 + \text{S}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = 100 \%.$$

Полный объем продуктов сгорания V_r ($\text{м}^3/\text{кг}$) представляет собой сумму объемов сухих газов $V_{с.г.}$ и водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$:

$$V_r = V_{с.г.} + V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (16.11)$$

при этом $V_{с.г.} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}$,

где $V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}$ - объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}$ - объем двухатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$.

1. При $\alpha_r = 1$

1. Для твердых (кроме сланцев) и жидких топлив теоретические объемы ($\text{м}^3/\text{кг}$) продуктов полного сгорания определяются по формулам:

а). объем двухатомных газов:

$$V^0_{\text{N}_2} = 0,79V^0 + 0,8N^0/100; \quad (16.12)$$

б). объем трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^p + 0,375 S^p_{\text{л}}); \quad (16.13)$$

в). объем сухих газов:

$$\begin{aligned} V^0_{с.г.} &= V_{\text{RO}_2} + V^0_{\text{N}_2} = \\ &= 0,0187(C^p + 0,3753 S^p_{\text{л}}) + 0,79V^0 + 0,8N^0/100; \end{aligned} \quad (16.14)$$

г). объем водяных паров:

$$V^0_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0; \quad (16.15)$$

д). полный объем продуктов сгорания:

$$V^0_r = V^0_{с.г.} + V^0_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0187(C^p + 0,3753 S^p_{\text{л}}) + 0,79V^0 + 0,8N^0/100 + 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0; \quad (16.16)$$

2. Для сланцев объем трехатомных газов определяется по формуле:

$$V_{\text{RO}_2\text{K}} = V_{\text{RO}_2} + [0,509(\text{CO}_2)^p_{\text{к}} / 100] K = 0,0187(C^p + 0,375 S^p_{\text{л}}) [0,509(\text{CO}_2)^p_{\text{к}} / 100] K, \quad (16.17)$$

где K - коэффициент разложения карбонатов:

при слоевом сжигании $K = 0,7$;

при камерном- $1,0$.

3. Для газообразного топлива теоретические объемы продуктов сгорания ($\text{м}^3/\text{м}^3$) определяются по формулам:

а). объем двухатомных газов

$$V^0_{\text{N}_2} = 0,79 V^0 + N_2 / 100; \quad (16.18)$$

б). объем трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01[\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m H_n]; \quad (16.19)$$

в). объем сухих газов :

$$V_{\text{с.г.}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 ; (16.20)$$

г). объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \Sigma(n/2)\text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_{\text{г}} + 0,0161V^0], (16.21) \text{ где } d_{\text{г}} - \text{ влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к } 1 \text{ м}^3 \text{ сухого газа, г/м}^3;$$

д). полный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{с.г.}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 . (16.22)$$

Б. При $\alpha_{\text{T}} = 1$

1. Для твердых (кроме сланцев), жидких и газообразных топлив объемы продуктов полного сгорания (мД/кг) определяются по формулам:

а). объем сухих газов :

$$V_{\text{с.г.}} = V_{\text{с.г.}}^0 + (\alpha_{\text{T}} - 1)V^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{T}} - 1)V^0 ; (16.23)$$

б). объем водяных паров :

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{T}} - 1)V^0 ; (16.24)$$

в). полный объем продуктов сгорания определяется по (3.31).

2. Для сланцев полный объем продуктов сгорания (м³/кг) :

$$V_{\text{г.к.}} = V_{\text{RO}_2\text{к}} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{RO}_2\text{к}} + V_{\text{N}_2}^0 + 0,0124(9\text{H}^{\text{п}} + \text{W}^{\text{п}}) + 0,0161\alpha_{\text{T}}V^0 . (16.25)$$

Содержание CO₂, S₂O и RO₂ в сухих газах при полном сгорании топлива определяется по формулам:

$$\text{CO}_2 = (V_{\text{CO}_2} / V_{\text{с.г.}}) ; (16.26)$$

$$\text{S}_2\text{O} = (V_{\text{SO}_2} / V_{\text{с.г.}}) ; (16.27)$$

$$\text{RO}_2 = (V_{\text{RO}_2} / V_{\text{с.г.}}) . (16.28)$$

Максимальное содержание (%) трехатомных газов RO₂^{max} в сухих газах при полном сгорании топлива:

$$\text{RO}_2^{\text{max}} = 21 / (1 + \beta), (16.29)$$

β - характеристика топлива;

для твердого и жидкого :

$$\beta = 2,35 (\text{H}^{\text{п}} - 0,126\text{O}^{\text{п}} + 0,04\text{N}^{\text{п}}) / (\text{C}^{\text{п}} + 0,375\text{S}^{\text{п}}_{\text{л}}) ; (16.30)$$

для газообразного :

$$\beta = 0,21 (0,01\text{N}_2 + 0,79V^0) / V_{\text{RO}_2} - 0,79 . (16.31)$$

Содержание (%) азота N₂, и кислорода, в сухих газах и полном сгорании топлива:

$$\text{N}_2 = 100 - \text{RO}_2 - \text{O}_2 ; (16.32)$$

$$\text{O}_2 = 21 - \beta\text{RO}_2 - \text{RO}_2 . (16.33)$$

Масса продуктов сгорания.

