

Российская Федерация
Министерство путей сообщения
ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный
университет путей сообщения МПС России»

Кафедра «Тепловозы и тепловые двигатели»

В.М. Баранов, А.Ю. Коньков

ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

2-е издание, переработанное

Рекомендовано

редакционно-издательским советом ДВГУПС

в качестве учебного пособия

Хабаровск

Издательство ДВГУПС

2004

Рецензент:

Начальник топливно-теплотехнического отдела ДВЖД И.И. Онучин
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» ХГТУ (доктор технических наук,
профессор В.А. Лашко)

Баранов, В.М.

Б 241 Термодинамика и теплопередача: Учебное пособие: 2-е издание,
переработанное / В.М. Баранов, А.Ю.Коньков. – Хабаровск: Издательство
ДВГУПС, 2004. – 91 с: ил.

Учебное пособие соответствует государственному образовательному стандарту
ОПД.Ф.06 «Термодинамика и теплопередача» специальности 1507 «Локомотивы».

Приведены основные теоретические сведения по технической термодинамике,
теплопередаче, описаны принципы действия тепловых машин, устройств и
механизмов, принципы получения и использования теплоты в технике. Пособие
включает ряд задач по основным разделам курса, которые могут быть использованы
студентами общетехнических специальностей всех форм обучения.

Пособие предназначено для студентов третьего курса дневной и четвертого курса
заочной форм обучения специальностей «Локомотивы», «ЭПС», «СПМ», «Вагоны».

ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный университет путей сообщения МПС
России» (ДВГУПС), 2004

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА.

- 1.1. Внутренняя энергия газа. Идеальный газ.
- 1.2. Тепловая энергия.
- 1.3. Параметры состояния идеального газа.
- 1.4. Уравнение состояния идеального газа.
- 1.5. Газовые смеси.
- 1.6. Теплоемкости газов.
- 1.7. Термодинамический процесс в координатах p, v .
- 1.8. Внутренняя энергия газа.
- 1.9. Первый закон термодинамики.
- 1.10. Идеальные газовые процессы.
 - 1.10.1. Изохорный процесс.
 - 1.10.2. Изобарный процесс.
 - 1.10.3. Изотермический процесс.
 - 1.10.4. Адиабатный процесс.
 - 1.10.5. Политропный процесс.
- 1.11. Круговые процессы (циклы)
- 1.12. Прямой цикл Карно.
- 1.13. Цикл с изохорным подводом теплоты.
- 1.14. Цикл с изохорным и изобарным подводом теплоты.
- 1.15. Энтропия.
- 1.16. Координаты T, s .
- 1.17. Термодинамические процессы в координатах T, s .
- 1.18. Прямой цикл Карно в координатах T, s .
- 1.19. Второй закон термодинамики.
- 1.20. Контрольное задание № 1.

2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

- 2.1. Схема и рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя.
- 2.2. Схема цилиндра и рабочий процесс четырехтактного дизеля с атмосферным наполнением.
- 2.3. Наддув четырехтактных дизелей.
- 2.4. Схема и рабочий процесс двухтактного карбюраторного двигателя.
- 2.5. Схема и рабочий процесс двухтактного дизеля с прямоточно-клапанной продувкой цилиндров.
- 2.6. Тепловой баланс ДВС.
- 2.7. Сравнение ДВС.
- 2.8. Контрольные вопросы к заданию № 1.

3. ТОПЛИВО.

- 3.1. Газообразное топливо.
- 3.2. Твердое топливо.
- 3.3. Жидкое топливо.
- 3.4. Марки бензина.
- 3.5. Марки дизельного топлива.
- 3.6. Марки мазута.
- 3.7. Теплота сгорания топлива.
- 3.8. Условное топливо.
- 3.9. Расчет воздуха, необходимого для сжигания топлива, и объема продуктов сгорания.

4. ВОДЯНЫЕ ПАРЫ.

- 4.1. Процесс парообразования в координатах p, v .
- 4.2. Процесс парообразования в координатах h, s .

4.3. Процесс парообразования в координатах T_s .

4.4. Цикл Ренкина.

5. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ.

5.1. Котельный агрегат с промышленным водотрубным котлом.

5.2. Энергетический паровой котел в схеме тепловой электрической станции.

5.3. Тепловой баланс котла.

6. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.

6.1. Рабочий процесс идеального компрессора.

6.2. Теоретический рабочий процесс компрессора.

6.3. Схема и рабочий процесс реального одноступенчатого поршневого компрессора.

6.4. Следует ли охлаждать цилиндры компрессора.

6.5. Влияние давления нагнетания на производительность компрессора

6.6. Двухступенчатый рядный компрессор.

6.7. Достоинства многоступенчатых компрессоров.

6.8. Осевой компрессор.

6.9. Контрольное задание № 2.

6.10. Контрольные вопросы к заданию № 2.

7. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ.

8. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ.

9. ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА.

9.1. Теплопроводность однослойной плоской стенки.

9.2. Теплопроводность стенки трубы.

9.3. Теплообмен теплоотдачей.

9.4. Теплопередача через плоскую стенку.

9.5. Теплопередача через стенку трубы.

9.6. Лучистый теплообмен.

9.7. Лучистый теплообмен между телами.

9.8. Контрольное задание № 3.

10. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ.

11. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.

11.1. Обратный (холодильный) цикл Карно.

11.2. Цикл воздушной холодильной установки.

11.3. Принцип получения холода в парокомпрессионных холодильных установках.

11.4. Схема промышленной парокомпрессионной холодильной установки.

11.5. Схема рефрижераторной холодильной установки.

11.6. Схема бытового холодильника.

11.7. Тепловой насос.

Приложение 1

Приложение 2

Приложение 3

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

ВВЕДЕНИЕ

Первое издание этого учебного пособия называлось «Теплотехника», что соответствовало ранее действовавшему Государственному образовательному стандарту. По действующему стандарту дисциплина именуется «Термодинамика и теплопередач».

«Термодинамика» – это теоретический раздел физики. Здесь же рассматривается «Техническая термодинамика», как прикладная наука. Кроме изложения общих законов теплового равновесия и превращения тепловой энергии в другие виды энергии, она изучает теоретические основы тепловых двигателей, компрессоров и холодильных установок. Знание термодинамики помогает понять на чем основана работа большого числа машин и агрегатов, производящих и использующих тепловую энергию.

«Теплопередача» – наука исследующая законы, согласно которым теплота самопроизвольно передается от одних тел (или частей тела) к другим, что позволяет на практике управлять этим сложным процессом.

Более подробно перечисленные вопросы излагаются в следующих учебниках: «Теплотехника», «Техническая термодинамика», «Теплопередача». Практическое приложение курса можно найти в учебниках: «Двигатели внутреннего сгорания», «Турбины (паровые и газовые)», «Компрессоры», «Холодильные установки», «Топливо и процессы сгорания».

Наряду с теоретическим материалом пособие включает варианты практических задач, которые могут быть использованы преподавателем при проведении практических аудиторных занятий, а также для самостоятельной внеаудиторной работы студентов. При решении задач студентами заочной формы обучения вариант задачи следует выбирать по последней цифре шифра. На с. 22 и 29 приведено первое контрольное задание, на с. 56 – второе задание и на с. 71 – третье задание.

Данное учебное пособие предназначено для студентов, изучающих термодинамику и теплопередачу как общетехническую дисциплину. Поэтому в нем сформулированы лишь основные понятия, помогающие студенту работать с рекомендованной литературой и решить задачи контрольных работ, предусмотренных учебной программой.

Вопросы для самоконтроля приведены в прил. 3.

1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

В разделе «Техническая термодинамика» рассматриваются теоретические основы работы тепловых машин: двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и холодильных установок. В качестве рабочих тел тепловые машины используют, как

правило, вещества в газообразном состоянии. Ими могут быть воздух, продукты сгорания топлив, водяной пар, пары аммиака, фреона и др.

1.1. Внутренняя энергия газа. Идеальный газ

Различают реальные и идеальные газы. Все природные газы –реальные. Согласно молекулярно-кинетической теории газы состоят из мельчайших частиц – молекул, которые находятся в постоянном движении. Это движение называют тепловым, т.к. скорость движения молекул зависит от температуры газа. Чем выше скорость движения молекул, тем выше температура и, наоборот. Кроме кинетической энергии движения ($U_{\text{кин}}$) молекулы обладают и потенциальной энергией взаимодействия, которая выражается в силах взаимного притяжения и отталкивания молекул. Если кинетическая энергия зависит только от температуры газа, то на потенциальную энергию ($U_{\text{пот}}$) оказывает влияние еще и расстояние между молекулами, определяемое, в свою очередь, удельным объемом газа и объемом самих молекул. В сумме кинетическая и потенциальная энергии всех молекул газа составляют внутреннюю энергию газа: $U = U_{\text{кин}}(T) + U_{\text{пот}}(T, v) + U_0$, где U_0 – «нулевая» энергия, характеризующая энергию тех движений, которые происходят внутри молекул и атомов при температуре абсолютного нуля, когда тепловое движение молекул отсутствует.

Выше сказанное отражает картину, происходящую в реальных газах. Однако для многих реальных газов при практических расчетах можно пренебречь потенциальной составляющей внутренней энергии ($U_{\text{пот}} \approx 0$). Тогда $U = U_{\text{кин}}(T) + U_0$, т. е. внутренняя энергия газа зависит только от его температуры, что существенно упрощает расчеты термодинамических параметров газа. Газы, для которых можно сделать такое допущение, т. е. для которых можно пренебречь силами взаимодействия и объемом молекул называют *идеальными газами*.

1.2. Тепловая энергия

Тепловая энергия (теплота) не является каким-то особым видом энергии. Энергия материи, т.е. ее способность производить работу, определяется для газа его внутренней энергией. Теплота, наряду с работой газа представляет собой лишь способ передачи энергии, деятельность материи.

Передача теплоты, а следовательно, и изменение внутренней энергии газа может осуществляться за счет теплового движения молекул или атомов, что, как уже отмечалось выше, сопровождается изменением скорости последних. В твердых телах роль таких «переносчиков» теплоты могут выполнять и другие частицы, например, в металлах наблюдается тепловое движение свободных электронов.

Принципиально другим носителем тепловой энергии являются электромагнитные волны длиной 40–400 мкм. В большом количестве они излучаются сильно нагретыми телами: раскаленными металлами, углями костра, солнцем и др. При падении на поверхность твердых тел энергия этих волн, в основном, поглощается, скорость колебания частиц тела при этом возрастает – тело нагревается.

Подробно природа передачи теплота будет рассмотрена ниже в разделе «Основы теплообмена».

1.3. Параметры состояния идеального газа

Основными параметрами, характеризующими то или иное состояние газа являются: давление p ; удельный объем v и температура T . К основным параметрам часто относят и ряд характеристик газа, являющихся по сути функцией трех основных. В первую очередь это энтальпия (H) и энтропия (S). Эти понятия будут рассмотрены ниже. Здесь же познакомимся подробнее с основными параметрами состояния.

А) Давление газа p , Н/м^2 , создается ударами его молекул в поверхность заключающего газ сосуда и зависит от числа молекул, их скорости и массы. Различают давления: атмосферное (барометрическое) – $p_{\text{атм}}$; выше атмосферного (избыточное) – $p_{\text{изб}}$; ниже атмосферного (вакуум) – $p_{\text{вак}}$. Приборы, служащие для измерения $p_{\text{атм}}$, $p_{\text{изб}}$, $p_{\text{вак}}$ называются соответственно: барометрами, манометрами и вакуумметрами.

Параметром состояния газа является абсолютное (полное) давление:

$$p = p_{\text{изб}} + p_{\text{атм}}, \quad p = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак}}. \quad (1.1)$$

Б) Удельный объем или объем одного килограмма газа, $\text{м}^3/\text{кг}$, $v = \frac{V}{M}$, где V – объем газа, м^3 ; M – масса газа, кг .

Удельный объем v – величина обратная плотности, ρ .

$$v\rho = 1 \text{ или } v = 1/\rho.$$

В) Термодинамическая температура измеряется по абсолютной шкале (шкале Кельвина) и обозначается символом T . Нижним пределом этой шкалы является абсолютный нуль. При температуре абсолютного нуля всякое тепловое движение молекул и атомов отсутствует. Поэтому температуру можно считать косвенным показателем скорости движения частиц вещества.

В прил. 1 даны единицы системы СИ, применяемые в курсе, и некоторая информация о единицах измерения, имеющих место в инженерной практике (табл. 1 и 2).

1.4. Уравнение состояния идеального газа

Параметры газа p , v и T взаимосвязаны. Характер этой связи выражает уравнение состояния. Распространены три формы записи этого уравнения: $pv = RT$ – уравнение состояния 1 кг газа; $pV = MRT$ – уравнение состояния M кг газа; $pV_{\mu} = \mu RT$ – уравнение состояния 1 киломоля газа, где R – газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Она равна работе в Дж , которую совершает 1 кг газа, расширяясь при нагреве на 1 К при

постоянном давлении; V – объем M кг газа, м^3 ; V_μ – объем одного киломоля газа, $\text{м}^3/\text{кмоль}$; μ – один киломоль газа, $\text{кг}/\text{кмоль}$. Киломолем называют количество килограммов газа, равное его молекулярной массе. Молекулярные массы некоторых газов приведены в табл. 3, прил. 1; μR – универсальная газовая постоянная. Для одного киломоля любого газа она имеет одно значение $\mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$. Откуда газовую постоянную можно найти из соотношения $R = 8314/\mu$. Так для водорода $R = 8314/2 = 4157 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, для кислорода $R = 8314/32 = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. При решении задач уравнение состояния позволяет находить входящие в него неизвестные величины или производить замены при выводе других уравнений (см. задачу 1, с. 22)

1.5. Газовые смеси

В технике часто приходится решать практические задачи не для чистых химических газов, таких как водород H_2 , кислород O_2 , углекислый газ CO_2 , метан CH_4 и др., а для их смесей. Так, например, атмосферный воздух состоит из смеси, преимущественно, азота и кислорода; выхлопной газ ДВС может содержать CO_2 , CO , N_2 , NO_2 , O_2 и другие газы. В зависимости от состава, смесь будет обладать теми или иными свойствами. Ниже приведены формулы, позволяющие определить характеристики смеси газов для двух случаев: состав газа задан по объему (в % или объемных долях g) или по массе (в % или массовых долях m).

Кажущаяся молекулярная масса смеси газов равна

$$\mu_{\text{см}} = \frac{\sum_{i=1}^n g_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}, \quad (1.2)$$

где g_i – объемная доля i -го компонента смеси; m_i – массовая доля i -го компонента смеси; n – число компонентов смеси.

Газовую постоянную смеси, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, можно выразить формулой

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}, \quad (1.3)$$

Парциальные давления отдельных компонентов, входящих в смесь, определяются по формуле

$$p_i = p \cdot g_i = p \cdot m_i \frac{R_i}{R_{\text{см}}}, \quad (1.4)$$

где p – общее давление газовой смеси; R_i – газовая постоянная газа, входящего в смесь. Смесь подчиняется законам и уравнениям, выведенным для отдельного газа (см. задачу 2, с. 22).

1.6. Теплоемкости газов

Удельной теплоемкостью (далее для краткости будем опускать слово «удельная») называется количество теплоты, которое повышает температуру единицы количества вещества на 1 К. Распространены три единицы измерения количества газа: 1 кг, 1 м³ нормальный (т. е. измеренный при нормальных физических условиях: $p = 101325$ Па; $T = 273$ К) и 1 кмоль. Соответственно различают три теплоемкости: массовую теплоемкость – c , кДж/(кг·К); объемную теплоемкость – c' , кДж/(м³·К); мольную теплоемкость – μc , кДж/(кмоль·К).

Теплоемкость непостоянна. Она зависит:

а) от температуры газа – с ростом температуры увеличивается. В связи с этим различают теплоемкость истинную и среднюю. Истинную теплоемкость обозначают c , c' , μc . Средняя теплоемкость – это усредненная затрата теплоты на один градус в интервале температур от t_1 до t_2 или от 0 до t °С. Среднюю теплоемкость обозначают c_m , c_m' , μc_m ;

б) от условий нагрева. Так, на нагрев газа при постоянном объеме ($v = \text{const}$) затрачивается c_v , c_v' , μc_v или c_{vm} , c_{vm}' , μc_{vm} , а при постоянном давлении ($p = \text{const}$) затрачивается c_p , c_p' , μc_p или c_{pm} , c_{pm}' , μc_{pm} .

Нагрев килограмма газа на 1 К при $p = \text{const}$ требует больше теплоты, чем нагрев его на 1 К при $v = \text{const}$. Связь между изобарной и изохорной теплоемкостями устанавливает уравнение Майера

$$c_p - c_v = R, \quad (1.5)$$

в) от природы газа. Чем больше число атомов в молекуле газа, тем больше его теплоемкость.

Теплоемкость необходима для расчета подведенной или отведенной теплоты.

Пример: определить расход теплоты Q на нагрев M кг газа от t_1 до t_2 при $p = \text{const}$.

Расход теплоты определяют по уравнениям:

$$\begin{aligned} Q &= c_p M (t_2 - t_1); & Q &= c_{mp} \int_{t_1}^{t_2} M (t_2 - t_1); \\ Q &= M (c_{mp} \int_0^{t_2} t_2 - c_{pm} \int_0^{t_1} t_1), \end{aligned} \quad (1.6)$$

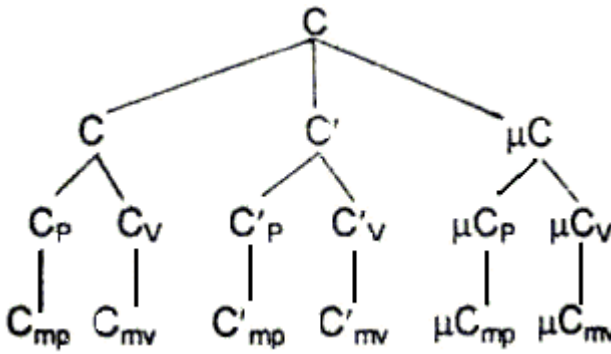


Рис. 1.1. Обозначения теплоемкостей

где $C_{p,m} |_{t_1}^{t_2}$ – средняя изобарная массовая теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 , кДж/(кг·К); $C_{p,m} |_0^{t_1}$, $C_{p,m} |_0^{t_2}$ – средние изобарные массовые теплоемкости в интервале температур от 0 °С до t_1 °С и от 0 °С до t_2 °С, кДж/(кг·К). Последние определяются по таблицам теплоемкостей (см. задачу 3, с. 22). Все возможные обозначения теплоемкостей приведены на схеме рис. 1.1.

1.7. Термодинамический процесс в координатах $p v$

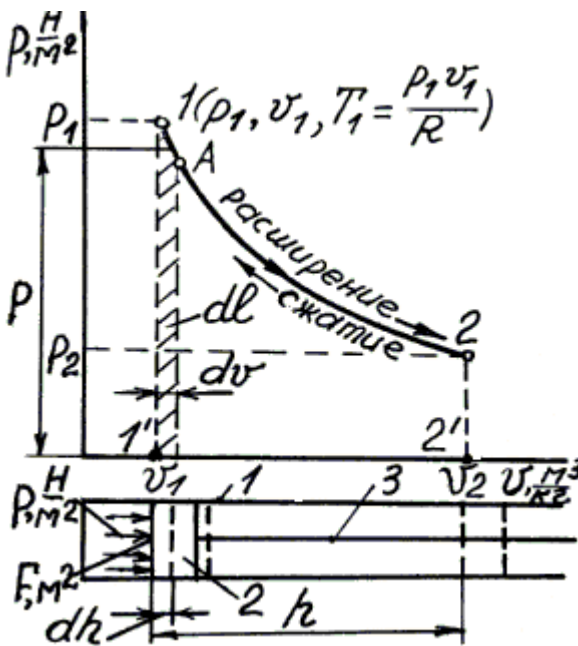


Рис.1.2 Термодинамический процесс: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток (шатун)

Термодинамический процесс – это процесс изменения состояния газа. Графически термодинамический процесс представляет кривую или прямую линию, которая в координатах $p v$ показывает, как меняются давление и температура килограмма газа при изменении его объема. На рис. 1.2 изображен цилиндр, в котором перед поршнем размещен 1 кг газа. При левом положении поршня параметры газа равны p_1, v_1, T_1 , что соответствует точке 1. Под давлением газа поршень перемещается в правое положение, а параметры газа принимают значения p_2, v_2, T_2 , что соответствует точке 2. При сдвиге поршня на dh газ переходит в состояние точки А и совершает работу dl

$$dl = p F dh = p dv. \quad (1.7)$$

Выделим штриховкой полоску площади под элементарным процессом 1- А. Высота ее равна p , ширина dv , а площадь $p dv = dl$, т.е. эта полоска площади эквивалентна работе газа в процессе 1- А. Вся работа, совершенная газом в процессе расширения

1-2, равна сумме таких полосок: $l = \int_1^2 p \cdot dv = \text{пл. } 122'1'1$ – работа, выполненная

газом при расширении или затраченная на его сжатие, выражается величиной площади фигуры под линией процесса. Работа расширения ($+ dv$) положительная, работа сжатия ($-dv$) отрицательная.