а). Для твердого (кроме сланцев) и жидкого топлива (кг/кг) :

$$M_{\text{г}} = 1 - 0,01A^{\text{п}} + 1,306\alpha_{\text{T}}V^0 ; (16.34)$$

б). для газообразного топлива (кг/м³) :

$$M_{\text{г}} = \rho_{\text{г.т.}}^{\text{с}} + 0,001d_{\text{г.т.}} + 1,306\alpha_{\text{T}}V^0 , (16.35)$$

$\rho_{\text{г.т.}}^{\text{с}}$ - плотность сухого газа, кг/м³; $d_{\text{г.т.}}$ - содержание влаги в топливе, кг/м³ ;

в). для сланцев (кг/кг):

$$M_{\text{г.к.}} = 1 - 0,01A_{\text{к}}^{\text{п}} + 1,306\alpha_{\text{T}}V^0 + 0,01(\text{CO}_2)_{\text{к}}^{\text{п}}K , (16.36)$$

где $A_{\text{к}}^{\text{п}}$ - расчетное содержание золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов, %, K - коэффициент разложения карбонатов: при слоевом сжигании $K = 0,7$, при камерном - 1,0.

Расчетное содержание (%) золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов:

$$A_{\text{к}}^{\text{п}} = A^{\text{п}} + (1 - K) (\text{CO}_2)_{\text{к}}^{\text{п}} . (16.37)$$

Для твердых топлив концентрация золы в продуктах сгорания определяется по формуле:

$$\eta_{\text{зл}} = A^{\text{п}} a_{\text{зл}} / (100 M_{\text{г}}) , (16.38)$$

где $a_{ун}$ - доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания.

Коэффициент избытка воздуха в топке. При полном сгорании топлива коэффициент избытка воздуха в топке определяется по формуле:

$$\alpha_T = 21 / (21 - 79 O_2 / N_2) , (16.39)$$

где O_2 и N_2 - содержание кислорода и азота в газах, (%).

Тема 17. Компрессорные установки.

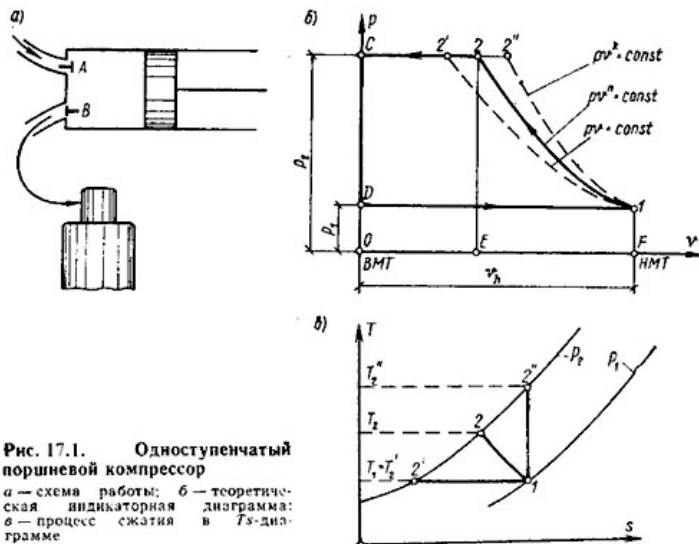
17.1. Объемный компрессор.

Сжатый воздух получается с помощью различного типа компрессоров. Компрессоры низкого давления называют вентиляторами и применяют для перемещения и подачи воздуха в калориферы сушильных установок, воздухоподогреватели, топки, а также для преодоления сопротивления движению газов, чтобы обеспечить тягодутьевой режим в различных установках.

По принципу устройства и работы компрессоры делятся на две группы – *объемные* и *лопаточные*. Объемные компрессоры подразделяются на *поршневые* и *ротационные*, а лопаточные – на *центробежные* и *осевые* (аксиальные). Несмотря на конструктивные различия термодинамические принципы их работы аналогичны между собой.

Объемный компрессор – это компрессор статического сжатия, которое происходит в нем вследствие уменьшения объема, где заключен газ.

Одноступенчатый поршневой компрессор. На рис. 17.1,а показана принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора. Коленчатый вал компрессора приводится во вращение от электродвигателя или от поршневого двигателя внутреннего сгорания. При движении поршня от ВМТ к НМТ в цилиндр с охлаждаемой рубашкой через автоматически открывающийся клапан *A* из окружающей среды всасывается газ. Нагнетательный клапан *B* закрыт под действием давления газов в резервуаре, которое больше атмосферного. При обратном движении поршня от НМТ к ВМТ газ начинает сжиматься, давление его увеличивается, и всасывающий клапан закрывается. Процесс сжатия продолжается до тех пор, пока давление в цилиндре не станет равным (практически несколько больше) давлению в резервуаре. Тогда клапан *B* открывается, и начинается процесс нагнетания сжатого газа в резервуар до тех пор, пока поршень не придет в ВМТ.



Рассмотрим рабочий процесс в pV -координатах для идеального одноступенчатого компрессора (идеального в том смысле, что в нем не учитываются потери на трение, а утечки газа и объем вредного пространства (объем между крышкой цилиндра и днищем поршня при его положении в ВМТ) принимаются равными нулю, т. е. на рис. 17.1, б положение ВМТ будет совпадать с осью ординат). Обозначим: V_h - рабочий (полезный) объем цилиндра; P_1 — давление окружающей среды; P_2 - давление газа в резервуаре; процессы: D-1 - всасывание; 1-2 - сжатие; 2-С - нагнетание. С началом нового хода поршня снова открывается всасывающий клапан, давление в цилиндре падает от P_2 до P_1 теоретически мгновенно, т. е. по вертикали С-D, и рабочий процесс повторяется, завершаясь, таким образом, за два последовательных хода поршня. Следовательно, компрессор представляет собой двухтактную машину. Площадь теоретической индикаторной диаграммы D-1-2-С, которая графически изображает круговой процесс, измеряет работу, расходуемую компрессором за один оборот его вала. Нужно иметь в виду условность названия кругового процесса (цикла) компрессора, так как всасывание и нагнетание не являются термодинамическими процессами, поскольку они происходят при переменном количестве газа. В этом состоит отличие индикаторной диаграммы от p_x -диаграммы, которая строится для постоянного количества рабочего тела. В индикаторной диаграмме D-1-2-С сжатие газа 1-2 - термодинамический процесс, ибо в нем участвует постоянное количество газа. Очевидно, что при одном и том же конечном давлении P_2 конечный объем x_2 будет различен в зависимости от характера кривой процесса сжатия 1-2, а значит, будет различна и работа, затрачиваемая на привод компрессора. Как следует из рис. 17.1б, наиболее выгодным процессом сжатия по затрате работ извне для привода компрессора является изотермический процесс 1-2'. В этом случае соблюдаются также идеальные условия для сохранения качества смазочных масел (вязкость, температура вспышки и др.). Однако изотермическое сжатие газа в компрессоре практически неосуществимо, и кривая сжатия обычно располагается между изотермой и адиабатой и может быть принята за политропу с показателем $n = 1,2—1,25$. Чем интенсивнее будет охлаждение газа при сжатии (чаще всего водой, проходящей через рубашку компрессора), тем больше будет политропа сжатия 1-2 отклоняться от адиабаты 1-2'' в сторону изотермы 1-2'. С уменьшением теплообмена показатель n увеличивается. Очевидно также, что с увеличением n при одном и том же отношении P_2/P_1 конечная температура сжатого газа T_2 будет возрастать по закону:

$$T_1^n P_1^{1-n} = T_2^n P_2^{1-n}$$

$$\text{или } T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(n-1)/n} \quad (17.1)$$

Например, при $P_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 16^\circ\text{C}$ и конечной температуре $t_2 = 160^\circ\text{C}$ при адиабатном сжатии давление воздуха можно увеличить в 4 раза, а при политропном ($n = 1,2$) в 10 раз. То есть конечная температура сжатия T_2 зависит от характера процесса сжатия. Наиболее невыгодным процессом является адиабатное сжатие.

Абсолютное значение работы, затрачиваемой на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом идеальном компрессоре (A_0) может быть подсчитано так:

$$A_0 = A_{\text{сж}} + A_{\text{нагн}} - A_{\text{всас}} = \int P dv + P_2 v_2 - P_1 v_1. \quad (17.2)$$

По смыслу работы A_0 , $A_{\text{сж}}$, $A_{\text{нагн}}$ являются отрицательными, а работа процесса всасывания $A_{\text{всас}}$ - положительной, так как на ее совершение энергия не затрачивается (трение отсутствует), и сопротивление воздуха, находящегося справа под поршнем при ходе всасывания, не учитывается, ибо не принимается также во внимание положительная работа этого воздуха при сжатии и нагнетании.

В зависимости от характера процесса сжатия $\int P dv$ имеет значения:

для изотермического процесса:

$$A^T = P_1 v_1 \ln(P_1/P_2);$$

для адиабатного процесса:

$$A^{\text{ад}} = 1/(\beta - 1)(P_1 v_1 - P_2 v_2);$$

для политропного процесса:

$$A^{\text{пол}} = 1/(n - 1)(P_1 v_1 - P_2 v_2).$$

Чтобы не иметь дело с отрицательными величинами при подсчете работы сжатия, их умножают на -1. Это дает:

$$A^T = P_1 v_1 \ln(P_2/P_1); \quad A^{\text{ад}} = 1/(\beta - 1)(P_2 v_2 - P_1 v_1);$$

$$A^{\text{пол}} = 1/(n - 1)(P_2 v_2 - P_1 v_1).$$

Тогда теоретическая работа компрессора затрачиваемая на сжатие 1 кг газа, при изотермическом процессе сжатия выразится равенством:

$$A^T_0 = P_1 v_1 \ln(P_2/P_1); \quad (17.3)$$

при адиабатическом процессе сжатия:

$$A^{\text{ад}}_0 = \beta/(\beta - 1)P_1 v_1[(P_2/P_1)^{1/\beta} - 1]; \quad (17.4)$$

при политропном процессе сжатия:

$$A^{\text{пол}}_0 = n/(n - 1)P_1 v_1[(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (17.5)$$

При уменьшении производительности компрессора с увеличением давления сжатого воздуха и ухудшении при этом условий смазки из-за повышения температуры T_2 одноступенчатый компрессор становится непригодным для получения сжатого газа высокого давления. Обычно одноступенчатые компрессоры применяют для получения сжатого газа давлением не выше 0,8—1 МПа. При необходимости иметь сжатый газ более высокого давления используют многоступенчатые компрессоры.