1.8. Внутренняя энергия газа

Внутренняя энергия идеального газа обусловлена суммой кинетических энергий всех видов движения его частиц, а именно поступательного движения

$$U_{к.п} = \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{2} (\omega_{xi}^2 + \omega_{yi}^2 + \omega_{zi}^2),$$

где m_i – масса i -ой молекулы газа; ω_{xi} , ω_{yi} , ω_{zi} – компоненты линейной скорости i -ой молекулы; вращательного движения

$$U_{к.в} = \sum_{i=1}^N \frac{I_i \cdot \Omega_i^2}{2},$$

где Ω_i – угловая скорость i -ой молекулы; N – число молекул в M кг газа.

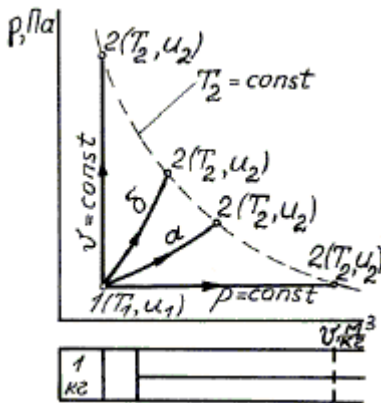


Рис. 1.3. Изменение внутренней энергии

Таким образом, внутренняя энергия идеального газа определяется его природой и скоростью движения составляющих частиц. Вспомним, что скорость, в свою очередь, зависит от температуры газа. Поэтому $U = f(T)$ и удельная внутренняя энергия $u = U/M = f(T)$ – также определяется его температурой. Из этого следует, что во всех термодинамических процессах, протекающих в одинаковом интервале температур, изменение внутренней энергии будет одинаковым. На рис. 1.3 показаны четыре разных процесса, в которых килограмм газа нагревается от T_1 до T_2 , при этом $\Delta u = u_2 - u_1 = \Delta u_p = \Delta u_a = \Delta u_b = \Delta u_v$.

Так как в процессе нагрева при $v = \text{const}$, как видно из рисунка, поршень не перемещается, то работа газом не совершается, а значит вся теплота, подведенная к газу, расходуется на изменение внутренней энергии газа. Следовательно:

$$\Delta u_{1-2} = c_v(T_2 - T_1), \quad (1.8)$$

$$\Delta u_{1-2} = c_{vm} \int_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1), \quad (1.9)$$

$$\Delta u_{1-2} = c_{mV2} \cdot t_2 - c_{mV1} \cdot t_1. \quad (1.10)$$

Эти формулы справедливы для любого термодинамического процесса.

Формула (1.10) предпочтительнее других, так как расчет ведется по табличным значениям теплоемкостей. В элементарном процессе нагрева $du = c_v dT$.

1.9. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона сохранения энергии и выражается двумя пунктами.

1. Теплота и работа эквивалентны друг другу. Это значит, что они взаимно превращаются и всегда в одном соотношении. В системе СИ 1:1

$$Q = L, \quad (1.11)$$

где Q – теплота, превращенная в работу L .

2. Теплота Q , подведенная к газу, расходуется в общем случае на изменение его внутренней энергии ΔU и совершение работы расширения L .

$$Q = \Delta U + L \quad \text{– для } M \text{ кг газа; } q = \Delta u + l \quad \text{– для 1 кг газа;} \quad (1.12)$$

$$dq = du + dl = c_v dT + p dv \quad \text{– для 1 кг газа в элементарном процессе.}$$

1.10. Идеальные газовые процессы

Наибольший практический интерес представляют пять случаев термодинамических процессов.

1. Изохорный процесс. Протекает при $v = \text{const}$, при этом p и T меняются и теплота q подводится (+) или отводится (-).
2. Изобарный процесс ($p = \text{const}$); v и T меняются и $\pm q$.
3. Изотермический процесс ($T = \text{const}$); p и v меняются и $\pm q$.
4. Адиабатный процесс ($dq = 0$); p , v и T меняются. Это процесс без теплообмена с окружающей средой.
5. Политропный (многообразный) процесс. В нем p , v и T меняются и теплота подводится (+ q) или отводится (- q).

Рассмотрим перечисленные процессы с целью выяснения возможности газа превращать подведенную теплоту в механическую работу. Для этого проведем исследование по четырем пунктам: а) уравнение процесса; б) график процесса; в) теплота в процессе; г) работа газа в процессе.

1.10.1. Изохорный процесс

- а) Уравнение изохоры. Из уравнения состояния $p v = R T$ при $v = \text{const}$ $p/T = R/v$ или $p/T = \text{const}$. Следовательно $p_1/T_1 = p_2/T_2$.
- б) График изохоры. Из рис. 1.4 видно, что при нагреве газа повышается его температура, и, как следствие, растет давление.
- в) Согласно первому закону термодинамики, подведенная к газу теплота $dq = c_v dT + p dv$, но при $v = \text{const}$ имеем $dv = 0$, следовательно, $p dv = dl = 0$, а $dq = c_v dT = du$, т. е. газ работу не совершает и вся подведенная теплота расходуется на увеличение его внутренней энергии.
- г) В изохорном процессе газ не совершает внешней работы, $l = 0$.

1.10.2. Изобарный процесс

а) Из уравнения состояния $pV = RT$, при $p = \text{const}$, $V/T = R/p$ или $V/T = \text{const}$. Следовательно, $V_1/T_1 = V_2/T_2$.

б) График изобары. В общем случае при расширении газа уменьшается его плотность и снижается температура из-за превращения теплоты в работу. В результате давление газа падает. В изобарном процессе (рис. 1.5) давление поддерживают постоянным подводом теплоты, которая повышает температуру газа пропорционально росту его объема. При сжатии плотность и температура газа в общем случае растут, и его давление повышается. Для поддержания давления постоянным газ охлаждают, снижая его температуру пропорционально уменьшению объема.

в) Воспользуемся вновь первым законом термодинамики: $dq = c_v dT + p dv$ или $1 = c_v dT/dq + p dv/dq$. Теплота изобарного нагрева газа $dq = c_p dT$. Следовательно, $c_v dT/dq = c_v dT/c_p dT = c_v/c_p$ – доля теплоты, идущая на увеличение внутренней энергии газа. Для двухатомных газов $c_v/c_p = 0,72$. $1 - c_v/c_p = p dv/dq = 0,28$ – доля теплоты, превратившаяся в работу расширения. В изобарном процессе 72 % подведенной теплоты превращается во внутреннюю энергию газа, а 28 % – в работу расширения газа.

г) Формула работы:

$$dl = p \cdot dv, \quad l = p \int_{V_1}^{V_2} dv = p(V_2 - V_1). \quad (1.13)$$

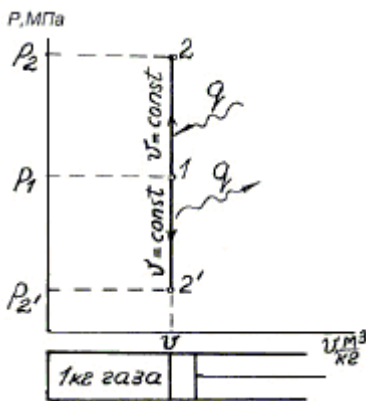


Рис. 1.4. Изохоры

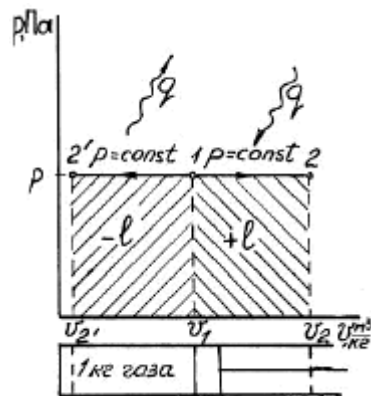


Рис. 1.5. Изобары

1.10.3. Изотермический процесс

а) Из уравнения состояния $pV = RT$, при $T = \text{const}$ $pV = \text{const}$ – равнобокая гиперболола. Следовательно $p_1 V_1 = p_2 V_2$ или $V_2/V_1 = p_1/p_2$

б) График изотермы. Для поддержания постоянной температуры необходимо подогреть газ при расширении и охладить при сжатии (рис. 1.6), пропорционально работе расширения (+l) и сжатия (-l).

в) Из первого закона термодинамики: $dq = c_v dT + p dv$, при $T = \text{const}$ $dT = 0$ и $c_v dT = du = 0$. Следовательно, $dq = p dv = dl$. Вся теплота, подведенная к газу в изотермическом процессе расширения, превращается в работу.

г) Формула работы. $dl = p dv$, $p = RT/v$;

$$l = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.14)$$

1.10.4. Адиабатный процесс

При адиабатном расширении или сжатии теплота к газу не подводится и не отводится.

а) Уравнение адиабаты (без вывода): $pv^k = \text{const}$ – неравнобокая гиперболоа, где $k = c_p/c_v > 1$ – показатель адиабаты. Для двухатомных газов $k = 1,4$. Из уравнения адиабаты вытекают следующие соотношения параметров газа в адиабатном процессе:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k; \quad v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/k}; \quad (1.15)$$

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k; \quad (1.16)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}; \quad (1.17)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.18)$$

б) График адиабаты. Так как уравнение адиабаты ($pv^k = \text{const}$) отличается от уравнения изотермы ($pv = \text{const}$) только значением показателя степени k , причем $k > 1$, то кривая линия адиабаты будет круче изотермы (рис. 1.7).

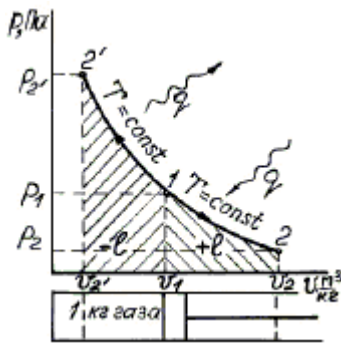


Рис. 1.6. Изотермы

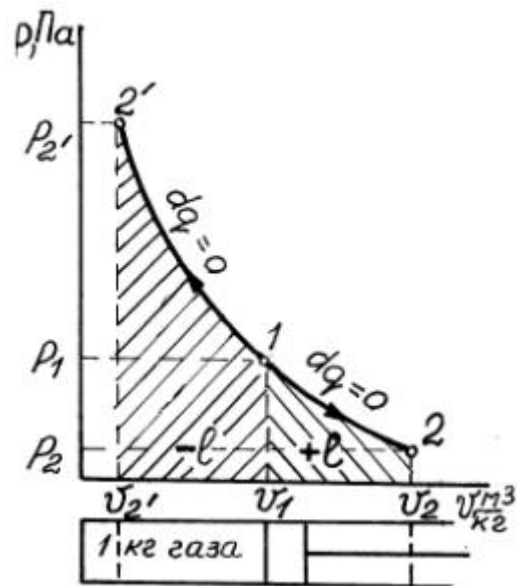


Рис. 1.7. Адиабаты

в) В адиабатном процессе теплота к газу не подводится, а работа совершается: $dq = du + dl$. И при $dq=0$ следует, что $dl = -du$ – то есть работа газа совершается за счет убыли внутренней энергии: $l = u_1 - u_2$.

г) Формула работы

$dl = -du = -c_v dT$; $l = -c_v \int_{T_1}^{T_2} dT = c_v (T_1 - T_2)$. Заменим $T_1 = p_1 v_1 / R$, $T_2 = p_2 v_2 / R$; тогда

$$l = \frac{c_v}{R} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Известно, что $c_p - c_v = R$ или $\frac{c_p}{c_v} - 1 = \frac{R}{c_v}$, $k - 1 = R/c_v$, а $c_v/R = 1/(k - 1)$ и работа газа определится по формуле

$$l = \frac{1}{k - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.19)$$

1.10.5. Политропный процесс

В политропном процессе, как отмечалось выше, все параметры газа могут изменяться, также имеет место теплообмен с окружающей средой. Единственное ограничение, которое отличает политропный процесс от ранее рассмотренных, заключается в постоянстве теплоемкости в процессе, т.е. считают, что теплоемкость в политропном процессе не зависит от температуры.

а) Уравнение политропы (без вывода): $p v^n = \text{const}$, где n – показатель политропы. Он принимает множество значений от 0 до $\pm \infty$.

б) График политропы (рис. 1.8). В соответствии с множеством значений показателя политропы n различают множество политропных процессов, а четыре процесса: изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный, выделенные ранее как самостоятельные процессы, представляют частные случаи политропного процесса.

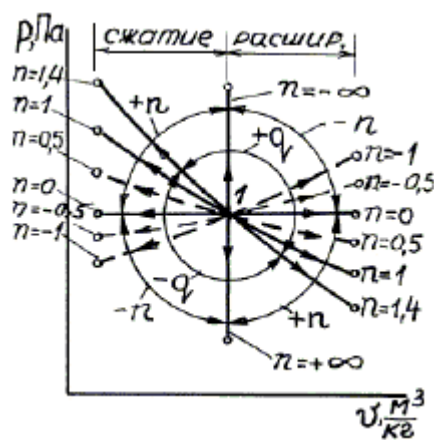


Рис.1.8. Политропный процесс

Так, при $n = 0$, $pv^0 = \text{const}$, $p = \text{const}$ – изобара; при $n = 1$, $pv = \text{const}$ – изотерма; при $n = k$, $pv^k = \text{const}$ – адиабата;

при $n = \infty$, $\sqrt[n]{pv^n} = p^{\frac{1}{n}}v = p^0v = v = \text{const}$ – изохора. На рис. 1.8 приведены графики трех политроп $n = 0,5$; $-0,5$; -1 .

в) Количество теплоты, которое сообщается или отводится от 1 кг газа в политропном процессе может быть найдено по формуле

$$q = c(t_2 - t_1), \quad (1.20)$$

Рис.1.8. Политропный процесс

где c – теплоемкость в политропном процессе, определяемая по зависимости

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (1.21)$$

г) Формула работы в политропном процессе аналогична формуле для расчета работы в адиабатном процессе

$$l = \frac{1}{n - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.22)$$

1.11. Круговые процессы (циклы)

Как видно из рассмотренных термодинамических процессов, теплота превращается в работу во время расширения газа. Поэтому для длительного действия теплового двигателя – машины, непрерывно превращающей теплоту в работу, необходимо непрерывно поддерживать процесс расширения рабочего тела в ее цилиндре или непрерывно периодически повторять процесс расширения в ее цилиндре.

По первому принципу организована работа лопаточных двигателей (турбин), по второму – поршневых двигателей.

Рассмотрим содержание второго принципа, показанного графически на рис. 1.9. Здесь газ в цилиндре расширяется в процессе $1a2$ и совершает работу, равную площади $1a22'1'1$. Затем сжимается в процессе $2б1$ и возвращается в исходное состояние, точку 1. На сжатие затрачивается работа, равная площади $2б11'2'2$. Затем газ опять расширяется по $1a2$, сжимается по $2б1$ и т.д.

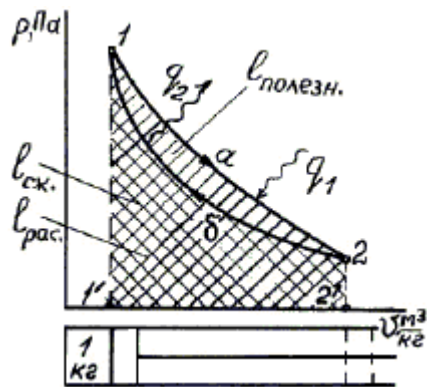


Рис. 1.9. Прямой цикл

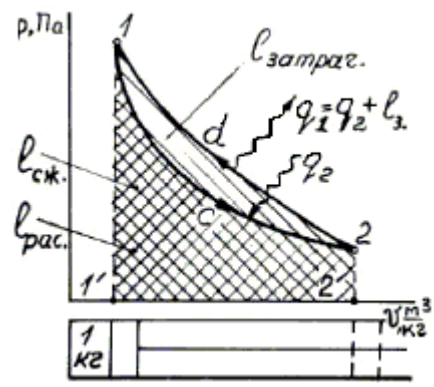


Рис. 1.10. Обратный цикл

Замкнутый процесс 1a2b1, в котором газ то расширяется, то подвергается сжатию и проходит через исходное состояние (точку 1), называют **круговым процессом** или **циклом**. Цикл, очерченный по часовой стрелке, называют **прямым**. Площадь прямого цикла выражает полезную работу: $l_{п} = l_{расшир.} - l_{сжатия} = l_{1a2} - l_{b1} =$ площади 1a2b1. Цикл, очерченный против часовой стрелки, называют **обратным** (рис. 1.10). Площадь обратного цикла выражает работу, затраченную на его реализацию.

$$l_3 = l_{сжатия} - l_{расшир.} = l_{1c2} - l_{d1} = \text{площади } 1c2d1.$$

По прямому циклу работают тепловые двигатели, по обратному – холодильные установки.

Эффективность прямых циклов оценивают по величине термического **КПД** цикла, показывающего, какую долю подведенной теплоты газ превращает в полезную работу. Формула КПД

$$\eta_t = \frac{l_{п}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

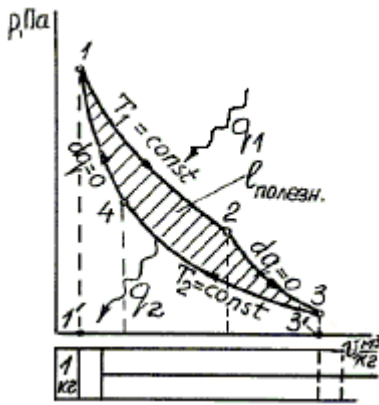
где q_1, q_2 – соответственно количество подведенной и отведенной за цикл теплоты.

Характеристикой эффективности обратных циклов является холодильный коэффициент, представляющий собой отношение отведенной от охлаждаемого тела теплоты q_2 к затраченной на это работе цикла l_3

$$\epsilon_x = \frac{q_2}{l_3} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (1.23)$$

1.12. Прямой цикл Карно

Среди всех возможных прямых циклов существует один, имеющий самый высокий термический **КПД**.



Этот цикл был предложен в 1824 г. французским инженером и ученым Сади Карно. В отличие от прямого цикла (рис. 1.9), нарисованного произвольно, цикл Карно состоит из конкретных процессов: двух изотерм и двух адиабат (рис. 1.11). Здесь 1 кг газа расширяется в цилиндре по изотерме 1–2 с подводом теплоты q_1 , затем по адиабате 2–3, совершая значительную работу (площадь $1233'1'1$). Затем газ сжимается по изотерме 3–4 с отводом теплоты q_2 и адиабате 4–1, на что затрачивается работа (площадь $3411'3'3$). Из точки 1 цикл повторяется.

Рис. 1.11. Прямой цикл Карно

Найдем термический КПД цикла Карно, учитывая равенство работы и теплоты в изотермическом процессе

$$\eta_{\text{т Карно}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{1-2} - l_{3-4}}{l_{1-2}} = \frac{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}},$$

где T_1, T_2 – соответственно температуры теплового источника и теплового приемника (наибольшая и наименьшая температуры в цикле).

Рассмотрев совместно процессы, составляющие цикл Карно, нетрудно показать, что

$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$, и КПД определится по формуле

$$\eta_{\text{т Карно}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.24)$$

Цикл Карно называют идеальным, так как он лучше других циклов превращает теплоту q_1 в полезную работу. С другой стороны, из-за трудности в организации изотермических процессов он не применяется в реальном двигателе (см. задачу 4, с. 23).

1.13. Цикл с изохорным подводом теплоты

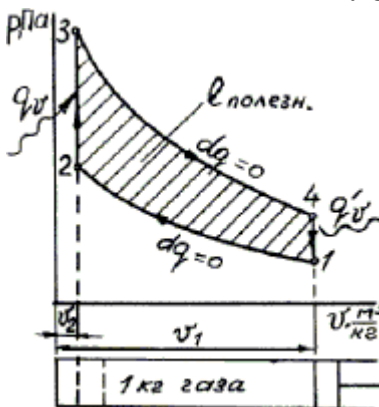


Рис.1.12. Изохорный цикл

Этот теоретический цикл двигателя внутреннего сгорания (ДВС), назовем его сокращенно изохорным, состоит из двух адиабат и двух изохор (рис. 1.12), где 1–2 – адиабатное сжатие газа; 2–3 – изохорный нагрев газа теплотой q_v ; 3–4 – адиабатное расширение газа; 4–1 – изохорное охлаждение газа отводом теплоты q'_v . Термический коэффициент полезного действия этого цикла $\eta_{\text{т}}$ равен:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{q_{\text{полезн.}}}{q_{\text{подвед.}}} = \frac{q_v - q'_v}{q_v} = 1 - \frac{q'_v}{q_v};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (1.25)$$

где $\varepsilon = v_1/v_2$ – степень сжатия.

Изохорный цикл – это теоретический цикл реальных карбюраторных двигателей. Формула КПД цикла показывает, что с увеличением степени сжатия ε КПД изохорного цикла и, следовательно, КПД карбюраторных двигателей увеличивается (см. задачу 5, с. 24).

1.14. Цикл с изохорным и изобарным подводом теплоты

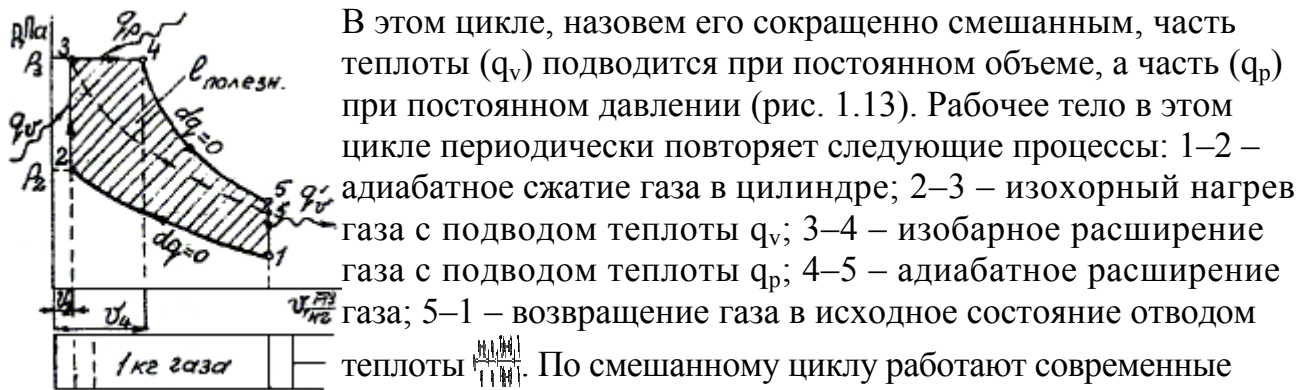


Рис. 1.13.
Смешанный цикл

В этом цикле, назовем его сокращенно смешанным, часть теплоты (q_v) подводится при постоянном объеме, а часть (q_p) при постоянном давлении (рис. 1.13). Рабочее тело в этом цикле периодически повторяет следующие процессы: 1–2 – адиабатное сжатие газа в цилиндре; 2–3 – изохорный нагрев газа с подводом теплоты q_v ; 3–4 – изобарное расширение газа с подводом теплоты q_p ; 4–5 – адиабатное расширение газа; 5–1 – возвращение газа в исходное состояние отводом теплоты q_1 . По смешанному циклу работают современные дизели, которые часто называют бескомпрессорными дизелями. На рис. 1.13 на смешанный цикл 123451 наложен изохорный цикл 12351 (пунктирная линия).

При этом хорошо видно, что при одинаковых степенях сжатия ε и максимальных давлениях p_3 смешанный цикл дает большую полезную работу, чем цикл изохорный. Однако и теплоты при этом подводится больше на величину q_p . КПД смешанного цикла рассчитывается по формуле

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.26)$$

где $\rho = v_4/v_3$ – степень изобарного (предварительного) расширения;
 $\lambda = p_3/p_2$ – степень изохорного повышения давления.

1.15. Энтропия

Энтропия является параметром состояния газа, обозначается символом s и измеряется в кДж/(кг К). В физическом смысле энтропия представляет частное от деления подведенной (+ q) или отведенной (- q) теплоты на температуру газа T . Для элементарного процесса $ds = dq/T$. Энтропия s имеет знак теплоты. При подводе тепла (+ dq), она возрастает (+ ds), при отводе (- dq) – уменьшается (- ds). Для расчета энтропии в конечном процессе выведем два уравнения:

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{du + dl}{T} = \frac{c_v dT + pdv}{T} = \frac{c_v dT}{T} + \frac{pdv}{T}.$$

При $p = RT/v$

$$\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v \frac{dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} R \frac{dv}{v} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.27)$$

Заменяем в уравнении (1.27) отношение v_2/v_1 :

$$p_1 v_1 = R T_1, \quad p_2 v_2 = R T_2 \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_2}$$

$$\Delta s_{1-2} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_1}{p_2} = (c_v + R) \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Так как $c_v + R = c_p$

$$\Delta s_{1-2} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.28)$$

При замене в уравнении (1.27) отношения T_2/T_1 можно получить третье уравнение. Рекомендуем сделать это самостоятельно.

1.16. Координаты Ts

Наряду с координатами pv широкое распространение для графических расчетов и анализа термодинамических процессов получили координаты Ts .

Покажем в координатах Ts произвольный термодинамический процесс 1–2 (рис. 1.14). Видно, что теплота в нем подводится, поскольку $s_2 > s_1$.

Выделим элементарный процесс 1–А и полоску площади под ним. Ее высота T , ширина ds , $T ds = dq$ – площадь полоски выражает элементарную теплоту, подведенную к газу в процессе 1–А. Вся площадь 122'1'1 под процессом 1–2, состоящая из таких элементарных полосок, выражает всю теплоту q , подведенную к газу в процессе 1–2.

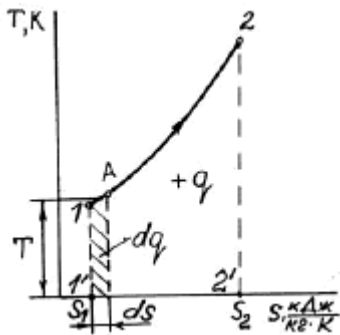


Рис.1.14. Координаты Ts 1–2, состоящая из таких элементарных полосок, выражает всю теплоту q , подведенную к газу в процессе 1–2.

Таким образом, в координатах Ts теплота, подведенная к газу или отведенная от него, эквивалентна величине площади под линией процесса.

1.17. Термодинамические процессы в координатах Ts

а) Изотермический процесс (рис. 1.15) перпендикулярен оси T : 1–2 – расширение; 1–2' – сжатие.

б) Адиабатный процесс протекает при $dq = 0$, тогда $dq/T = ds = 0$ и $s = \text{const}$ – адиабата перпендикулярна оси s . Вверх – сжатие, вниз – расширение.

в) Изохорный процесс. При $v = \text{const}$ $\ln \frac{v_2}{v_1} = 0$ и из уравнения (1.27) следует

$$s_{1-2}^{(v)} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} -$$

логарифмическая кривая.

г) Изобарный процесс. При $p = \text{const}$ $\ln(p_1/p_2) = 0$ и из уравнения (1.28) следует

$$\Delta s_{1-2}^{(p)} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Поскольку $c_p > c_v$, то $\Delta s_{1-2}^{(p)} > \Delta s_{1-2}^{(v)}$. Изобара проходит выше изохоры.

д) Политропных процессов через точку 1 можно провести сколько угодно в любом направлении. Вправо от точки 1 идут процессы с подводом теплоты, влево – с отводом.

1.18. Прямой цикл Карно в координатах Ts

На рис. 1.16 1 кг газа расширяется по изотерме 1–2 с подводом теплоты q_1 , равной площади 122'1'1, а затем по адиабате 2–3. В исходное состояние газ возвращается сжатием по изотерме 3–4 с отводом теплоты q_2 , равной площади 341'2'3, затем – по адиабате 4–1. Теплота, превратившаяся в полезную работу, $q_{\text{п}} = q_1 - q_2 =$ площадь 122'1'1 – площадь 341'2'3 = площадь 12341, т.е. равна площади внутри цикла. Формула КПД цикла

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

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.29)$$

Таким образом, используя для анализа цикла Карно координаты Ts , мы просто и наглядно повторили прежний результат (см. п.1.12).

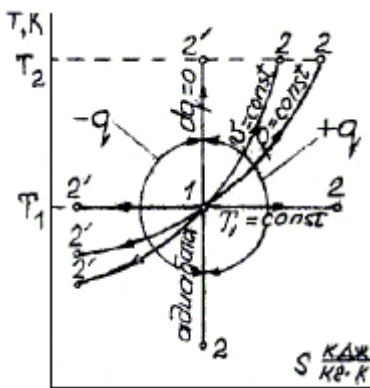


Рис. 1.15. Термодинамические процессы в координатах Ts

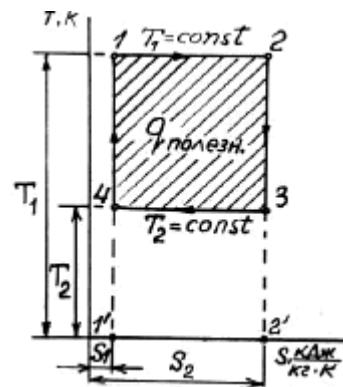


Рис. 1.16. Цикл Карно в Ts координатах

1.19. Второй закон термодинамики

На базе анализа термодинамических циклов тепловых двигателей и холодильных установок получено около десяти эмпирических (опытных) формулировок второго закона термодинамики. Рассмотрим лишь те, которые вытекают из анализа **КПД** цикла Карно

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

1. Невозможно в тепловом двигателе превратить в полезную работу всю теплоту, подведенную к рабочему телу. При полном превращении теплоты **КПД** был бы равен единице. Но $\eta_t < 1$, так как $T_2 \neq 0$ или $T_1 \neq \infty$. Здесь T_1 – максимальная температура в цикле; T_2 – минимальная температура в цикле.
2. Для повышения **КПД** тепловых двигателей необходимо нагревать рабочее тело до возможно большей температуры T_1 и вести его расширение до возможно меньшего ее значения T_2 .
3. **КПД** тепловых двигателей не зависит от природы рабочего тела, размещенного в цилиндре. Это следует из того, что физические величины, такие как c_p , c_v , κ и другие, у различных рабочих тел численно разные, не входят в формулу **КПД** цикла Карно.

1.20. Контрольное задание № 1

Во всех трех контрольных заданиях номер варианта выбирается по последней цифре шифра. Смотрите также вопросы с. 29.

Задача 1. Определить массу газа, находящегося в резервуаре объемом V . Известно, что давление газа в резервуаре, определенное по манометру, составляет $p_{\text{изб}}$, а температура газа t . Барометрическое давление $p_{\text{атм}}$.

Таблица 1.1

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V, \text{ м}^3$	100		200		300		400		500	
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	10	20		30		20		30		10
$p_{\text{изб}}, \text{ кг/см}^2$	15			10			5	20		
$p_{\text{атм}}, \text{ мм Hg}$	740					760				
природа газа	кислород			азот			воздух			

Следует помнить, что расчеты проводятся по абсолютному давлению, выраженному в Па.

Задача 2. Для заданного состава (табл. 1.2) сухих продуктов сгорания топлива (не содержащих водяные пары) найти кажущуюся молекулярную массу и газовую постоянную, парциальные давления каждого газа, а также удельный объем и плотность смеси при давлении $p_{атм}$ и температуре t .

Таблица 1.2

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{атм}$, кПа	98	100	102		105		102		100	98
t , °C	500	600	700		800		500		600	700
состав по массе, %:										
CO ₂	-		-		17,9		15,1			
O ₂	-		-		7,6		15,4			
N ₂	-		-		74,5		69,5			
состав по объему, %:										
CO ₂	12,3		10,4		-		-			
O ₂	7,2		14,6		-		-			
N ₂	80,5		75,0		-		-			

Задача 3. При нагреве некоторого количества газа при определенных условиях (табл. 1.3) температура газа повышается от t_1 до t_2 . Определить количество теплоты, переданное газу в этом процессе, учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

Таблица 1.3

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
природа газа	воздух		кислород		азот		водород				
условия нагрева	постоянный объем					постоянное давление					
t_1 , °C	0	100	200	300	400	100	200	300	400	500	
t_2 , °C	600	700	800	900	1000	600	700	800	900	1000	
количество газа	2 кг				2 м ³			2 кмоль			

Значения массовых и объемных теплоемкостей можно найти в справочной литературе или воспользоваться данными табл. 4 прил. 1, в которой приведены значения средних мольных изобарных и изохорных теплоемкостей. При этом для расчета массовых и объемных теплоемкостей следует использовать соотношения:

$$c_{pm} = \frac{\mu c_{pm}}{\mu}; \quad c_{vm} = \frac{\mu c_{vm}}{\mu};$$

$$c'_{pm} = \frac{\mu c_{pm}}{22,4}; \quad c'_{vm} = \frac{\mu c_{vm}}{22,4},$$

где 22,4 – объем одного киломоля газа при нормальных условиях, м³/кмоль; μc_{pm} , μc_{vm} – изобарная и изохорная мольные средние теплоемкости в интервале температур от 0 °С до t °С.

Следует найти теплоту, необходимую для нагрева газа от 0 °С до t₁, а затем от 0 °С до t₂. Их разница даст ответ на вопрос задачи.

Задача 4. М кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур t₁ и t₂, причем наивысшее давление составляет p_{max}, а наимизшее – p_{min}. Определить параметры воздуха в характерных точках цикла, количество подведенной и отведенной теплоты и термический КПД цикла. Изобразить цикл в координатах p-v.

Исходные данные взять из табл. 1.4.

Таблица 1.4

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
М, кг	2	3	4	2	3	4	2	3	4	5
t ₁ , °С	627			327			250			
t ₂ , °С	27			27			30			
p _{max} , МПа	6			2			1			
p _{min} , МПа	0,1			0,11			0,12			

Задача 5. Построить зависимость термического КПД от степени сжатия для цикла поршневого двигателя с подводом теплоты при v = const, для значений степени сжатия от 2 до 10 при k = 1,37.

2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Тепловыми двигателями называют машины, превращающие теплоту в механическую работу. Их можно разделить на две группы: лопаточные двигатели (турбины) и поршневые (двигатели внутреннего сгорания). Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) классифицируются по ряду признаков. Рассмотрим один признак – **степень сжатия** $\varepsilon = V_{\text{цил}}/V_{\text{к.с}}$, где V_{цил} – объем цилиндра; V_{к.с} – объем камеры сжатия (рис. 2.1).

Степень сжатия показывает во сколько раз уменьшается объем цилиндра при такте сжатия. По степени сжатия разделим ДВС на две группы.

1. ДВС с низкой степенью сжатия ($\epsilon \leq 9$) называются карбюраторными двигателями. Они имеют внешнее смесеобразование, принудительное зажигание рабочей смеси, сжигают бензин.

2. ДВС с высокой степенью сжатия ($\epsilon = 13-18$) называются дизелями. Они имеют внутреннее смесеобразование, самовоспламенение рабочей смеси, сжигают дизельное топливо.

По длительности рабочего цикла ДВС обеих групп могут быть четырехтактными или двухтактными. Тактом называют один ход поршня.

2.1. Схема и рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя

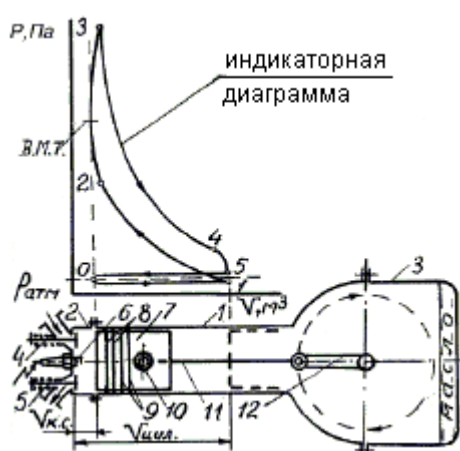


Рис. 2.1. Четырехтактный карбюраторный двигатель

На рис. 2.1 приведена схема карбюраторного двигателя: цилиндр 1, крышка цилиндра 2, картер 3. В крышке цилиндра установлен впускной клапан 4, выпускной клапан 5 и свеча 6. Внутри цилиндра размещен поршень 7, уплотнительные поршневые кольца 8 и маслосъемные кольца 9. С помощью пальца 10 поршень соединен с шатуном 11, шатун – с кривошипом 12 коленчатого вала. Двигатель может быть одноцилиндровым и многоцилиндровым. На рисунке цилиндр искусственно размещен в горизонтальном положении. Рабочий процесс двигателя рассматривается по индикаторной диаграмме, которая снимается с экрана осциллографа при работе двигателя. Индикаторная диаграмма представляет замкнутый график, который показывает, как изменяется давление в цилиндре в течение одного рабочего цикла двигателя. На диаграмме:

0–1 – всасывание в цилиндр рабочей смеси из карбюратора через открытый впускной клапан. Рабочая смесь – это смесь паров бензина с воздухом; 1–2 – сжатие рабочей смеси; 2 – момент зажигания рабочей смеси электрической искрой; 2–3 – сгорание рабочей смеси; В.М.Т. – давление соответствующее моменту прихода поршня в верхнюю мертвую точку; 3–4 – расширение продуктов сгорания; 4–5 – выхлоп через открывшийся в точке 4 выпускной клапан. Газы вылетают в атмосферу под влиянием собственного давления; 5–0 – вытеснение поршнем газов, оставшихся после выхлопа, в атмосферу.

Все указанные процессы протекают в цилиндре в течение четырех ходов поршня (четырёх тактов). Коленчатый вал при этом совершает два оборота.

2.2. Схема цилиндра и рабочий процесс четырехтактного дизеля с атмосферным наполнением

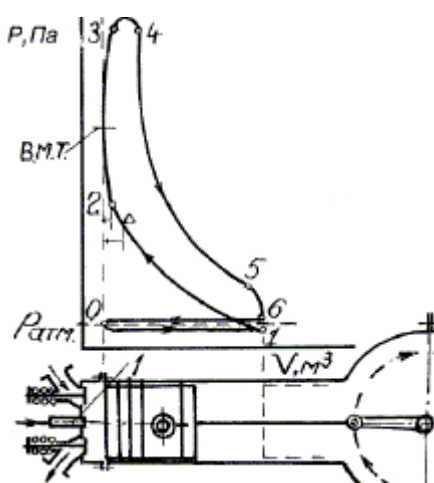


Рис. 2.2. Четырехтактный дизель

Название деталей дизеля аналогично названию деталей карбюраторного ДВС. Он не имеет свечей зажигания. На их месте установлены форсунки 1 (рис. 2.2). Через форсунку в цилиндр впрыскивается и мелко при этом распыливается дизельное топливо. На индикаторной диаграмме дизеля: 0–1 – всасывание атмосферного воздуха; 1–2 – сжатие воздуха; ∇ – момент начала подачи топлива (конец подачи топлива точка 4); 2 – момент самовоспламенения рабочей смеси; 2–3 – сгорание топлива, накопившегося в цилиндре в процессе ∇–2 и поступившего в процессе 2–3; 3–4 – догорание топливной пыли; 4–5 – расширение продуктов сгорания; 5–6 – выхлоп газов; 6–0 – вытеснение поршнем газов, оставшихся после выхлопа. В момент точки 0 поршень закончил четвертый ход.