Многоступенчатый поршневой компрессор. В многоступенчатых компрессорах сжатие газов осуществляется последовательно в нескольких цилиндрах (до семи) с промежуточным охлаждением после каждого цилиндра в специальных холодильниках.

При таком принципе работы сжатие газа в каждом цилиндре возможно при допустимом температурном режиме, обеспечивающем благоприятные условия смазки. В промежуточных холодильниках после каждого цилиндра газ охлаждают при постоянном давлении, равном давлению конечного сжатия в соответствующей ступени.

Рассмотрим в качестве примера работу трехступенчатого поршневого компрессора, схема которого приведена на рис.17.2, а рабочий процесс в рх- и ts- координатах (для идеального компрессора) — на рис.17.3.

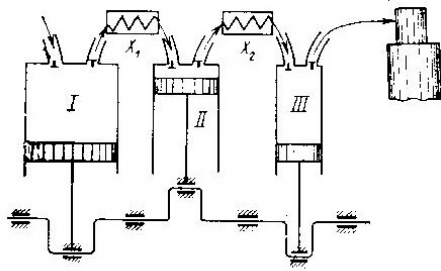


Рис.17.2. Принципиальная схема трехступенчатого поршневого компрессора

I, II, III – ступени компрессора; x_1, x_2 – промежуточные холодильники

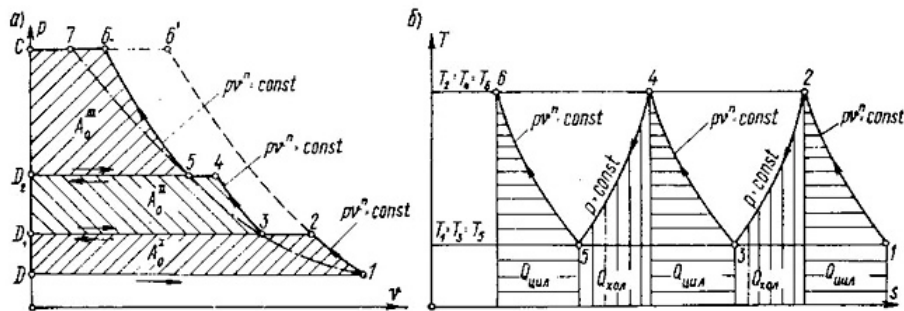


Рис. 17.3. Теоретическая индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора (а) и процесс сжатия в Ts -диаграмме (б)

Газ всасывается в цилиндр низкого давления (процесс D-1 на рис.17.3), сжимается по политропе 1-2 до давления P_2 и нагнетается в промежуточный холодильник x_1 , где при постоянном давлении P_2 охлаждается вследствие отдачи теплоты воде, омывающей змеевик. Из промежуточного холодильника сжатый газ при том же давлении P_2 всасывается во вторую ступень. Конечный объем всасывания $V_3 < V_2$; так как $P_2 = \text{Const}$, а $T_3 < T_2$. Во второй ступени газ сжимается по политропе до давления P_4 (процесс 3-4), нагнетается при этом давлении во второй промежуточный холодильник x_2 и оттуда поступает в третью ступень, где и сжимается до конечного заданного давления P_6 (процесс 5-6) и нагнетается в резервуар.

Работу многоступенчатого компрессора стремятся организовать так, чтобы обеспечивались следующие три условия:

- 1) полное охлаждение газа во всех холодильниках, т.е. температуру газа доводят до начальной температуры T_1 , которую он имел при входе в первую ступень ($T_1 = T_3 = T_5$);
- 2) одинаковая конечная температура сжатия газа во всех ступенях, обеспечивающая во всех цилиндрах надежные условия смазки ($T_2 = T_4 = T_6$);
- 3) одинаковые показатели политроп сжатия во всех цилиндрах, т.е. $n^I = n^{II} = n^{III} = n$.

При выполнении этих условий перепады давлений (отношение конечного давления к начальному) во всех ступенях одинаковы, т.е. $P_2/P_1 = P_4/P_3 = P_6/P_5$.

Для определения общей работы, затрачиваемой на привод многоступенчатого компрессора, необходимо просуммировать работы, затрачиваемые на сжатие газа по отдельным ступеням. Нетрудно показать, что при выполнении трех указанных условий $A_0^I, A_0^{II}, A_0^{III}$ будут одинаковы.

В соответствии с формулой (17.5) имеем:

$$A_0^I = n/(n-1)P_1 v_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1] = n/(n-1)RT_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (17.6)$$

$$A_{0}^{II} = n/(n-1)P_3 v_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1] = \\ = n/(n-1)RT_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (17.7)$$

$$A_{0}^{III} = n/(n-1)P_5 v_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1] = \\ = n/(n-1)RT_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (17.8)$$

Так как правые части уравнений равны, то $A_0^I = A_0^{II} = A_0^{III}$. Тогда теоретическая работа m ступенчатого компрессора, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа, будет определяться произведением $m \cdot A_0$.

Теоретическая мощность N_0 (Вт), затрачиваемая на привод компрессора, может быть определена по равенству:

$$N_0 = M \cdot m \cdot A_0, \quad (17.9)$$

где: M – производительность компрессора, кг/с; A_0 – теоретическая работа на сжатие 1 кг газа в одной ступени, Дж/кг; m – число ступеней компрессора.

Для определения действительной (эффективной) мощности N_e , необходимой для привода компрессора, нужно знать потери работы на преодоление сопротивлений клапанов и трубопроводов и на трение в соприкасающихся частях компрессора, которые учитываются механическим КПД:

$$N_e = N_0 / \eta_m = M \cdot m \cdot A_0 / \eta_m. \quad (17.10)$$

Для поршневого компрессора $\eta_m = 0,8—0,9$.

17.2. Лопаточный компрессор.

В отличие от объемного лопаточный компрессор - это компрессор динамического сжатия. Они бывают двух видов: *центробежные и осевые (аксиальные)*.

Центробежный многоступенчатый компрессор (нагнетатель) рассчитан на подачу газов давлением до 0,8 - 1 МПа. Принцип его работы (рис. 17.4) следующий. Рабочее колесо 1 с радиально направленными каналами укреплено на валу 2 и вращается с помощью двигателя в корпусе 3. Воздух или газ, поступающий в каналы рабочего колеса, отбрасывается центробежной силой к периферии и попадает в лопаточный аппарат 4, лопатки которого образуют расширяющиеся каналы. В этих каналах вследствие уменьшения скорости воздуха (газа) повышается его давление. Далее сжатый воздух через напорный патрубок 5 поступает в нагнетательный трубопровод. По описанному принципу работают и центробежные вентиляторы, приводимые электродвигателями и создающие избыточное давление до 12 кПа.

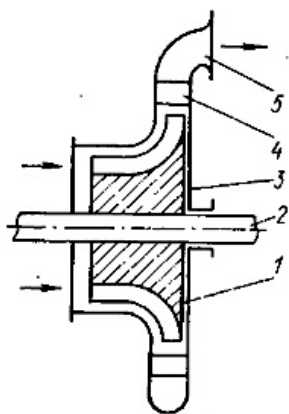


Рис. 17.4. Принципиальная схема центробежного компрессора

1 — рабочее колесо; 2 — вал; 3 — корпус; 4 — лопаточный аппарат; 5 — патрубковый

Обычно в центробежных нагнетателях выходное сечение подбирается так, чтобы скорости газа на входе w_1 и на выходе w_2 были одинаковы. В этом случае теоретическая работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в идеальном центробежном компрессоре, т.е. в таком, где отсутствует теплообмен с окружающей средой (потери теплоты через стенки равны нулю), может быть определена по уравнению (17.4).

На практике необходимо затрачивать большую работу, чем при адиабатном сжатии. Температура газов на выходе из нагнетателя будет всегда больше, чем в адиабатном процессе, за счет перехода работы трения в теплоту, повышающую конечную температуру воздуха.

Показатель политропы сжатия $n = 1,5—1,55$ в этом случае больше показателя адиабаты. Для центробежных нагнетателей $\eta_{\text{к}}^{\text{ад}} = 0,7—0,8$.

Осевой компрессор (рис. 17.5,а) рассчитан на подачу сжатого газа давлением до 0,4—0,5 МПа. КПД его выше, чем у центробежного нагнетателя, и может достигать 85—90%. В то же время осевые компрессоры обладают большой производительностью, малыми радиальными размерами и массой. Эти преимущества осевых компрессоров обусловили их широкое применение в газотурбинных установках, и, в частности, в воздушно-реактивных двигателях.

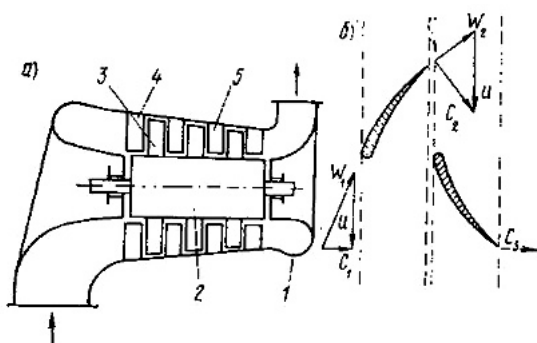


Рис. 17.5. Схема осевого компрессора (а) и профиль рабочих и спрямляющих лопаток (б)

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — рабочие лопатки; 4 — входной направляющий венец лопаток; 5 — спрямляющие лопатки; u — окружная скорость; w_1, w_2 — относительные скорости на входе в межлопаточные каналы рабочих лопаток и спрямляющего аппарата; c_1, c_2, c_3 — абсолютные скорости на входе в межлопаточные каналы рабочих лопаток, спрямляющего аппарата и на выходе из спрямленного аппарата

Осевой компрессор состоит из корпуса 1, внутри которого вращается ротор 2. На нем укреплено несколько рядов рабочих лопаток 3. Перед первым рядом рабочих лопаток на корпусе укреплены неподвижные лопатки направляющего аппарата 4, а после каждого ряда рабочих лопаток - неподвижные лопатки спрямляющего аппарата 5. Каждый ряд рабочих лопаток в совокупности со следующим за ним спрямляющим аппаратом составляет одну ступень повышения давления. Число ступеней может достигать до 15—20. Профиль рабочих и спрямляющих лопаток выбирают так, что при прохождении через межлопаточные каналы рабочих лопаток воздух получает от ротора механическую энергию и скорость его возрастает, а при прохождении через спрямляющий аппарат скорость воздуха уменьшается, вследствие чего возрастает его давление. Это иллюстрируется треугольниками скоростей на рис. 17.5,б.