2.3. Наддув четырехтактных дизелей

Наддув – это наполнение цилиндра дизеля на такте всасывания сжатым воздухом. Плотность сжатого воздуха выше плотности атмосферного и он вносит в цилиндры дизеля больше кислорода. Соответственно в цилиндр подают больше топлива, чем повышают в нем температуру, давление газов и мощность дизеля при том же объеме цилиндров (литраже) и той же частоте вращения вала (быстроходности). Сжимают воздух турбокомпрессором.

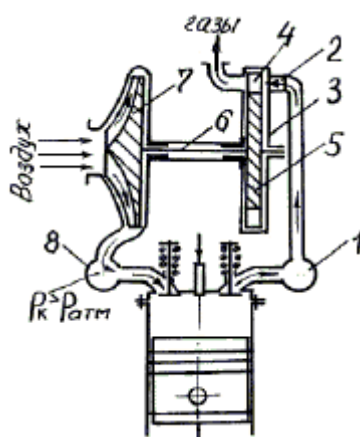


Рис. 2.3. Наддув дизелей

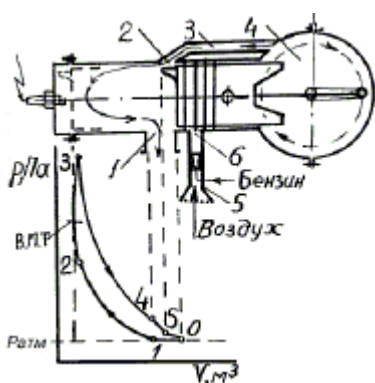
На рис. 2.3 выхлопные газы дизеля наполняют коллектор 1, из которого они поступают в сопловый аппарат 2 турбокомпрессора 3. При проходе по суживающимся каналам соплового аппарата давление газов падает до атмосферного, а их скорость возрастает. Ускоренные струи газа падают на рабочие лопатки 4 турбинного колеса 5, заставляя его вращаться с частотой 17000–60000 оборотов в минуту.

Вал 6 передает вращение центробежному компрессору 7. Компрессор всасывает атмосферный воздух, сжимает его и нагнетает во всасывающий коллектор 8 дизеля. Для получения сжатого воздуха используется энергия выхлопных газов, которая четырехтактным дизелем (рис. 2.2) выбрасывалась в атмосферу. Турбокомпрессор повышает давление воздуха от $p_{атм} \approx 0,1$ МПа до $p_k \approx 0,15$ МПа.

2.4. Схема и рабочий процесс двухтактного карбюраторного двигателя

В отличие от четырехтактного карбюраторного двигателя двухтактный карбюраторный двигатель не имеет клапанов (рис. 2.4). Для газообмена в его нижней части выполняются окна.

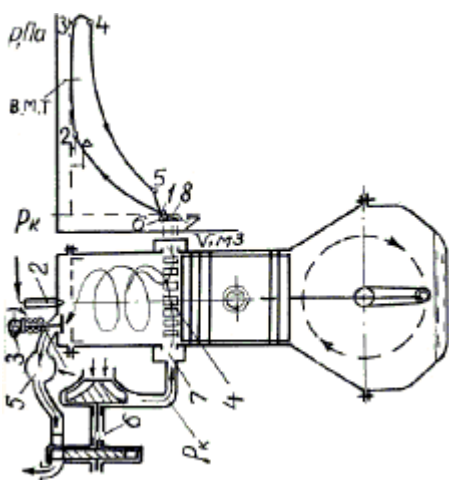
Окно 1 служит для удаления в атмосферу продуктов сгорания и называется выпускным. Окно 2 – продувочное. Через это окно по каналу 3 из картера 4 в цилиндр поступает рабочая смесь (воздух с примесью паров бензина). Атмосферный воздух смешивается с бензином в карбюраторе 5 и всасывается в картер 4 через всасывающее окно 6. Это окно открывается, когда поршень приходит в левое крайнее положение, а в картере создается разрежение. При ходе поршня обратно (вправо) окно 6 закрывается и смесь в картере сжимается.



На индикаторной диаграмме: 0–1 – потеря хода поршня (на этом пути поршень закрывает окно 2 и окно 1); 1–2 – сжатие рабочей смеси в цилиндре; 2 – момент зажигания смеси искрой; 2–3 – сгорание смеси; 3–4 – расширение продуктов сгорания; 4–5 – выхлоп газов в атмосферу через окно 1; 5–0 – продувка цилиндра, сжатой в картере рабочей смесью, через окно 2. При продувке рабочая смесь вытесняет из цилиндра газы, оставшиеся после выхлопа, и заряжает его для следующего цикла. Один рабочий цикл длится в этом двигателе в течение двух ходов поршня (двух тактов).

Рис. 2.4. Двухтактный карбюраторный двигатель

2.5. Схема и рабочий процесс двухтактного дизеля с прямоточно-клапанной продувкой цилиндров



Этот дизель (рис. 2.5) имеет в крышке цилиндра выпускной клапан 1 и форсунку 2. Для открытия клапанов 1 установлен кулачковый вал 3, вращающийся от вала дизеля. В нижней части цилиндра по всей его окружности выполнены продувочные окна 4. Из цилиндров дизеля выхлопные газы удаляются в коллектор 5 и поступают в турбокомпрессор 6. Турбокомпрессор нагнетает сжатый воздух в ресивер 7 продувочных окон цилиндров.

Последовательность процессов, протекающих в цилиндре дизеля, показана на индикаторной диаграмме: 1–2 – сжатие воздуха; ∇ – начало впрыска топлива (конец впрыска точка 4); 2–3–4 – сгорание топлива; 4–5 – расширение газов; 5–6 – выхлоп газов через выпускной клапан (закроется клапан в точке 8); 6–7–8 – продувка цилиндра сжатым воздухом,

Рис. 2.5. Двухтактный дизель

поступающим в цилиндр через продувочные окна; 8–1 – дозарядка цилиндра сжатым воздухом.

2.6. Тепловой баланс ДВС

Тепловой баланс ДВС представляется уравнением, которое показывает, куда расходуется теплота, выделенная килограммом топлива, сгоревшим в цилиндрах.

$$Q_H^P = Q_e + Q_{\text{выхлоп}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{хим}} + Q_{\text{ост}}, \quad (2.1)$$

где Q_H^P – теплота сгорания топлива (теплота, которую может выделить один килограмм топлива), кДж/кг; Q_e – теплота, превращенная в эффективную работу двигателя, кДж/кг; $Q_{\text{выхлоп}}$ – потери теплоты с выхлопными газами, которые покидают цилиндры с высокой температурой, кДж/кг; $Q_{\text{охл}}$ – потеря теплоты на нагрев воды, охлаждающей двигатель, кДж/кг; $Q_{\text{хим}}$ – потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива (в выхлопных газах содержатся горючие компоненты H_2 , CO , CH_4 и др.), кДж/кг; $Q_{\text{ост}}$ – остаточный член теплового баланса, показывающий теплоту, отданную поверхностью двигателя атмосферному воздуху, кДж/кг.

В процентном выражении уравнение имеет вид

$$100 \% = q_e + q_{\text{выхлоп}} + q_{\text{охл}} + q_{\text{хим}} + q_{\text{ост}}. \quad (2.2)$$

Числовые значения составляющих баланса находят при испытаниях двигателя с целью принятия мер по повышению его эффективного **КПД** $\eta_e = q_e$, путем снижения потерь теплоты.

Интервалы значений составляющих теплового баланса приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Тепловой баланс в числах

Тип ДВС	$q_e, \%$	$q_{\text{выхлоп}}, \%$	$q_{\text{охл}}, \%$	$q_{\text{хим}}, \%$	$q_{\text{ост}}, \%$
Карбюраторные	16–28	30–55	12–20	0–4,5	3–8
Дизели	30–45	25–45	15–35	0–5	2–3

2.7. Сравнение ДВС

Сравним двигатели по эффективной мощности N_e , эффективному **КПД** η_e и удельному эффективному расходу топлива b_e .

Эффективной называют мощность, снимаемую с вала двигателя. Двухтактные двигатели мощнее четырехтактных того же литража и быстроходности, почти в два раза. Это объясняется тем, что в цилиндрах двухтактного ДВС вспышки топлива

следуют в два раза чаще, чем у четырехтактного. Это вытекает из того, что рабочий цикл двухтактного ДВС длится в течение одного оборота вала, а четырехтактного ДВС – двух оборотов вала. Эффективный **КПД** показывает, сколько процентов теплоты, выделенной сгоревшим в цилиндрах топливом, двигатель превращает в эффективную работу. **КПД** двухтактных двигателей ниже **КПД** четырехтактных. Это объясняется тем, что цилиндры двухтактных ДВС продуваются от продуктов сгорания предыдущего цикла хуже, чем цилиндры четырехтактных, из-за ограниченности времени открытия продувочных и выпускных окон или клапанов. В воздухе, разбавленном остаточными газами, сгорание топлива затягивается, что снижает температуру сгорания и, следовательно, давление газов на поршни двухтактных ДВС. Удельный эффективный расход топлива – основная экономическая характеристика двигателя. Он показывает расход топлива двигателем на 1кВт мощности в течение одного часа. Для карбюраторных двигателей $b_e = 0,29-0,4$ кг/кВт ч, для дизелей $b_e = 0,19-0,21$ кг/кВт ч. Лучший показатель у четырехтактных ДВС.

2.8. Контрольные вопросы к заданию № 1

Вопрос выбирается по предпоследней цифре шифра.

0. Почему при сжатии в цилиндре ДВС повышается давление рабочей смеси или воздуха (процессы 1-2)?
1. Почему при сгорании топлива в цилиндрах ДВС повышается давление газов ?
2. Почему падает давление в цилиндрах ДВС в процессе расширения продуктов сгорания ?
3. Пользуясь рекомендованной литературой опишите принцип образования рабочей смеси в карбюраторе ДВС.
4. Изобразите схему форсунки дизеля и опишите принцип ее действия.
5. Изобразите схему плунжерной пары топливного насоса дизеля и опишите принцип ее действия.
6. Опишите схему системы жидкостного охлаждения ДВС.
7. Опишите схему системы смазки ДВС.
8. Опишите упрощенную систему зажигания карбюраторных ДВС.
9. Опишите один тип механизма газораспределения ДВС.

3. ТОПЛИВО

Топливо бывает газообразным, твердым и жидким.

3.1. Газообразное топливо

Различают газ природный и нефтепопутный. Природный газ добывают из газовых месторождений. Он состоит в основном из метана CH_4 . Нефтепопутный газ выделяется из нефти, при ее добыче из нефтяных месторождений. Он содержит меньше метана, но больше этана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} , пентана C_5H_{12} . Ориентировочный состав газа приведен в табл. 3.1.

Состав газообразного топлива в процентах по объему

Компоненты	CH ₄ ,	C ₂ H ₆ ,	C ₃ H ₄ ,	C ₄ H ₁₀ ,	C ₅ H ₁₂ ,	N ₂ ,	CO ₂ ,
	%	%	%	%	%	%	%
Природный газ	94	2,8	0,4	0,3	0,1	2	0,4
Нефтепопутный газ	68,5	14,5	7,6	3,5	1	3,5	1,4

3.2. Твердое топливо

Из твердых видов топлива промышленное значение имеет уголь. Уголь – продукт обуглероживания древесины. Он состоит из твердых углеводородов и примесей. Задают уголь элементарным составом, т.е. содержанием отдельных химических элементов и примесей в процентах по массе. Уголь содержит

$$C^P + H^P + S^P + O^P + N^P + A^P + W^P = 100 \%,$$

где А – зола; W – влага; р – в рабочей массе, т.е. в угле естественного состава.

В углях $C^P = 50\text{--}97 \%$, $H^P = 1\text{--}5 \%$, $S^P = 0,3\text{--}8 \%$, $O^P = 0,5\text{--}4,3 \%$, $N^P = 0,5\text{--}1,5 \%$, $A^P = 10\text{--}30 \%$, $W^P = 5\text{--}35 \%$.

Если уголь высушить, он переходит в искусственное состояние и содержит в сухой массе

$$C^C + H^C + S^C + O^C + N^C + A^C = 100 \%.$$

По содержанию углерода в сухой массе уголь делится на бурый ($C^C \cong 55 \%$), каменный ($C^C \cong 65 \%$) и антрацит ($C^C \cong 75 \%$). Бурые угли обозначают буквой Б. При этом по содержанию влаги различают марки Б1 ($W^P > 40 \%$), Б2 ($W^P = 30\text{--}40 \%$), Б3 ($W^P < 30 \%$). Антрациты обозначают буквой А. Каменные угли обозначают другими буквами. Для этого нагревают каменные угли в лабораторных условиях и определяют выход газообразных углеводородов $V^Г$ в процентах по массе. Если $V^Г \cong 46 \%$ – каменный уголь марки Д (длиннопламенный); $V^Г \cong 38 \%$ – марки Г (газовый); $V^Г \cong 27 \%$ – марки К (коксовый); $V^Г \cong 17 \%$ – марки Т (тощий) и другие. Тощие угли горят раскаленным слоем без пламени.

В справочной литературе указывается состав условно горючей массы и зольность сухой массы A^C угля.

$$C^Г + H^Г + S^Г + O^Г + N^Г = 100 \%.$$

Эта масса для угля данного месторождения наиболее постоянна. Однако практические расчеты (потребное количество воздуха, количество продуктов сгорания, теплоту сгорания) проводят не по горючей, а по рабочей массе. Для пересчета справочной горючей массы в рабочую определяют в лаборатории

влажность W^P имеющегося угля, или ею задаются. Пересчет проводится по формулам:

$$A^P = A^C(100 - W^P)/100, \%; \quad C^P = C^Г(100 - A^P - W^P)/100, \%;$$

$$H^P = A^Г(100 - A^P - W^P)/100, \%; \quad S^P = S^Г(100 - A^P - W^P)/100, \%;$$

$$O^P = O^Г(100 - A^P - W^P)/100, \%; \quad N^P = N^Г(100 - A^P - W^P)/100, \%;$$

3.3. Жидкое топливо

Нефть, жидкость органического происхождения, состоит из жидких углеводородов: парафиновых, имеющих цепное строение молекул – CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} и др.; цикланов, имеющих кольцевую форму молекул с одинарными углеродными связями; ароматических, имеющих кольцевую форму и двойные углеродные связи и углеводороды других структур.

Элементарный состав нефти и ее продуктов почти одинаков: $C = 84-86 \%$, $H = 11-14 \%$, $S = 0,01-4,8 \%$, $O = 0,1-1,2 \%$, $N = 0,2-1,7 \%$. Перед переработкой нефть обессоливают и обезвоживают, поэтому зола и влага не показаны. Жидкое топливо получают прямой перегонкой нефти и ее крекингом. На рис. 3.1 показана простейшая технологическая установка для прямой перегонки нефти.

Здесь пользуются тем, что каждый углеводород имеет свою температуру кипения и равную ей температуру конденсации. Следовательно все углеводороды, кипящие при температуре $320 \text{ }^\circ\text{C}$ и ниже, в колонне, где атмосферное давление, испаряются и поднимаются вверх. Легкие углеводороды имеют низкую температуру конденсации. Они успевают подняться в верхнюю часть колонны, где остывают до температуры конденсации и оседают на тарелках. Средние по массе углеводороды успевают подняться лишь в среднюю часть колонны и при большей температуре конденсируются.

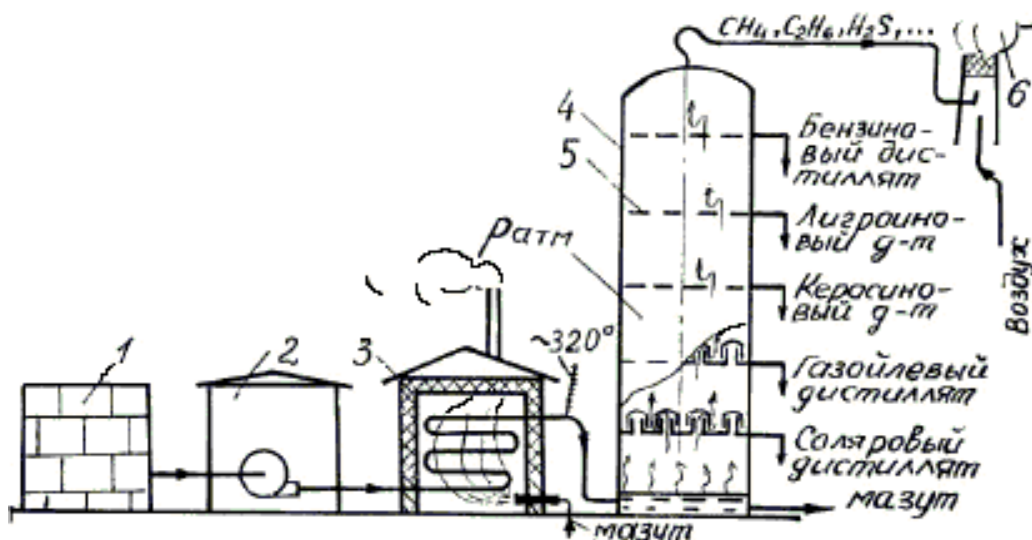


Рис. 3.1. Прямая перегонка нефти: 1 – запас нефти; 2 – насосный цех; 3 – нагревательная печь; 4 – разделительная колонна; 5 – сборные тарелки; 6 – факел

Более тяжелые углеводороды, чуть остыв, конденсируются на нижних тарелках. Углеводороды, кипящие при температуре большей $320\text{ }^{\circ}\text{C}$, не испаряются и образуют мазут.

Неконденсирующиеся газы из-за большого содержания сероводорода H_2S сжигаются в факеле. Сера, содержащаяся в нефти, ее продуктах и сероводороде, образует сернистую кислоту, разрушающую металлические элементы топливосжигающих установок.



После очистки дистиллятов, вытекающих из колонны, и введения присадок, улучшающих эксплуатационные свойства жидкого топлива, получают бензин для карбюраторных двигателей, топливо для газотурбинных двигателей из смеси керосина и лигроина, топливо для дизелей из смеси газойля и соляра. Мазут не очищают. Его сжигают в топках паровых котлов, могут подвергнуть крекингу, могут переработать в масла, если он для этого пригоден. При прямой перегонке из нефти выгоняют природно содержащиеся в ней углеводороды. При этом из тонны нефти получают бензина, лигроина и керосина до 270 кг, дизельного топлива – до 400 кг.

Таким образом, прямая перегонка нефти применяется для получения дизельного топлива и масляного мазута. Для обеспечения потребности в бензине и топливе газотурбинных двигателей применяют крекинг нефти. Крекинг отличается тем, что нефть нагревают до $\sim 500\text{ }^{\circ}\text{C}$ при повышенном давлении в колонне. При этом происходит термическое разложение тяжелых углеводородов, ранее оставшихся в мазуте, и составлявших газойль и соляр, на легкие и средние углеводороды. Из тонны нефти получают до 750 кг бензина, лигроина и керосина. Крекинг дает легкое топливо и мазут.

3.4. Марки бензина

Наиболее распространен бензин марок А-76 и АИ-93. А – автомобильный бензин (бензин авиационный обозначается буквой Б). 76, 93 – октановое число. Оно характеризует стойкость бензина против детонации (взрывообразного сгорания в цилиндрах). При детонации в цилиндрах слышен металлический стук, двигатель перегревается, выхлоп становится темным, мощность падает. От резкого повышения давления на поршни ускоренно изнашиваются подшипники, от перегрева – стенки цилиндра, кольца и поршни.