Поскольку воздух (газ) в таких компрессорах проходит вдоль их оси, то они и получили название осевых или аксиальных компрессоров.

Недостатком осевых компрессоров является сложность их конструкций, обусловленная необходимостью тщательного выполнения профилей лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов.

Тема 18. Вопросы экологии при использовании теплоты.

18.1. Токсичные газы продуктов сгорания.

Продукты сгорания, расчет которых изложен в п/п 16.3 темы 16, оказывают определяющее влияние на энергетические и экологические показатели различных теплотехнических установок.

Однако помимо этих продуктов при сгорании образуется и ряд других веществ, которые вследствие их малого количества не учитываются в энергетических расчетах, но определяют экологические показатели топок, печей, тепловых двигателей и других устройств современной теплотехники.

В первую очередь к числу экологически вредных продуктов сгорания следует отнести так называемые токсичные газы.

Токсичными называют вещества, оказывающие негативные воздействия на организм человека и окружающую среду. Основными токсичными веществами являются оксиды азота (NO_x), оксид углерода (CO), различные углеводороды (CH), сажа и соединения, содержащие свинец и серу.

Оксиды азота. При сгорании топлив главным образом образуется оксид азота NO , который затем в атмосфере окисляется до NO_2 .

Образование NO увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода и не зависит от углеводородного состава топлива.

Находящийся в атмосфере NO_2 представляет собой газ красновато-бурого цвета, обладающий в больших концентрациях удушливым запахом. NO_2 оказывает негативное воздействие на слизистые оболочки глаз и

Оксид углерода (CO) образуется во время сгорания при недостатке кислорода или при диссоциации CO_2 . Основное влияние на образование CO оказывает состав смеси: чем она богаче, тем выше концентрация CO .

Оксид углерода - бесцветный и не имеющий запаха газ. При вдыхании вместе с воздухом он интенсивно соединяется с гемоглобином крови, что уменьшает ее способность к снабжению организма кислородом. Симптомы отравления организма газом CO : головная боль, сердцебиение, затруднение дыхания и тошнота.

Углеводороды (CH) состоят из исходных или распавшихся молекул топлива, которые не принимали участия в сгорании. Углеводороды появляются в отработавших газах (ОГ) двигателей внутреннего сгорания вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в “защемленных” объемах, находящихся в

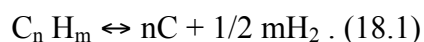
вытеснителях и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом.

В дизелях углеводороды образуются в переобогащенных зонах смеси, где происходит пиролиз молекул топлива. Если в процессе расширения в эти зоны не поступит достаточное количество кислорода, то СН окажется в составе ОГ.

Количество различных индивидуальных углеводородов, входящих в эту группу токсичных веществ, превышает 200. В тех концентрациях, в которых СН содержится в воздухе, например, в зонах с интенсивным движением автотранспорта, они не приносят непосредственного вреда здоровью человека, однако, могут вызывать реакции, которые ведут к образованию соединений, вредных даже при незначительной концентрации. Так, углеводороды под действием солнечных лучей могут взаимодействовать с NO_x, образуя биологически активные вещества, которые раздражающе действуют на органы дыхательных путей и вызывают появление так называемого смога.

Особое влияние оказывают выбросы бензола, толуола, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) и в первую очередь бензпирена (C₂₀H₁₂). Эта группа высокотоксичных веществ образуется в результате пиролиза легких и средних фракций топлива при температуре 600...700К. Такие условия возникают вблизи холодных поверхностей цилиндра при наличии там несгоревших углеводородов. Количество ПАУ в ОГ тем больше, чем выше концентрация в топливе бензола. ПАУ относится к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей. Сажа представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода в саже содержится 1..3 % (по массе) водорода.

Сажа образуется при температуре выше 1500К в результате объемного процесса термического разложения (пиролиза) при сильном недостатке кислорода. Формально реакция пиролиза выражается уравнением:



Начало образования сажи имеет место при φ меньше 0,3... 0,7 и зависит от температуры и давления газов, а также от вида топлива. При одинаковом количестве атомов углерода по степени увеличения склонности к образованию сажи углеводороды располагаются следующим образом: парафины, олефины, ароматики.

Наличие сажи в ОГ дизелей обуславливает черный дым на выпуске.

Сажа представляет собой механический загрязнитель носоглотки и легких. Большая опасность связана со свойством сажи накапливать на поверхности своих частиц канцерогенные вещества и служить их переносчиком.

Сажа - не единственное твердое вещество, содержащееся в ОГ. Другие твердые вещества образуются из содержащейся в дизельном топливе серы, а также в виде аэрозолей масла и несгоревшего топлива. Все вещества, которые оседают на специальном фильтре при прохождении через него ОГ, получили общее название - частицы.