Октановое число бензина определяют на специальной установке с карбюраторным двигателем. Октановое число показывает процентное содержание изооктана C_8H_{18} (антидетонационная стойкость 100 единиц) в смеси с нормальным гептаном C_7H_{16}

(антидетонационная стойкость 0 единиц), которая по стойкости против детонации равноценна испытываемому бензину.

Стойкость бензина против детонации повышают введением этиловой жидкости, содержащей тетраэтилсвинец – вещество ядовитое, действующее на нервную систему. По новым технологиям получают высокооктановый бензин без этилирования.

Детонация является следствием повышения температуры рабочей смеси от повышения степени сжатия ϵ , с целью повышения мощности двигателя при уменьшенном расходе бензина, или от длительной работы на полной нагрузке. Детонация также появляется при сжигании в двигателе с повышенной степенью сжатия низкооктанового бензина.

3.5. Марки дизельного топлива

Для эффективного превращения теплоты в работу при малом износе дизеля, топливо должно сгорать со скоростью пропорциональной скорости движения поршней (оборотам вала дизеля).

Для быстроходных дизелей выпускают три марки дизельного топлива: Л, З, А. Л – летнее, применяется при температуре выше $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. З – зимнее. Это топливо выпускают двух марок: для температуры до $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ и для температуры до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. А – арктическое, для температуры до $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рекомендуемые температуры применения топлив на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше указанных, соответственно, до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и до $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для тепловозных и судовых дизелей применяют те же наименования топлива, но с меньшим содержанием легких углеводородов.

Первой характеристикой качества дизельного топлива является цетановое число, равное 45. Оно характеризует склонность топлива к самовоспламенению в цилиндрах дизеля. Пылинки топлива, удаляясь от форсунки, нагреваются воздухом цилиндра, закипают и выделяют пары, которые нагреваясь еще сильнее воспламеняются. Время от момента появления пыли из форсунки до ее воспламенения называют **периодом задержки воспламенения**. Чем он больше, тем хуже для дизеля, так как к моменту вспышки форсунка успевает подать много топливной пыли, которая, вспыхнув резко повышает температуру и давление на поршни, что приводит к ускоренному износу, плохому сгоранию последующей топливной пыли, потере мощности.

Если топливо очень хорошо самовоспламеняется – тоже плохо, так как сразу воспламеняясь, топливо «выжигает» кислород вблизи форсунки, поэтому большая часть последующей топливной пыли вынуждена проходить горячую бескислородную зону, где оставляет значительную часть своих паров, которая не сгорает и выбрасывается в атмосферу. Мощность дизеля снижается. Дизель работает достаточно мягко при удовлетворительном сгорании топлива и нормальной

мощности при цетановом числе 45. Цетановое число определяют на соответствующей лабораторной установке с четырехтактным дизелем. Оно показывает процентное содержание цетана $C_{16}H_{34}$ (самовоспламеняемость 100 единиц) в смеси с альфа-метилнафталином $C_{10}H_7CH_3$ (самовоспламеняемость 0 единиц), которая по самовоспламеняемости равноценна данному дизельному топливу.

Второй по важности характеристикой является вязкость топлива. С одной стороны она должна быть малой, для более тонкого распыления топлива форсункой. С другой стороны она должна быть высокой, для надежной смазки плунжеров топливного насоса и игл распылителей форсунок. Этим требованиям удовлетворяет вязкость, указанная в паспорте дизельного топлива.

3.6. Марки мазута

Для топок паровых котлов и различных нагревательных печей производят две марки мазута: М40, М100. Цифра показывает, кинематическую вязкость мазута при $80\text{ }^\circ\text{C}$ в $\text{см}^2/\text{с}$. Определяют вязкость в приборе вискозиметре. Для лучшего распыления мазут подогревают до $100\text{--}120\text{ }^\circ\text{C}$ и подают к топочным форсункам под давлением $1\text{--}2,5$ МПа.

3.7. Теплота сгорания топлива

Теплотой сгорания называют количество теплоты, которое выделяет один килограмм твердого и жидкого топлива или 1 м^3 (нормальный) газообразного топлива (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Теплота сгорания топлива, кДж/кг

Топливо	Q^P	Топливо	Q^P
Бурые угли	10000–17000	Бензин	~ 44000
Каменные угли	20000–30000	Дизельное топливо	~ 40000
Антрациты	20000–25000	Мазут	~ 38000
		Газ	~ 30000–35000

Теплоту сгорания топлива определяют в лабораторных приборах калориметрах. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива можно так же найти по формуле Д.И. Менделеева в кДж/кг

$$Q_H^P = 339C^P + 1256H^P - 109(O^P - S^P) - 25(9H^P + W^P).$$

3.8. Условное топливо

Условным называют несуществующее топливо, один килограмм которого выделяет 29300 кДж теплоты. Для перевода В кг реального топлива в В кг условного топлива используют тепловой эквивалент Э_к =

$$= Q_H^p / 29300.$$

$$V_{\text{УСЛ}} = V_{\text{РЕАЛЬН.}} \cdot \text{Э}_k. \quad (3.1)$$

Перевод В кг условного топлива в В кг реального осуществляется по формуле

$$V_{\text{РЕАЛЬН.}} = V_{\text{УСЛ}} / \text{Э}_k. \quad (3.2)$$

Условное топливо введено для удобства нормирования расхода топлива и удобства его учета.

Пример 1. В паспорте нагревательной печи указано, что на тонну продукции в ней следует сжечь 10 кг условного топлива. Предприятие располагает каменным углем с $Q_H^p = 20000$ кДж/кг и $\text{Э}_k = 20000/29300 = 0,68$. Норма расхода каменного угля $V_{\text{РЕАЛЬН.}} = V_{\text{УСЛ}} / \text{Э}_k = 10/0,68 = 14,7$ кг/т.

Пример 2. Два одинаковых предприятия сжигали для нужд производства уголь. Одно сожгло 1000 т бурого угля с $Q_H^p = 17000$ кДж/кг и $\text{Э}_{k1} = 0,58$, а другое 900 т каменного угля с $Q_H^p = 20000$ кДж/кг и $\text{Э}_k = 0,68$. Какое предприятие лучше использовало теплоту угля?

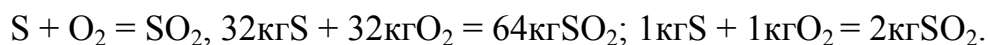
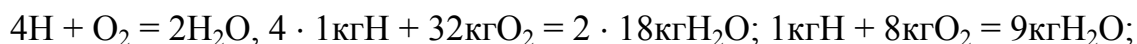
$$V_{\text{УСЛ1}} = V_{\text{РЕАЛЬН1}} \cdot \text{Э}_{k1} = 1000 \cdot 0,58 = 580 \text{ т.}$$

$$V_{\text{УСЛ2}} = 900 \cdot 0,68 = 612 \text{ т.}$$

Становится понятным, что первое предприятие использовало уголь экономичнее.

3.9. Расчет воздуха, необходимого для сжигания топлива, и объема продуктов сгорания

Для полного сгорания топлива необходима высокая температура в камере сгорания, достаточное количество воздуха и правильное его распределение. В топливе горят три химических элемента – С, Н, S.



1 кг твердого или жидкого топлива содержит C %, H %, S %, O% и потребует для сгорания кислород в количестве L_0 , кг,

$$L_0 = 2,67 \frac{C}{100} + 8 \frac{H}{100} + 1 \frac{S}{100} - \frac{O}{100}. \quad (3.3)$$

Теоретически необходимый объем воздуха, содержащий этот кислород, m^3 норм. воздуха/кг топлива,

$$V_0 = \frac{L_0}{0,23 \cdot 1,293}, \quad (3.4)$$

где 0,23 – массовая доля кислорода в воздухе; 1,293 – удельная масса воздуха, взятого при 0 °C и 760 мм рт.ст, кг/ m^3 (см. задачу 2, с. 58).

Ввиду неравномерного распределения воздуха и топлива, воздуха подают $V_{\text{действ}} > V_0$, $V_{\text{действ}}/V_0 = \alpha$ – коэффициент избытка воздуха.

Он показывает во сколько раз практически подают воздуха больше, чем теоретически необходимо. Существуют нормы значений α .

Для карбюраторных ДВС $\alpha = 1,1-1,15$.

Для слоевых угольных топок промышленных котлов $\alpha = 1,5$.

Для мазутных топок энергетических котлов $\alpha = 1,05$.

Для дизелей $\alpha = 1,5-2,2$.

Величину α определяют расчетом

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{N_2}}, \quad (3.5)$$

где 21,79 – объемный процент кислорода и азота в воздухе; $O_2\%$, $N_2\%$, $CO\%$ – объемный процент в продуктах сгорания. Содержание O_2 , N_2 , CO находят объемным анализом дымовых (выхлопных) газов (см. задачу 1, с. 56).

Следует иметь ввиду, что большой избыток воздуха разбавляет продукты сгорания, чем снижает температуру в объеме сгорания. Это нежелательно во всех топливосжигающих установках.

Объем продуктов сгорания твердого и жидкого топлива определяют по данным уравнений сгорания H, C, S и наличию в топливе азота N^P и W^P , m^3 (норм)/кг,

$$V_{\text{п.сг}} = \frac{3,67C^P}{100\gamma_{\text{CO}_2}} + \frac{9H^P + W^P}{100\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{2S^P}{100\gamma_{\text{SO}_2}} +$$

$$+ V_0(\alpha - 1)0,21 + V_0\alpha \cdot 0,79 + \frac{N^P}{100\gamma_{\text{N}_2}}, \quad (3.6)$$

где $\gamma_i = \frac{\mu_i}{224}$ – удельная масса i-го газа, кг/м³, (см. задачу 2, с. 57).

4. ВОДЯНЫЕ ПАРЫ

Водяной пар представляет невидимое газообразное состояние воды. По назначению различают пар энергетический и технологический. Энергетический пар высокого давления (> 10 МПа) и температурой выше 500 °С вырабатывают котлы тепловых электростанций. Этот пар поступает в турбины, где его теплота превращается в механическую работу, которая расходуется на вращение ротора генератора, вырабатывающего электрический ток. Технологический пар с низкими параметрами (1,4 МПа и 195 °С) вырабатывают промышленные котлы предприятий, где он используется для нагрева воды в системе отопления зданий и в различных производственных технологических процессах. Различают три состояния пара.

1. Пар влажный насыщенный. Такой пар образуется над кипящей жидкостью, имеет ее температуру и содержит частицы воды во взвешенном состоянии. Его характеристика x называется степенью сухости. Она показывает массовую долю пара в пароводяной смеси, представляющей влажный насыщенный пар. Пример: $x = 0,8$. Это значит, что влажный насыщенный пар содержит в одном килограмме 0,8 кг пара и 0,2 кг частиц жидкости.

2. Пар сухой насыщенный. Такой пар имеет температуру кипящей жидкости, но не содержит ее частиц. Для сухого насыщенного пара $x = 1$.

3. Пар перегретый. Это пар того же давления, что и насыщенные пары, но более высокой температуры. Конкретизируем эти понятия на примере элементарного котла (рис. 4.1).

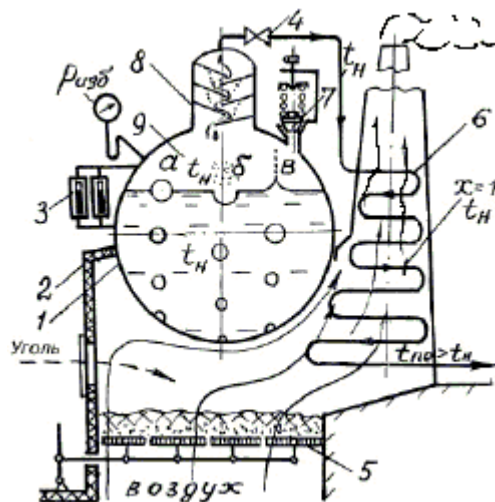


Рис. 4.1. Элементарный котел:

- 1 – барабан котла; 2 – топка; 3 – водомерные стекла; 4 – парозапорный клапан; 5 – колосниковая решетка; 6 – пароперегреватель; 7 – предохранительный клапан; 8 – сепаратор; 9 – паровое пространство

Горячие газы и тепловые лучи нагревают металл котла, который нагревает воду и она закипает. По мере накопления пара давление в котле и температура кипения воды повышаются. Вблизи стенки барабана котла температура воды выше, чем вдали и здесь активно образуются пузырьки пара. Они зарождаются в микроуглублениях поверхности, где площадь контакта воды с металлом больше, чем на ровной поверхности. Пузырек прижат к поверхности металла силой поверхностного натяжения купола окружающей его воды. Однако при увеличении объема пузырька выталкивающая сила отрывает его от поверхности и он устремляется вверх. Пузырек вспучивает поверхностную пленку воды (а), которая затем разрывается на мелкие частицы воды (б), а при выравнивании лунки взлетают вверх более грубые брызги воды (в). Так над кипящей водой образуется влажный насыщенный пар. На выходе пара из котла установлен простейший инерционный сепаратор. Здесь при крутых поворотах потока пара частицы воды выбрасываются центробежной силой на нижнюю поверхность пластин, откуда крупные капли воды падают вниз. Степень сухости пара повышается. Подсушенный влажный насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где получает теплоту горячих дымовых газов. Эта теплота расходуется на испарение оставшихся в паре водяных частиц. Когда испарится последняя частица, пар становится сухим насыщенным, но на одно мгновение, так как начинает повышаться его температура, и он переходит в состояние перегретого пара. К выходу из пароперегревателя температура пара существенно превышает температуру кипящей воды и ее насыщенных паров. Перегретый пар приносит потребителю больше теплоты, чем принес бы пар влажный насыщенный. При этом перегрев пара осуществляется теплотой дымовых газов, которая была бы потеряна. Если перегретый пар охладить, он в обратном порядке пройдет состояние сухого насыщенного пара, влажного насыщенного пара и конденсируется. Температура конденсата будет равна температуре кипения воды при данном давлении.

4.1. Процесс парообразования в координатах $p-v$

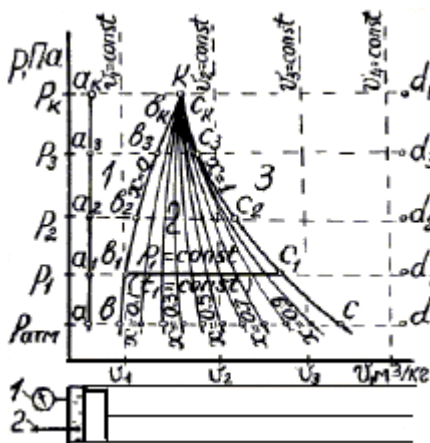


Рис. 4.2. Диаграмма $p-v$:
1 – манометр; 2 – термометр

На рис. 4.2 под осью v размещен цилиндр, содержащий 1 кг воды при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и атмосферном давлении. Это состояние воды соответствует точке a . Нагреваем воду, поддерживая ее давление сдвигом поршня пропорционально расширению воды. В точке b вода закипит и начнет превращаться в пар. Объем пароводяной смеси увеличивается и поршень продолжает сдвигаться для поддержания атмосферного давления. Отметим точками моменты испарения 0,1 кг, 0,2 кг, 0,3–0,9 кг и 1 кг воды. Весь килограмм выкипит в точке c и пар станет сухим насыщенным. При дальнейшем нагреве и расширении пар станет перегретым с максимальной температурой в точке d . Охладим цилиндр, а затем конденсат в нем до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Повторим эксперимент, но при большем давлении p_1 , отмечая новые точки a_1, b_1, c_1, d_1 и моменты испарения 0,1–1 кг. Точка b_1 лежит правее точки b , так как при большем давлении вода закипает при большей температуре и занимает при этом больший объем.

Точка s_1 сместилась левее точки s , так как пар при большем давлении занимает меньший объем. Проведя подобные эксперименты при еще больших давлениях p_2, p_3, p_k получим много одноименных точек на планшете координат p_v . Проведем линии через точки a_i, b_i и c_i и точки испарения 0,1 кг, 0,2–0,9 кг. Линии a_i, b_i и c_i разделят площадь планшета на три зоны 1, 2, 3. Линия точек b обозначается $x = 0$ и называется нижней пограничной кривой. Она отделяет зону воды 1 от зоны влажного насыщенного пара 2. Линия точек s обозначается $x = 1$ и называется верхней пограничной кривой. Она отделяет зону 2 от зоны перегретого пара 3. Точка k – критическая точка. При критическом давлении $p_k = 210 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ вода закипает при температуре $t_k = 375 \text{ }^\circ\text{C}$ и мгновенно превращается в сухой насыщенный пар. При давлениях больших p_k вода закипает при $375 \text{ }^\circ\text{C}$ и мгновенно испаряется, как и при p_k . Теплота, затраченная на превращение в сухой насыщенный пар одного килограмма кипящей воды, называется **теплотой парообразования** и обозначается g . С увеличением давления g уменьшается. При атмосферном давлении $g \cong 2260 \text{ кДж/кг}$, при 10 МПа – 1328 кДж/кг.

4.2. Процесс парообразования в координатах hs

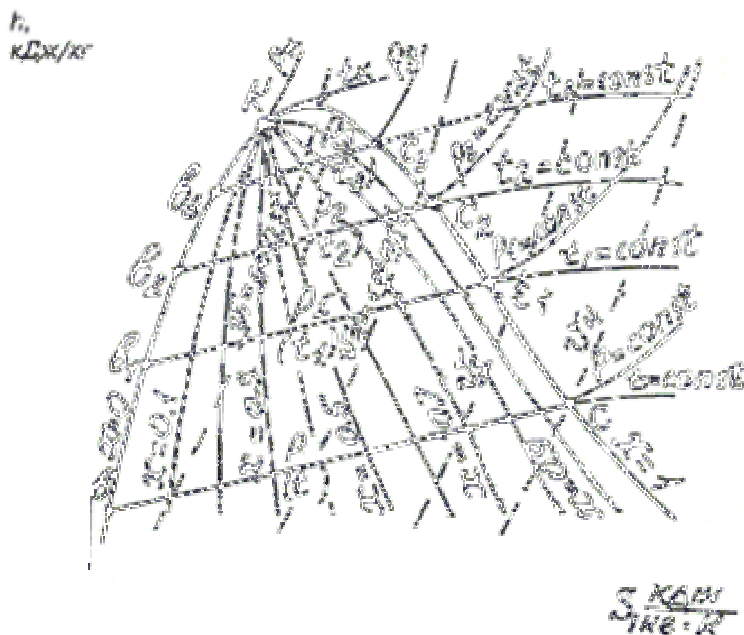
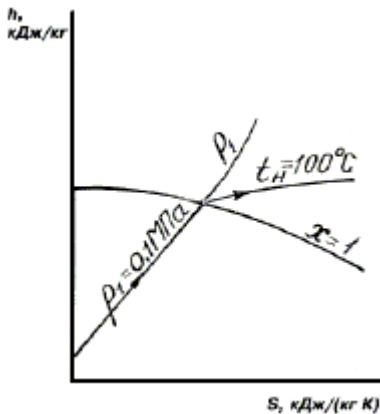


Рис. 4.3. Диаграмма hs

Диаграмма hs (рис. 4.3) получена перестроением экспериментальной диаграммы p_v в другие координаты. Где параметр h называют энтальпией или теплосодержанием. Это количество теплоты, которое необходимо затратить, чтобы килограмм воды, взятой при $0 \text{ }^\circ\text{C}$, нагреть до большей температуры или превратить в пар при постоянном давлении. Для газа, это количество теплоты, которое необходимо затратить на нагрев одного килограмма от $0 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t \text{ }^\circ\text{C}$ при постоянном давлении. По диаграмме hs решают инженерные задачи, связанные с применением водяного пара. Рабочая диаграмма hs

приведена в конце пособия. Для ее освоения приведем условия трех задач и схемы их решения. Дополнительно см. задачу 4, с. 57.

Задача 1. Определить температуру кипения воды t_H при давлениях p_1 , равных 0,1 МПа (атмосферное), 1 МПа и 10 МПа. Схема решения задачи приведена на рис. 4.4, где находится точка пересечения изобары p_1 и линии сухого насыщенного пара $x = 1$. Из этой точки выходит изотерма t_H , показывающая температуру кипения. Ответ: Температуры кипения воды соответственно равны 100 °С, 180 °С и 310 °С.



Задача 2. Определить параметры пара при $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 500$ °С. Какие параметры будут у пара после его адиабатного расширения до $p_2 = 0,1$ МПа? Схема решения задачи приведена на рис. 4.5.

Ответ: В точке 1 пар перегретый, $h_1 = 3380$ кДж/кг, $s_1 = 6,52$ кДж/(кг·К), $v_1 = 0,33$ м³/кг. В точке 2 пар влажный насыщенный, $x_2 = 0,878$, $h_2 = 2400$ кДж/кг; $s_2 = 6,52$ кДж/(кг·К), $v_2 = 1,6$ м³/кг; $t_2 = t_H = 100$ °С.

Рис. 4.4. Температура кипения

Задача 3. Пар давлением $p_1 = 3$ МПа и температурой $t_1 = 300$ °С дросселируется до давления $p_2 = 0,5$ МПа. Определить температуру пара в конце дросселирования t_2 . Схема решения задачи приведена на рис. 4.6.

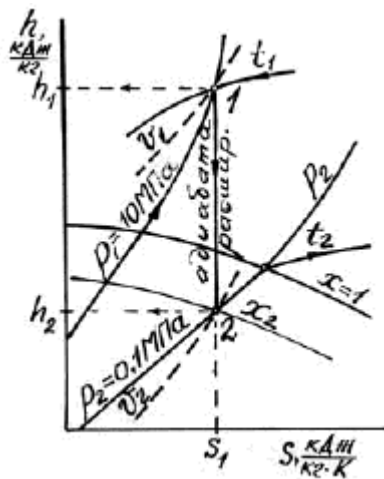


Рис. 4.5. Параметры точек 1 и 2

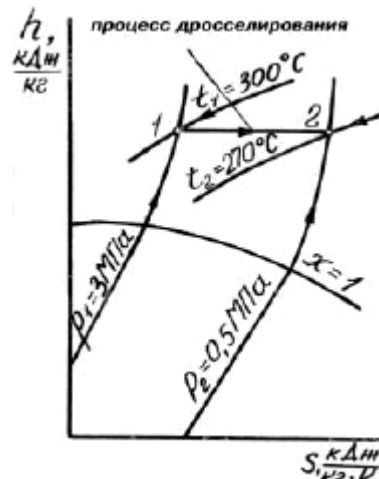


Рис.4.6. Дросселирование пара

Дросселированием называется процесс прохождения пара или газа через сужение канала (клапан, вентиль, диффузор). При этом давление и температура пара или газа падают, а энтальпия не меняется $h_1 = h_2 = \text{const}$.

4.3. Процесс парообразования в координатах Ts

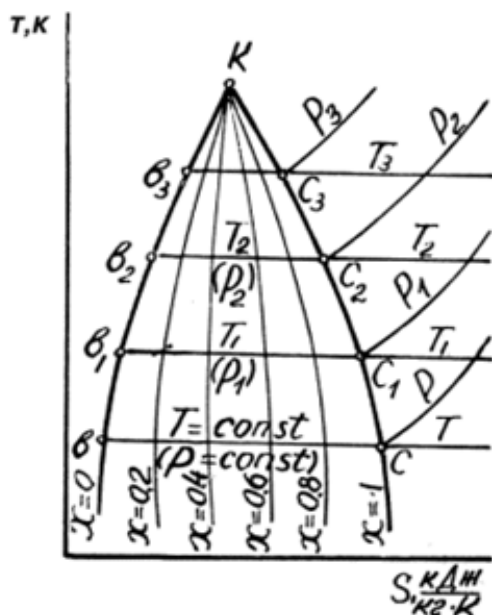


Рис. 4.7. Диаграмма Ts

Диаграмма Ts приведена на рис. 4.7. Физический смысл площади под термодинамическим процессом, установленный в термодинамике газов, справедлив и для паров жидкостей (воды, фреонов, аммиака). В координатах pv она выражает работу расширения или сжатия, в координатах Ts подведенную или отведенную теплоту. Площадь цикла показывает: в координатах pv полезную работу или затраченную работу, а в Ts – теплоту, превратившуюся в полезную работу, или теплоту эквивалентную затраченной на осуществление цикла работы. Кроме диаграмм hs и Ts информацию о параметрах пара можно получить из таблиц водяного пара. Для удобства составления этих таблиц приняты следующие обозначения: параметры воды обозначают – t' , v_3 , h_3 , s_3 ; параметры влажного насыщенного пара – t_x , v_x , h_x , s_x ; параметры сухого насыщенного пара – $t_{э}$, $v_{э}$, $h_{э}$, $s_{э}$; параметры перегретого пара $t_{пе}$, $v_{пе}$, $h_{пе}$, $s_{пе}$ или без индексов t , v , h , s .

4.4. Цикл Ренкина

Это теоретический прямой цикл, лежащий в основе рабочего процесса паровых турбин и паровых поршневых машин.

На рис. 4.8 приведена схема паросиловой установки. Котел 1 готовит пар, который поступает в пароперегреватель 2 и далее в турбину 3. В турбине пар расширяется, а его теплота превращается в работу, которая расходуется на вращение ротора генератора 4. Из турбины пар с низким давлением и остатками теплоты вылетает в конденсатор 5, где охлаждается водой, циркулирующей по трубкам 6, и конденсируется.

Насос 7 возвращает конденсат в котел 1, где он опять испаряется и проходит по установке. Описанные процессы, изображенные графически в координатах $p-v$ (рис. 4.9), $h-s$ (рис. 4.10) и $T-s$ (рис. 4.11), называют циклом Ренкина.

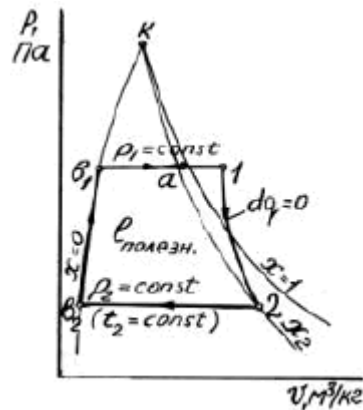
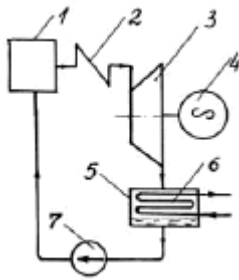


Рис. 4.8. Схема паросиловой установки

Рис. 4.9. Цикл Ренкина в координатах $p-v$

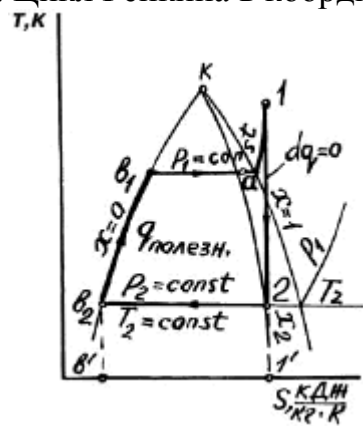
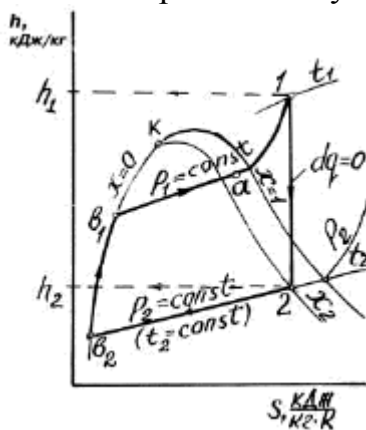


Рис. 4.10. Цикл Ренкина в координатах $h-s$

Рис. 4.11. Цикл Ренкина в координатах $T-s$

В цикле: v_1-a – кипение и превращение во влажный насыщенный пар одного килограмма воды; $a-1$ – подсушка и перегрев пара в пароперегревателе; $1-2$ – адиабатное расширение пара в цилиндре паровой турбины; $2-2'$ – конденсация пара в конденсаторе; $2'-1'$ – подача килограмма конденсата в котел.

Теплота, подведенная в цикле для получения пара (рис. 4.11), $q_1 =$ площади $11'эвэ2$ $v_1 a1$.

Теплота, отведенная от пара при его конденсации, $q_2 =$ площади $2v_2$ $vэ 1э2$. Теплота, превратившаяся в полезную работу пара в турбине, $q_{пол} = q_1 - q_2 =$ площади 12 v_2v_1a1 , т. е. равна площади цикла.

На рис. 4.10 энтальпия пара в начале адиабатного расширения равна h_1 , кДж/кг, а в конце расширения h_2 , кДж/кг. Разница энтальпий превратилась в полезную работу цикла

$$l_{пол} = h_1 - h_2. \quad (4.1)$$

КПД цикла Ренкина определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{q_{\text{пол}}}{q_{\text{подв.}}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_K}, \quad (4.2)$$

где h_K – теплосодержание конденсата, поданного в котел, кДж/кг. Теплосодержание конденсата равно

$$h_K = 4,19t_2, \quad (4.3)$$

где t_2 – температура конденсата. Она равна температуре кипения воды при давлении в конденсаторе p_2 и определяется по схеме рис. 4.4 или 4.10.

КПД цикла показывает, какая доля теплоты, затраченной на приготовление пара, превращается в полезную работу турбины.

5. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

Паровые котлы делятся на промышленные и энергетические. Промышленные котлы устанавливают на предприятиях промышленности и в отопительных котельных. Энергетические котлы устанавливают на тепловых электростанциях. По конструктивному признаку можно разделить котлы на газотрубные и водотрубные. В газотрубном котле (рис. 5.1) горячие газы проходят внутри труб, а вода размещена снаружи. В водотрубном котле (рис. 5.2) вода размещена в трубах, а горячие газы проходят между труб. Бывают комбинированные котлы: газотрубно-водотрубные.

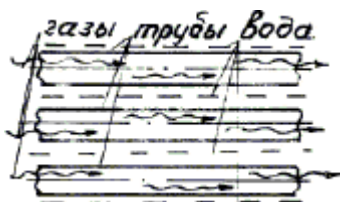


Рис. 5.1. Газотрубный принцип

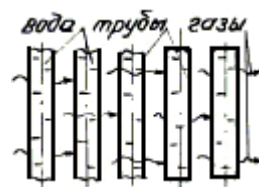


Рис. 5.2. Водотрубный принцип

5.1. Котельный агрегат с промышленным водотрубным котлом

Котельный агрегат – это котел с вспомогательными устройствами, обеспечивающими его нормальную работу (рис. 5.3).

Паровой котел состоит из верхнего 1 и нижнего 2 барабанов. Между барабанами установлены кипяtilьные трубы 3. Обмуровка котла имеет четыре стенки: задняя 4, фронтальная 5, две боковые и потолок (слева и справа от верхнего барабана). В нижней части левой и правой стенок установлены коллекторы 6, равные по длине верхнему барабану. Из верхнего барабана в эти коллекторы опущены по боковым стенам экранные трубы 7. Для увеличения пути газов между кипяtilьными трубами установлены поперечные перегородки 8. Нижний барабан покрывается теплоизоляцией и не обогревается. В нижней части топочного объема котла установлена цепная колосниковая решетка 9. Её приводит в движение электродвигатель через понижающий

редуктор. Дробленый уголь подается транспортером 10 в бункер 11. Днище 12 бункера совершает горизонтальные возвратно-поступательные движения и пропускает уголь в пневмомеханические забрасыватели 13. Внутри забрасывателей вращаются валы 14 с лопатками, забрасывающими уголь на начальную поверхность решетки. При ее движении уголь воспламеняется, горит и догорает. Соответственно этому под колосники из зон А, Б, В подается воздуходувкой 15 разное количество воздуха. Зола падает в бункер 16, откуда удаляется в отвал. По каналу 17 под забрасыватель подается воздух, который разбрасывает по решетке угольную мелочь и пыль. Тепловые лучи и горячие газы испаряют воду в экранных трубах. Для ее пополнения в этих трубах установлены опускные трубы 18 и трубы нижнего барабана 19. По этим трубам вода поступает в коллекторы 6, а из них в экранные трубы, из которых поступает в верхний барабан котла. Затем газы проходят между кипяtilьными трубами и выходят по газоходу 20 в водоподогреватель (экономайзер) 21, где нагревают питательную воду и дымососом 22 выбрасываются через трубу 23 в атмосферу. Котельная имеет запас воды 24. Насос 25 подает эту воду в трубы экономайзера, где она нагревается и возвращается обратно через подпорный вентиль 26. Этот вентиль открыт так, что между насосом 25 и вентилем 26 поддерживается давление большее чем в котле. Для подачи воды в верхний барабан котла необходимо открыть питательный вентиль 27. Тогда вода пройдет через обратный клапан 28, запорный вентиль 29 и через дырчатую трубу 30 распределится под поверхностью кипящей воды. Уровень воды в котле контролируется двумя водоуказательными стеклами 31, а давление пара – манометром 32. Котел имеет два пружинных предохранительных клапана 33 (показан один клапан). Через парозапорный вентиль 34 влажный насыщенный пар выдается потребителям или поступает в бойлеры, где нагревает воду системы отопления зданий. Конденсат из бойлеров возвращается в емкость питательной воды 35.

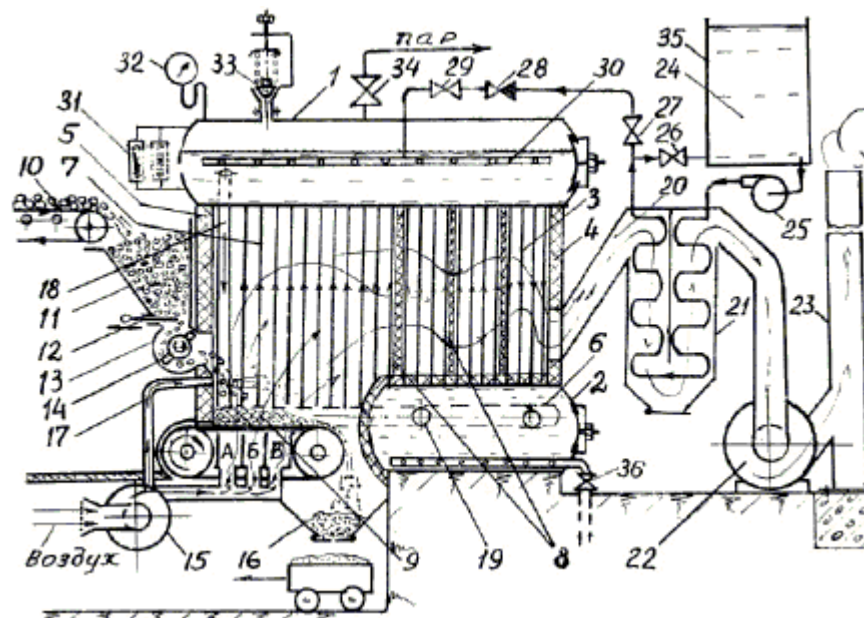


Рис. 5.3. Котельный агрегат с промышленным водотрубным котлом

При испарении воды соли и иные примеси остаются в котловой воде. При нарастании их концентрации образуются кристаллы, хлопья и иные образования, оседающие на днище нижнего барабана котла. Для их удаления по днищу проходит

дырчатая труба, закрытая продувочным вентилям 36. При его открытии часть воды, а с ней и осадок, выбрасываются из котла в дренаж. Эта операция называется продувкой котла. Если предусмотрено незначительное постоянное открытое положение вентиля 36, то продувка котла будет непрерывной.

Производительность промышленных паровых котлов 4, 6, 5, 10, 16 и 25 т/час при абсолютном давлении в котле 1,4 МПа. Промышленные котлы для газомазутного отопления выполняются также двухбарабанными, но несколько иной компоновки.

5.2. Энергетический паровой котел в схеме тепловой электрической станции

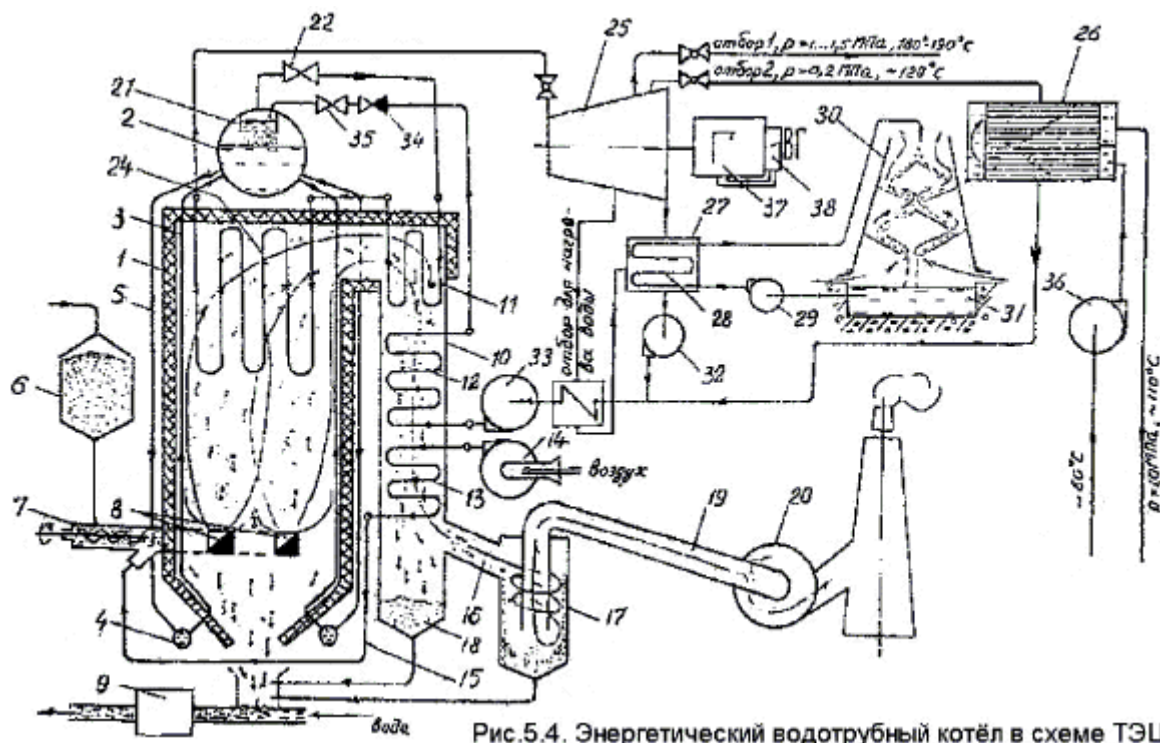
На рис. 5.4 приведена упрощенная схема одной паросиловой установки тепловой электростанции. Топочная камера 1 котла представляет вертикальную шахту высотой в несколько десятков метров, квадратную в поперечном сечении. Над такой топкой установлен барабан котла 2, от которого опускаются кипятильные трубы 3, устилающие внутреннюю поверхность топочной камеры. Трубы 3 входят в четыре коллектора 4 (показано два). Из верхнего барабана в коллекторы приходят несколько опускаемых труб 5. Угольная пыль, приготовленная в топливном цехе, подается в расходный бункер 6, откуда в дозатор 7. В дозатор подается горячий воздух, выносящий топливную пыль через горелки 8 в объем топочной камеры, где она сгорает в виде факелов. Крупные частицы золы под воздействием силы тяжести опускаются вниз топки, где попадают в систему гидрозолоудаления и баггерным насосом 9 откачиваются в золоотвал. Более мелкие частицы золы уносятся газами в шахту теплообменников 10. В шахте установлены: конвективный пароперегреватель 11, водоподогреватель 12, воздухоподогреватель 13. Воздух подается воздуходувкой 14 и по каналу 15 поступает в дозатор. Остывшие в шахте газы по каналу 16 отклоняются в циклонный золоуловитель 17, а частицы золы среднего размера по инерции попадают в ловушку 18. В корпусе золоуловителя 17 газы совершают вращательное движение, поэтому легкие частицы золы и сажи прижимаются к стенке и сползают в ловушку, а газы уходят по трубе 19 в дымосос 20, выбрасывающий их в атмосферу через дымовую трубу.