Содержание в ОГ продуктов неполного сгорания (СО, СН и сажи) нежелательно не только из-за их токсичности, но и потому, что при неполном сгорании топлива не выделяется часть теплоты, а это обуславливает ухудшение экономических показателей тепловых установок.

Свинец и сера. Примерно 50... 70% свинца, находящегося в бензине, попадает вместе с ОГ в атмосферу в форме свинцовых солей, т.е. в виде частиц диаметром меньше 1 мкм. Эти частицы проникают в организм человека вместе с воздухом и через кожу. Соединения свинца очень ядовиты и не выводятся из организма, накапливаясь в нем. Они негативно воздействуют на центральную нервную систему, вызывая нервные и психические расстройства.

Сера, содержащаяся в дизельном топливе, мазуте и каменном угле выбрасывается в

атмосферу после сгорания этих топлив в форме диоксида SO_2 , который очень вреден для растений и способствует возникновению “кислотных” дождей.

Присутствие в ОГ соединений свинца и серы делает невозможным использование каталитических нейтрализаторов, предназначенных для снижения токсичности ОГ. Некоторые токсичные вещества после того, как они попадают в атмосферу в составе продуктов сгорания, претерпевают дальнейшие преобразования. Например, при наличии в атмосфере углеводородов (или их радикалов), оксидов азота и оксида углерода при интенсивном ультрафиолетовом излучении солнца образуется озон O_3 , являющийся сильнейшим окислителем и вызывающий при соответствующей концентрации ухудшение самочувствия людей.

При высоком содержании в малоподвижной и влажной атмосфере NO_2 , O_3 и CH возникает туман коричневого цвета, который получил название “смог” (от английских слов Smoke - дым и fog - туман). Смог является смесью жидких газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах.

Основными источниками выброса токсичных продуктов сгорания являются автомобили, промышленность, тепловые и электрические станции. В некоторых городах содержание в атмосфере токсичных продуктов сгорания превышает предельно допустимую концентрацию в несколько десятков раз.

Для борьбы с этим злом в большинстве стран мира приняты соответствующие законы, ограничивающие допустимое содержание токсичных веществ в продуктах сгорания, выбрасываемых в атмосферу.

18.2. Воздействия токсичных газов.

Для оценки концентраций токсичных выбросов принято сравнивать их фактические концентрации с предельно допустимыми (максимально разовыми, среднесуточными или среднегодовыми).

На основании многочисленных эпидемиологических и токсикологических исследований установлено, что воздействие каждого из вредных компонентов может привести к определенным негативным последствиям.

Оксид углерода CO (время жизни в атмосфере 2...42 мес.) воздействует на нервную систему, вызывает обмороки, так как вступает в реакцию с гемоглобином крови, замещая кислород. В зависимости от концентрации CO в воздухе и времени воздействия степень поражения организма может существенно различаться.

Когда вдох прекращается, CO , связанный гемоглобином, постепенно выделяется, и кровь здорового человека очищается от него на 50% каждые 3...4 ч.

Воздействие CO на центральную нервную систему проявляется в изменении цветовой и световой чувствительности глаз - возрастает вероятность аварий. Максимально-разовая ПДК этого вещества в населенных пунктах составляет 3 мг/м^3 , в США - 10 мг/м^3 за 8 ч воздействия.

В атмосфере над автомагистралями и прилегающих территориях из оксидов азота встречаются, в основном NO и NO_2 . NO является неустойчивым компонентом, который в течение от 0,5...3 до 100 ч (зависит от концентрации в воздухе) окисляется до NO_2 . Токсичность NO_2 в 7 раз выше токсичности NO .

На организм человека NO_2 действует как острый раздражитель при концентрации 15 мг/м^3 и может вызвать отек легких при концентрации $200...300 \text{ мг/м}^3$. Реагируя с атмосферной влагой, оксиды азота образуют азотную кислоту, вызывающую коррозию металлов, уничтожение растительности и т.д.

Наибольшую опасность оксиды азота представляют как активный компонент при образовании фотохимического смога. Максимально-разовая концентрация оксидов азота в атмосфере населенных пунктов - $0,085 \text{ мг/м}^3$.

Газообразные низкомолекулярные углеводороды оказывают наркотическое действие на

организм человека, вызывая состояние эйфории, что увеличивает вероятность ДТП. Токсичность их возрастает при наличии в воздухе других загрязнений, которые в совокупности под действием солнечной радиации образуют фотохимические оксиданты смога. ПДК максимально-разовая составляет 5 мг/м^3 .

Полициклические ароматические углеводороды, содержащиеся в выбросах двигателей, являются канцерогенными, из которых наибольшей активностью обладает бензпирен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), содержащийся в отработавших газах дизелей. ПДК составляет $0,1 \text{ мкг/100 м}^3$ воздуха.

Сажа, содержащаяся в отработавших газах, обладает большей токсичностью, чем обычная пыль. На поверхности частиц сажи адсорбируются канцерогенные вещества. Видимым автомобильный выхлоп становится при концентрации сажи 130 мг/м^3 .

Размеры частиц составляют $0,19 \dots 0,54 \text{ мкм}$ в диаметре и могут достигать альвеол легких или откладываться в носовых пазухах, трахеях или бронхах.