Из парового пространства барабана котла влажный насыщенный пар проходит через промывочное устройство 21, где оставляет частицы котловой воды и приобретает частицы питательной воды, содержащей незначительное количество растворенных солей. Пройдя запорный вентиль 22, пар поступает в конвективный пароперегреватель, где подсушивается, оставляя соли на стенках, и частично перегревается.

Окончательный перегрев пара осуществляется в радиационном пароперегревателе 24, из которого пар с давлением более 10 МПа и температурой 500 °С и выше поступает в турбину 25. При расширении пара в турбине его давление и температура падают. Из турбины производят отбор пара.

В отбор 1 поступает пар с давлением 1–1,5 МПа и температурой 180–190 °С для близлежащих предприятий, использующих теплоту пара для технологических процессов. В отбор 2 поступает пар с давлением порядка 0,2 МПа и 120 °С для нагрева воды в теплообменнике 26 системы теплофикации города.

Оставшийся пар продолжает расширяться в турбине и вылетает в конденсатор 27. Касаясь трубок 28, по которым насосом 29 прокачивается вода, пар охлаждается и конденсируется. Объем конденсата меньше объема пара, поэтому в конденсаторе создается вакуум. Абсолютное давление в конденсаторе составляет 3–5 % от атмосферного. При таком низком давлении температура конденсата равна 30–40 °С. Вода, охлаждающая конденсатор, поступает в градирню 30, где охлаждается восходящим потоком воздуха и накапливается в водоеме 31.



Конденсат откачивается насосом 32 и питательным насосом 33 подается в промывочное устройство и затем в котел. На входе воды в котел установлен обратный клапан 34 и запорный вентиль 35.

Циркуляционный насос 36 подает охлажденную воду системы теплоснабжения и прокачивает ее через теплообменник, где она нагревается до 110 °С и с давлением 1 МПа возвращается в систему теплоснабжения города. Тепловая электростанция имеет несколько котлов и турбин. Совместная выработка электрической и тепловой энергии экономит топливо на отопление и горячее водоснабжение города. При этом на нагрев воды расходуется теплота, большая часть которой была бы отдана воде конденсатора и рассеяна в атмосферном воздухе в градирне. Электрический генератор 37 имеет возбудитель 38.

5.3. Тепловой баланс котла

Тепловой баланс котла показывает, куда расходуется теплота, выделенная сгоревшим в топке топливом. Составляется баланс на один килограмм топлива и имеет вид

$$Q_H^D = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (5.1)$$

где Q_H^P – теплота сгорания топлива, кДж/кг; Q_1 – полезно использованная теплота, т.е. пошедшая на образование пара и его перегрев, кДж/кг. Отношение $(Q_1 / Q_H^P) 100, \% = q_1 = \eta_K$ – КПД котла. Он показывает сколько процентов теплоты, выделенной сгоревшим в топке топливом, усваивает котел на превращение воды в пар и его перегрев. Промышленные котлы усваивают порядка 82 % теплоты, а энергетические до – 94 %.

Q_2 – потеря теплоты с дымовыми газами, кДж/кг. $q_2 = (Q_2 / Q_H^P) 100, \%$; Q_3 – потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг, $q_3 = (Q_3 / Q_H^P) 100, \%$. Эта потеря обусловлена наличием в дымовых газах на выходе из топки горючих компонентов; Q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания, кДж/кг, $q_4 = (Q_4 / Q_H^P) 100, \%$. Эта потеря обусловлена попаданием угольной мелочи через щели колосниковой решетки в зольник (провал), другая часть недогоревшего угля может оказаться в зольнике (потеря в шлаке), мелкая пыль может улететь из топки с дымовыми газами (унос). Q_5 – потеря теплоты на внешнее охлаждение горячих поверхностей оборудования воздухом котельной, кДж/кг, $q_5 = (Q_5 / Q_H^P) 100, \%$. В процентном выражении тепловой баланс котла имеет вид

$$100, \% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5. \quad (5.2)$$

Q_5 и q_5 часто называют остаточным членом теплового баланса, так как их находят из уравнений (5.1) и (5.2), когда другие слагаемые уже найдены (см. задачу 3, с. 57).

6. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Компрессорами называют машины, предназначенные для приготовления сжатого воздуха. Наибольшее распространение получили поршневые, осевые и винтовые компрессоры. Поршневые компрессоры делятся на одноступенчатые и многоступенчатые. Каждый цилиндр одноступенчатого компрессора всасывает атмосферный воздух и после сжатия выталкивает его в резервуар. В многоступенчатом компрессоре воздух всасывается в цилиндр первой ступени, затем вытесняется во второй цилиндр, из второго в третий и так далее, т.е. последовательно сжимается в нескольких цилиндрах и вытесняется в резервуар из последнего.

6.1. Рабочий процесс идеального компрессора

В таком компрессоре нет вредного пространства. Давление всасывания постоянно и равно атмосферному p_1 , давление нагнетания тоже постоянно и равно давлению в резервуаре p_2 .

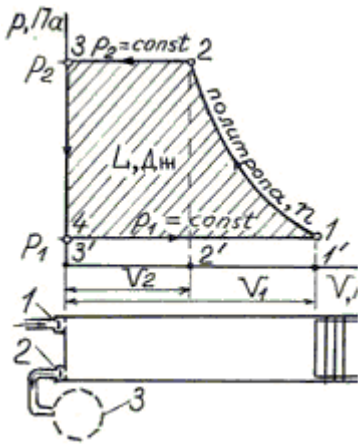


Рис. 6.1. Схема идеального компрессора: 1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан; 3 – резервуар (условно)

На рис. 6.1 показана схема цилиндра и рабочий процесс такого компрессора, где 1–2 – сжатие воздуха по политропе с показателем n ; 2–3 – вытеснение сжатого воздуха из цилиндра в резервуар; 3–4 – падение давления, ввиду вытеснения всего воздуха; 4–1 – всасывание атмосферного воздуха. Работа, затраченная на сжатие и вытеснение в резервуар V_1 , м³ воздуха, равна площади цикла.

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} - L_{4-1} = \frac{1}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) + p_2 V_2 - p_1 V_1 = \left(\frac{1}{n-1} + 1 \right) (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \frac{n}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1).$$

Заменим $p_2 V_2 = MRT_2$ и $p_1 V_1 = MRT_1$

$$L = \frac{n}{n-1} MRT_1 [(T_2/T_1) - 1],$$

но $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}}$ и $MRT_1 = p_1 V_1$, тогда работа

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 [(p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1], \quad (6.1)$$

где $p_2/p_1 = \beta$ – степень повышения давления (см. задачу 5, с. 58).

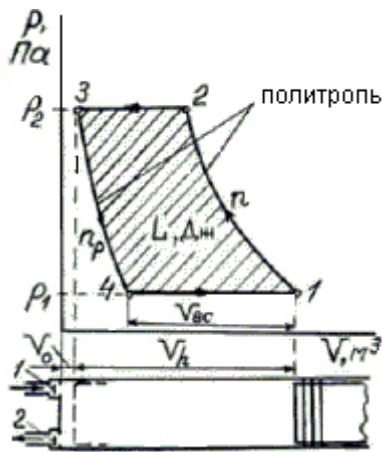
Производительность компрессора задается числом кубических метров воздуха, всасываемого в его цилиндры за одну секунду – V_1 , м³/с. В этом случае размерность работы L будет Дж/с, а мощность N , приводящего компрессор электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, будет в Вт

$$N = L / \eta_M, \quad (6.2)$$

где η_M – механический КПД компрессора.

6.2. Теоретический рабочий процесс компрессора

Теоретический компрессор имеет вредное пространство, а всасывание и нагнетание воздуха проходит при постоянных давлениях, как у идеального. Следует иметь в виду, что клапаны у компрессора самодействующие. Они открываются разностью давлений. Всасывающий клапан открывается, когда давление в цилиндре ниже атмосферного, а нагнетательный открывается, когда давление в цилиндре выше давления в резервуаре.



На рис. 6.2 приведена схема цилиндра и теоретический рабочий процесс компрессора, где 1–2 – политропное сжатие воздуха; 2–3 – вытеснение воздуха в резервуар, через открывшийся в точке 2 нагнетательный клапан. Закрывается клапан в точке 3; 3–4 – политропное расширение сжатого воздуха, оставшегося во вредном пространстве; 4–1 – всасывание атмосферного воздуха, через открывшийся в точке 4 всасывающий клапан.

Закрывается клапан в точке 1; V_0 – объем вредного пространства; V_h – рабочий объем цилиндра; V_{bc} – объем всасываемого воздуха; $V_0/V_h = \delta$ – относительная величина вредного пространства; $V_{bc}/V_h = \lambda_0$ – объемный КПД компрессора; $p_2/p_1 = \beta$ – степень повышения давления.

Рис. 6.2. Теоретический компрессор:
1 – всасывающий клапан;
2 – нагнетательный клапан

Процесс расширения воздуха, оставшегося в объеме вредного пространства, уменьшает объем всасываемого воздуха и объемный КПД компрессора λ_0 .

Обозначим показатель политропы 3–4 через n_p , тогда ее уравнение будет $pV^{n_p} = \text{const}$, а для точек 3 и 4 можно написать соотношение $p_2 V_3^{n_p} = p_1 V_4^{n_p}$.

Заменим $V_3 = V_0 = V_h \cdot \delta$, а $V_4 = V_0 + V_h - V_{bc} = V_h \delta + V_h - V_h \lambda_0$ и получим $p_2 (V_h \cdot \delta)^{n_p} = p_1 (V_h \delta + V_h - V_h \lambda_0)^{n_p}$, $p_2 \cdot \delta^{n_p} = p_1 (\delta + 1 - \lambda_0)^{n_p}$,

$$(\delta + 1 - \lambda_0) / \delta = (p_2 / p_1)^{1/n_p}, \delta + 1 - \lambda_0 = \beta^{1/n_p} \cdot \delta$$

или

$$\lambda_0 = 1 - \delta (\beta^{1/n_p} - 1). \quad (6.3)$$

Из этого уравнения следует, что с увеличением относительной величины объема вредного пространства δ и степени повышения давления β производительность компрессора уменьшается. В связи с этим у реальных компрессоров поршень вплотную приближается к крышке цилиндра для уменьшения δ , а степень повышения давления β не превышает пяти.

6.3. Схема и рабочий процесс реального одноступенчатого поршневого компрессора

На рис. 6.3 приведена схема компрессорной установки и рабочий процесс, протекающий в цилиндре одноступенчатого реального компрессора, где 1–2 – политропное сжатие воздуха; 2 – момент открытия нагнетательного клапана; 2–3 – нагнетание сжатого воздуха в резервуар; 3 – момент закрытия пружиной нагнетательного клапана; 3–4 – политропное расширение сжатого воздуха,

оставшегося в объеме вредного пространства; 4 – момент открытия атмосферным давлением всасывающего клапана; 4–1 – всасывание атмосферного воздуха; 1 – момент закрытия пружиной всасывающего клапана; p_n – давление в резервуаре; $p_{атм}$ – атмосферное давление.

Взрывобезопасное состояние резервуаров, компрессоров и паровых котлов проверяют гидравлическим испытанием. Заключение по результатам испытания, регулировку предохранительных клапанов производит инспектор котлонадзора.

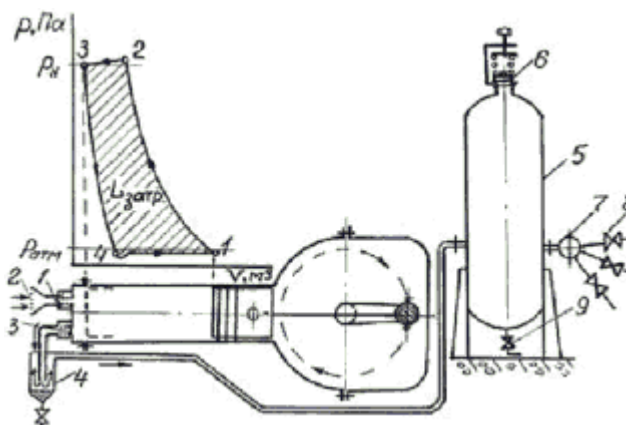


Рис. 6.3. Одноступенчатый компрессор: 1 – всасывающий клапан; 2 – фильтр; 3 – нагнетательный клапан; 4 – водомаслоотделитель; 5 – резервуар; 6 – предохранительный клапан; 7 – коллектор; 8 – вентили на линиях потребителей; 9 – продувочный вентиль резервуара

6.4. Следует ли охлаждать цилиндры компрессора

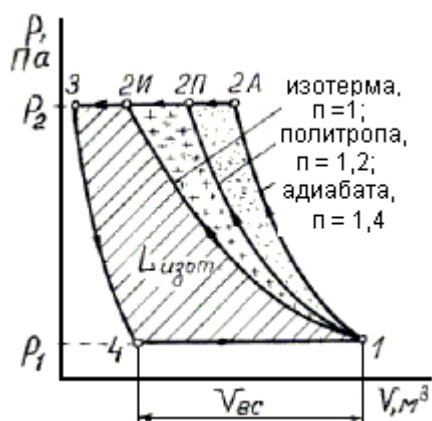


Рис. 6.4. К охлаждению цилиндров

На рис. 6.4 на одну планшетку координат $p-v$ нанесены три диаграммы рабочего процесса компрессора при сжатии воздуха по изотерме ($n = 1$), адиабате ($n = 1,4$) и политропе ($n = 1,2$).

Сжатие по изотерме – это сжатие при очень хорошем охлаждении. Сжатие по адиабате – это сжатие без охлаждения. Сжатие по политропе – это реальное сжатие при некоторой интенсивности охлаждения воздуха в цилиндре.

Независимо от процесса сжатия во всех трех случаях всасывается одинаковое количество воздуха $V_{вс}$, а затраченная на его сжатие и вытеснение работа разная:

$L_{изот.} << L_{полит.} < L_{адиаб.}$ Удельный расход энергии (экономичность), Дж/м³:

$L_{изот.} / V_{вс} < L_{полит.} / V_{вс} < L_{адиаб.} / V_{вс}$. Чем лучше охлаждаются цилиндры компрессора, тем ближе политропа сжатия к изотерме и меньше площадь диаграммы, а экономичность компрессора выше.

6.5. Влияние давления нагнетания на производительность компрессора

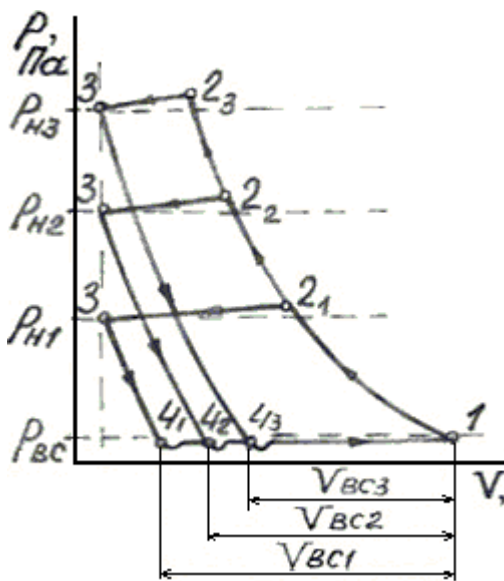


Рис. 6.5. Зависимость V_{BC} от p_n

На рис. 6.5 на одной планшете приведено три диаграммы реального рабочего процесса компрессора при разных давлениях в резервуаре: p_{H1} , p_{H2} , p_{H3} . Из диаграммы видно, что $p_{H3} > p_{H2} > p_{H1}$, а объем всасываемого воздуха $V_{BC3} < V_{BC2} < V_{BC1}$ — то есть, чем выше давление, созданное компрессором в резервуаре, тем меньше его производительность V_{BC} . Производительность падает потому, что с увеличением давления p_n расширение воздуха, оставшегося в объеме вредного пространства, занимает все больший объем цилиндра, а всасывается из атмосферы и подается в резервуар все меньше. Как уже указывалось, в одноступенчатом компрессоре неэкономично сжимать воздух выше 0,5 МПа (5 кгс/см²). Для создания больших давлений применяют многоступенчатые компрессоры: двух, трех, четырех, пяти и шестиступенчатые.

6.6. Двухступенчатый рядный компрессор

Пневматический производственный инструмент, аппараты и приспособления рассчитаны на давление воздуха 0,8–0,9 МПа (8–9 кгс/см²). Такое давление создают двухступенчатые компрессоры. Кроме рядной конструкции, когда цилиндры расположены рядом в вертикальной плоскости (рис. 6.6), многоступенчатые компрессоры бывают V-образными, W-образными, L-образными и с дифференциальными поршнями.

Рабочий процесс двухступенчатого компрессора заключается в следующем. Цилиндр первой ступени всасывает атмосферный воздух, сжимает его и вытесняет в промежуточный охладитель, где он охлаждается теоретически до температуры атмосферного воздуха, а практически на 30...50° выше ее. Из охладителя воздух всасывается в цилиндр второй ступени, откуда без охлаждения вытесняется в резервуар.

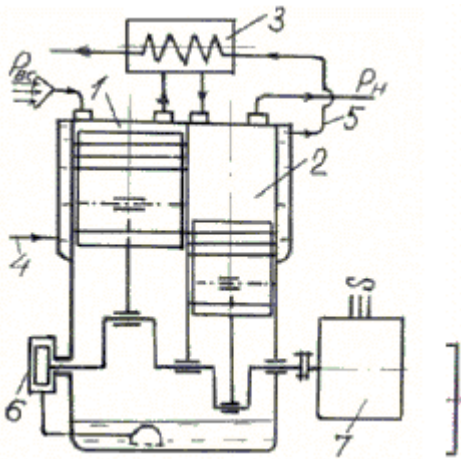


Рис. 6.6. Двухступенчатый компрессор:

- 1 – цилиндр первой ступени; 2 – цилиндр второй ступени; 3 – промежуточный охладитель; 4 – вход охлаждающей воды; 5 – выход охлаждающей воды; 6 – масляный насос; 7 – электродвигатель

Степень повышения давления β во всех цилиндрах многоступенчатого компрессора одинакова

$$\beta = \sqrt[z]{p_H/p_{BC}} \leq 5, \quad (6.4)$$

где z – число ступеней компрессора.

Пример: при $p_{BC} = 0,1$ МПа и $p_H = 0,9$ МПа, число ступеней компрессора $z = 2$. Степень повышения давления $\beta = \sqrt[2]{p_H/p_{BC}} = \sqrt[2]{0,9/0,1} = 3$. Это значит, что в каждой ступени давление повышается в 3 раза. В первой от 0,1 до 0,3 МПа, во второй от 0,3 до 0,9 МПа.

При этом условии работа, затраченная на привод каждой ступени, будет одинаковой: $L_I = L_{II} = L_{III}$ и т.д.

6.7. Достоинства многоступенчатых компрессоров

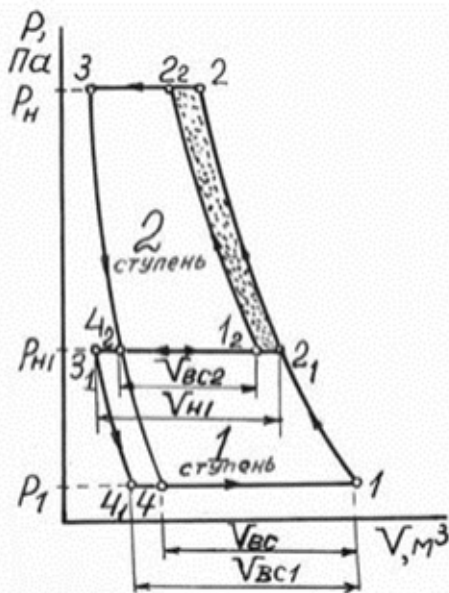


Рис. 6.7. Сравнение компрессоров

На рис. 6.7 в одной планшете совмещены теоретическая диаграмма одноступенчатого компрессора 12341 и теоретические рабочие диаграммы двухступенчатого компрессора: 12₁3₁4₁1 – первой ступени и 1₂2₂3₂4₂1₂ – второй ступени, создающих одинаковое давление p_H в резервуаре.