Оксиды серы при малых концентрациях ($0,001\%$) вызывают раздражение дыхательных путей, при концентрации $0,01\%$ происходит отравление людей за несколько минут.

Наличие в атмосфере сернистых газов препятствует фотосинтезу растений, неблагоприятно воздействует на дыхательные пути человека. При концентрации SO_2 в воздухе более $0,9 \text{ мг/м}^3$ происходит изменение процессов фотосинтеза растений; через 5... 10 дней хвоя сосны, ели начинает рыжеть и преждевременно опадает. Установлено, что смесь SO_2 и CO при длительном воздействии вызывает нарушение генетической функции организма. ПДК в рабочей зоне составляет 10 мг/м^3 .

Соединения свинца приводят к возникновению головной боли, утомлению, нарушению сна, ферментативной активности белков живых организмов. ПДК среднесуточная составляет $0,0003 \text{ мг/м}^3$. Свинец накапливается в организме и может вызвать тяжелые расстройства нервной и кровеносной системы.

Негативное воздействие автомобильных выбросов на человека проявляется и через питьевую воду, и продукты питания. Приводят к ухудшению здоровья транспортный шум и электромагнитные излучения.

18.3. Последствия парникового эффекта.

Одним из основных продуктов сгорания углеводородных топлив является диоксид углерода (CO_2), который не относится к токсичным газам. Годовая эмиссия CO_2 составляет $130 \dots 1100$ млрд. т/год. Основное количество CO_2 производится природными источниками, и только примерно $1 \dots 3 \%$ связаны с технической деятельностью человека (антропогенные выбросы). Однако эти $1 \dots 3\%$ могут нарушать равновесие в атмосфере и служить причиной возникновения так называемого “парникового” эффекта.

В верхних слоях атмосферы всегда располагалась смесь газов, состоящая на $60 \dots 90 \%$ из водяного пара. Эта смесь газов препятствует отводу теплоты от поверхности нашей планеты, повышая ее среднюю температуру на 33°C (от -18°C до $+15^\circ\text{C}$). В увеличении средней температуры на поверхности земли и заключается “парниковый” эффект, который обусловил благоприятные условия для возникновения и развития жизни на Земле. Однако в результате деятельности человека в стратосфере и тропосфере стали накапливаться такие вещества как CO_2 , CH_4 , галогенированные углеводороды, озон и оксид азота (NO_2). Суммарная доля этих газов в “парниковом” слое относительно невелика всего $0,5 \dots 15\%$. Однако они вызвали за последние 100 лет повышение средней температуры примерно на $0,45^\circ\text{C}$, что выразилось в известном потеплении климата. При дальнейшем неконтролируемом усилении “парникового” эффекта может произойти интенсивное таяние ледников, которое может привести к глобальной катастрофе.

Из всех антропогенных “парниковых” газов главное значение для усиления “парникового” эффекта имеет CO_2 . Важнейшими источниками антропогенных выбросов CO_2 являются: тепловые и электрические станции - 27% , промышленность - 20% , отопление жилых

помещений и малая энергетика - 20%, транспорт - 17%.

Снижение антропогенных выбросов CO₂ стало острой экологической проблемой. В то же время известно, что чем больше CO₂ образуется при сгорании углеводородных топлив, тем оно совершеннее. Поэтому решение проблемы уменьшения антропогенных выбросов CO₂ возможно путем:

- уменьшения количества сжигаемого углеводородного топлива, т.е. повышения топливной экономичности теплоэнергетических устройств и тепловых двигателей;
- применения топлив с малым содержанием углерода (сжатый и сжиженный газы, спирты и эфиры);
- использования водорода;
- перехода к широкому применению альтернативных источников энергии (энергия солнца и ветра, гидроэнергия, атомная и ядерная энергия).

Литература

1. Лариков Н.Н. Теплотехника: Учебник для вузов. -3-е изд., перераб. и дополн.-М.; Стройиздат, 1985 -432 с.ил.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. -М.; Высшая школа, 1969 -560с.
3. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. и др. Теплотехника: Учебник для вузов. -М.; Высш.шк., 1999.-671 с.ил.
4. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Техническая термодинамика. -М.; Высш.шк., 2000. – 261 с.ил.
5. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция. -М.; Стройиздат, 1981-248с.
6. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. -М.; Энергоиздат, 1983.
7. Исаченко В.М., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. -М.; Энергоиздат, 1981.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. -М.; Энергия, 1977.
9. Теплоснабжение /Под ред. Ионина -М.; Стройиздат, 1982.
10. Теплотехника /Хазен М.М., Матвеев Г.А. и др. -М.; 1981.
11. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике. М.; Высш. шк., 1986. -248с.
12. Сб. задач по технической термодинамике и теплопередаче /Дрыжаков Е.В., Исаев С.И. и др. -М.; 1968.
13. Сб. задач по технической термодинамике /Андрианов Т.А., Дзампов Б.В. и др. -М.; 1971.
14. Краснощеков Е.А., Сухомел А.С. Задачник по теплопередаче. -М.; 1975.
15. Балахонцев Е.В., Верес А.А. Теплотехника (методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений). М.; Высш. шк., 1985. –64 с.