1. Первая ступень многоступенчатого компрессора сжимает воздух до низкого давления p_{H1} , поэтому всасывает воздуха больше (V_{BC1}), чем цилиндр одноступенчатого (V_{BC}). Поэтому производительность многоступенчатого компрессора больше производительности одноступенчатого, создающего одинаковое давление в резервуаре.

2. Первая ступень вытесняет горячий воздух в количестве V_{H1} , но после охлаждения в охладителе этот объем сокращается до V_{BC2} и диаграмма второй ступени сужается на величину площади, выделенной точками. Суммарная площадь двух диаграмм

двухступенчатого компрессора становится меньше площади диаграммы одноступенчатого компрессора. Следовательно, многоступенчатый компрессор всасывает воздуха больше, а благодаря наличию промежуточного охладителя, работу на его сжатие затрачивает меньшую. Он экономичнее.

6.8. Осевой компрессор

Осевой компрессор (рис. 6.8) состоит из корпуса 1 и ротора 2. На роторе укреплены по всей окружности ряды рабочих лопаток 3, а на корпусе – ряды направляющих лопаток 4. При вращении ротора электродвигателем рабочие лопатки двигаются в направлении сверху вниз, а поток воздуха из межлопаточного пространства выбрасывается вправо под углом вниз. Без направляющих лопаток струи воздуха ударяли бы в спину следующего ряда рабочих лопаток.

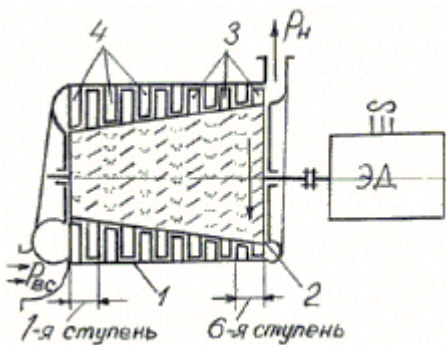


Рис. 6.8. Осевой компрессор

Поэтому на корпусе установлены ряды неподвижных направляющих лопаток. Они изогнуты так, что принимают струи воздуха от предыдущего ряда рабочих лопаток и разворачивают струи так, что на следующий ряд рабочих лопаток они падают по касательной к их вогнутой поверхности.

При такой организации потока воздуха увеличивается производительность компрессора и уменьшается необходимая мощность электродвигателя. Поскольку воздух перемещается в целом вдоль оси ротора, компрессор назвали осевым. Его основное достоинство – высокая производительность. Число ступеней может быть больше десяти.

6.9. Контрольное задание № 2

Задача 1. Определить коэффициент избытка воздуха α , если в дымовых газах установлено наличие O_2 , CO и N_2 в объемных процентах, указанных в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$O_2, \%$	6	7	8	9	10	11	12	13	12	11
$CO, \%$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1	2	2	1	2
$N_2, \%$	79	80	81	80	81	79	78	79	80	80

Задача 2. Дизельное топливо содержит $C = 85-88 \%$, $H = 11-13 \%$, $S = 0,2-0,6 \%$, $O = 0,02-0,5 \%$, $N = 0,02-1,2 \%$. Выбрать состав топлива и определить теоретически необходимый V_0 и действительно V_d необходимый объемы воздуха при коэффициенте избытка воздуха α и объем продуктов сгорания $V_{п.с.}$. Значения α выбрать из табл. 6.2.

Таблица 6.2

Значения коэффициента α

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9

Сравнить действительный объем воздуха и объем продуктов сгорания.

Задача 3. Рабочая масса мазута содержит $C^P = 83,1 \%$, $H^P = 10 \%$, $S^P = 2,9 \%$, $O^P = 0,7 \%$, $N^P = 0,3 \%$, $W^P = 3 \%$. Определить полезно использованную теплоту Q_1 и потерю теплоты с дымовыми газами котла Q_2 . Исходные данные приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Дополнительные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
η_K	0,75	0,8	0,82	0,81	0,76	0,77	0,78	0,75	0,8	0,82
$q_3, \%$	3	5	4	3	5	4	3	5	3	2
$q_4, \%$	1	1,2	1,3	1	1,2	2	1,4	2	1,5	2
$q_5, \%$	5	6	4	3	5	3	6	4	3	3

Задача 4. Паросиловая установка работает по циклу Ренкина. Давление пара перед турбиной p_1 , его температура t_1 . Адиабатное расширение пара в турбине

протекает до атмосферного давления $p_2 = 0,1$ МПа. Определить КПД паросиловой установки. Как изменится КПД, если давление пара повысить до p_1' , температуру до t_1' °С, а на выходе пара из турбины установить конденсатор, в котором давление p_2' ? Числовые значения параметров пара принять из табл. 6.4.

Таблица 6.4

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p_1 , МПа	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
t_1 °С	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500
p_1' , МПа	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
t_1' °С	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570
p_2' , МПа	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,009	0,008	0,007	0,006	0,005

Для обоих случаев необходимо определить процент теплоты пара, отданной воде, охлаждающей конденсатор, т.е. рассеянной в атмосферу.

Задача 5. Определить мощность электрического двигателя в кВт для одноступенчатого компрессора производительностью V , м³/с, сжимающего воздух от $p_1 = 0,1$ МПа до p_2 . Сжатие воздуха протекает по политропе с показателем $n = 1,2$. Механический КПД компрессора $\eta_k = 0,95$.

Как изменится необходимая мощность электродвигателя, если при заданных условиях установить двухступенчатый компрессор? Исходные данные к задаче приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V \cdot 10^2$, м ³ /с	5	5,8	6,6	7,5	8,3	9,1	10	10,8	11,6	12,5
p_2 , МПа	0,9	1,0	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

6.10. Контрольные вопросы к заданию № 2

Пользуясь рекомендованной литературой, ответить на один вопрос (по предпоследней цифре шифра).

0. На какие марки делятся бурые угли, антрациты и каменные угли по размеру кусков?
1. Каким физико-химическим характеристикам, кроме цетанового числа и вязкости, должно удовлетворять дизельное топливо?
2. Как определяют при испытании парового котла числовое значение Q_1 ?
3. Как определяют при испытании парового котла числовое значение Q_2 ?

4. Как определяют при испытании парового котла числовое значение Q_3 ?
5. Как определяют при испытании парового котла числовое значение Q_4 ?
6. Опишите устройство экономайзера (водоподогревателя) парового котла?
7. Какие типы слоевых топок применяют в промышленных паровых котлах?
8. Опишите две схемы дробилок, применяемых для подготовки топлива на топливных складах промышленных котельных?
9. Опишите упрощенную схему очистки питательной воды паровых котлов от солей жесткости.

7. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Истечением называют процесс выхода сжатого до p_1 газа или пара через сопло в среду с меньшим давлением p_2 . Сопло представляет собой канал, образованный жесткими стенками. Сопло может иметь постоянное сечение, суживающееся или комбинированное. Основная задача данного раздела заключается в том, чтобы обеспечить падение давления p_1 к выходу из сопла до p_2 . В этом случае вся потенциальная энергия, соответствующая разнице $(p_1 - p_2)$, полностью превращается в кинетическую энергию струи, вылетающей из сопла. Это значит, что струя получает максимально возможную скорость при данном перепаде давлений $(p_1 - p_2)$ и, падая на объект, совершает максимальную работу.

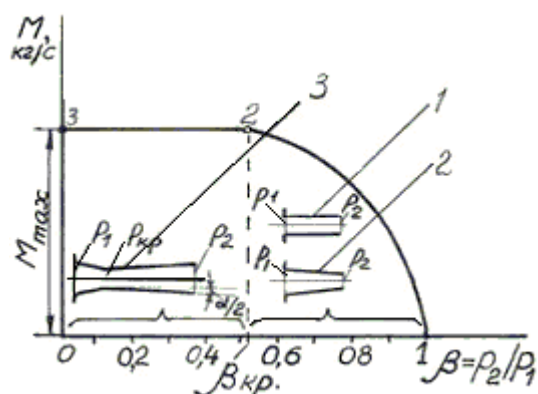


Рис. 7.1. Истечение

Выбор формы сопла зависит от величины отношения $p_2/p_1 = \beta$ (рис. 7.1). При $p_2 = p_1$ $\beta = 1$ – истечение не происходит. При увеличении p_1 и $p_2 = \text{const}$ β уменьшается, а расход газа M и скорость истечения C увеличиваются по кривой 1–2. При некотором значении $\beta = \beta_{\text{кр}}$ расход достигает максимального значения M_{max} , а скорость критической величины $C_{\text{кр}}$, м/с. Если сопло будет иметь постоянное сечение 1 или суживающееся 2, то при дальнейшем увеличении p_1 и соответствующем уменьшении β , расход останется равным M_{max} , а скорость постоянной и равной $C_{\text{кр}}$. При этом давление p_1 падает к выходу из сопла только до $p_{\text{кр}}$, которое значительно выше давления окружающей среды p_2 .

Для повышения скорости истечения в области, где $\beta < \beta_{\text{кр}}$ применяют комбинированное 3 сопло

Лавалья. Здесь к суживающемуся соплу добавлено слегка расширяющееся сопло определенной длины.

Угол расширения α принимают равным $10-12^\circ$. В пределах расширяющейся части давление падает от $p_{\text{кр}}$

до p_2 , а скорость истечения возрастает от $C_{\text{кр}}$ до C .

Для двухатомных газов $\beta_{кр} = 0,528$; для трех и многоатомных газов $\beta_{кр} = 0,546$; для сухого насыщенного пара $\beta_{кр} = 0,577$; для перегретого пара $\beta_{кр} = 0,546$ (см. задачу 2, с. 71).

В области, где $\beta > \beta_{кр}$ применяют сопло с постоянным сечением или суживающееся, а скорость истечения (м/с) и расход (кг/с) определяют по уравнениям:

$$C = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right)}, \quad M = f_1 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{v_1} \left(\beta^{\frac{2}{\kappa}} - \beta^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}\right)}, \quad (7.1)$$

где f – площадь выходного отверстия сопла, m^2 .

В случае $\beta = \beta_{кр}$:

$$C_{кр} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_1 v_1}; \quad M_{max} = f_1 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} p_1 / v_1}. \quad (7.2)$$

При $\beta < \beta_{кр}$ применяют сопло Лавалья, при этом скорость истечения определяется по формуле (7.1), а расход газа по формуле (7.2). В этом случае $f = f_{\Gamma}$ – площадь суженного (горлового) сечения сопла, m^2 .

В случае истечения пара скорости истечения равны:

$$C = 44,76 \sqrt{h_1 - h_2}, \quad C_{кр} = 44,76 \sqrt{h_1 - h_{кр}}, \quad (7.3)$$

где h_1 – теплосодержание пара при p_1 и t_1 , кДж/кг; h_2 – теплосодержание пара в конце адиабатного расширения пара до p_2 , кДж/кг; $h_{кр}$ – теплосодержание пара при адиабатном расширении до $p_{кр} = p_1 \cdot \beta_{кр}$, кДж/кг.

Расход пара при $\beta > \beta_{кр}$ $M = (f \cdot C) / v_2$, при $\beta < \beta_{кр}$

$$M_{max} = (f_{\Gamma} \cdot C_{кр}) / v_{кр}. \quad (7.4)$$

8. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Турбины могут быть активными и реактивными (активнореактивными). На рис. 8.1 приведена схема активной паровой турбины.

Турбина состоит из корпуса 1, в котором установлен вал 2 с рабочими дисками 3, оснащенными по всей окружности рабочими лопатками 4. Между дисками неподвижно укреплены к корпусу сопловые лопатки 5 с диафрагмами 6. Пар входит в турбину с давлением p_1 , температурой t_1 и скоростью C_0 . В суженных каналах входного соплового

аппарата 7 и таких же каналов сопловых лопаток 5 давление пара понижается на величину Δp , а скорость истечения возрастает до C , м/с. Быстрые струи пара падают на рабочие лопатки и, проходя между ними по каналам постоянного сечения, оказывают давление на их вогнутую поверхность. Суммарная сила $P_{\text{АКТ}}$ двигает по кругу рабочие лопатки со скоростью u , м/с. Ротор турбины вращает ротор генератора. С давлением $p_2 < p_{\text{АТМ}}$ и температурой $t < 100$ °С пар покидает турбину и поступает в конденсатор.

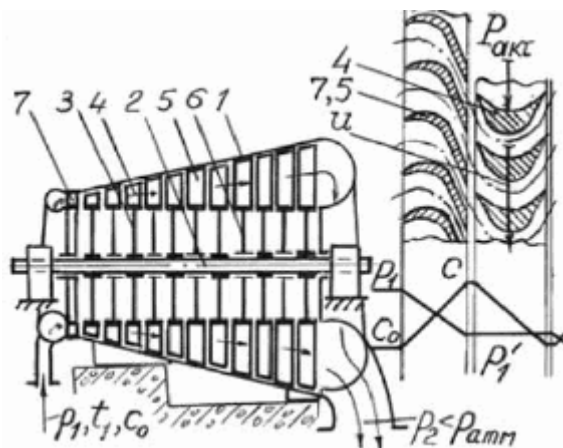


Рис. 8.1. Схема активной турбины

На рис. 8.2 приведена схема реактивной турбины.

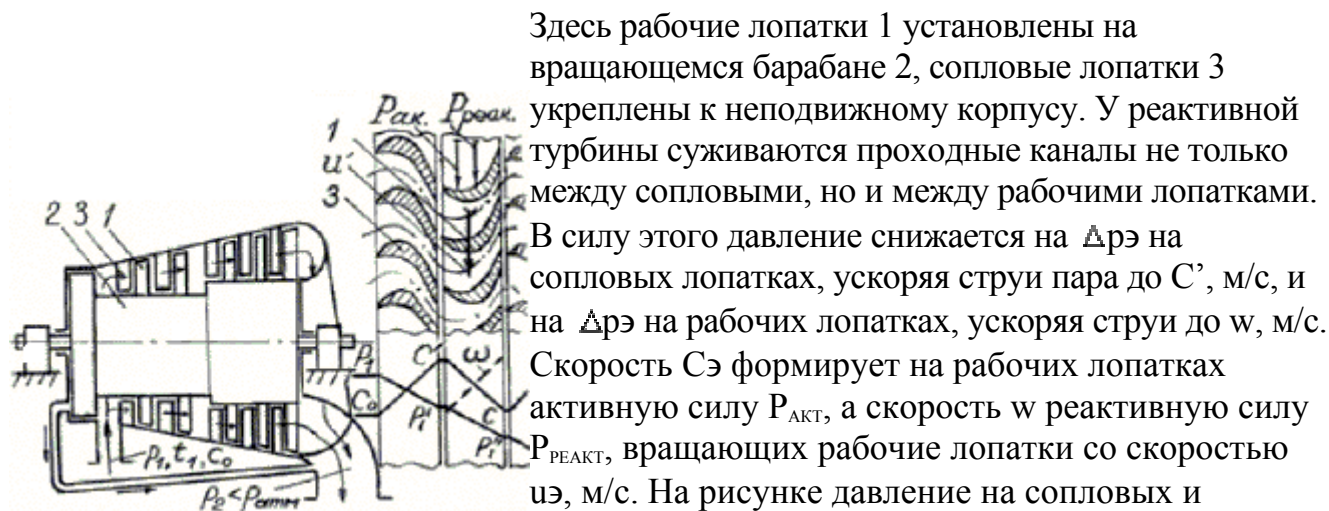


Рис. 8.2. Схема реактивной турбины

Здесь рабочие лопатки 1 установлены на вращающемся барабане 2, сопловые лопатки 3 укреплены к неподвижному корпусу. У реактивной турбины суживаются проходные каналы не только между сопловыми, но и между рабочими лопатками. В силу этого давление снижается на $\Delta p_{\text{р}}$ на сопловых лопатках, ускоряя струи пара до C' , м/с, и на $\Delta p_{\text{р}}$ на рабочих лопатках, ускоряя струи до w , м/с. Скорость $C_{\text{э}}$ формирует на рабочих лопатках активную силу $P_{\text{АКТ}}$, а скорость w реактивную силу $P_{\text{РЕАКТ}}$, вращающих рабочие лопатки со скоростью $u_{\text{э}}$, м/с. На рисунке давление на сопловых и рабочих лопатках падает на одинаковую величину $\Delta p_{\text{р}}$, поэтому $C_{\text{э}} = w$ и $P_{\text{АКТ}} = P_{\text{РЕАКТ}}$. Половину работы совершает активная сила и половину – реактивная. Степень реактивности турбины в этом случае равна 0,5.

На рис. 8.3 показана схема газотурбинной установки.

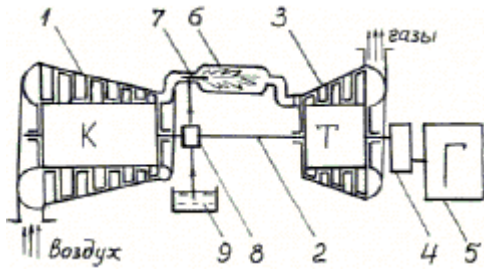


Рис. 8.3. Схема газотурбинной установки

Установка состоит из осевого компрессора 1, соединенного валом 2 с газовой турбиной 3, которая сочленена понижающим редуктором 4 с генератором 5. Воздух, сжатый компрессором 1, нагнетается в камеры сгорания 6, куда через форсунку 7 насос 8 впрыскивает топливо 9. При сгорании топлива давление в камере 6 не возрастает ($p = \text{const}$), так как газы одновременно уходят через турбину, где их теплота превращается в работу. Отработанные газы выбрасываются в атмосферу. Если турбина развивает мощность N_T , то порядка $0,7N_T$ расходуется на привод осевого компрессора, а $0,3 N_T$ на привод генератора.

9. ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

В этом разделе изучаются процессы распространения теплоты. Сложный процесс теплообмена для удобства изучения делится при этом на три вида.

1. Теплообмен теплопроводностью. Он имеет место в твердых телах и при распространении теплоты поперек ламинарных потоков жидкости или газа. Способность тел и сред (жидкостей и газов) проводить теплоту определяет коэффициент теплопроводности λ .
2. Конвективный теплообмен. Здесь теплота переносится вместе с потоком среды (жидкости, газа, пара). При этом теплообмен между потоком среды и поверхностью тела, которую она омывает, называют теплоотдачей. Интенсивность теплоотдачи определяет коэффициент теплоотдачи α .
3. Лучистый теплообмен. Тепловые лучи – это электромагнитные волны длиной 40–400 мкм, которые, падая на поверхность тел, преимущественно поглощаются.

9.1. Теплопроводность однослойной плоской стенки

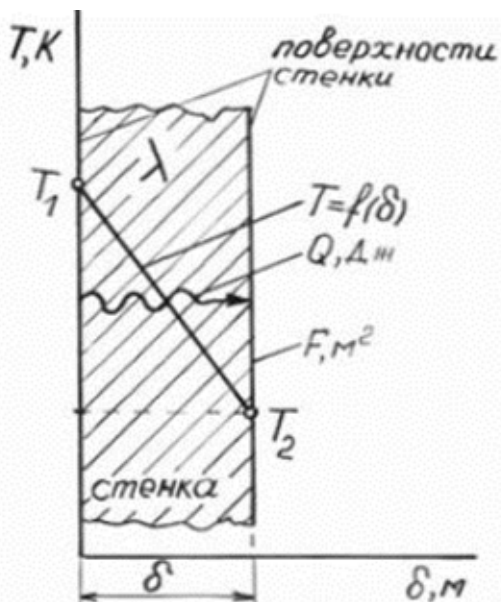


Рис. 9.1. Теплопроводность стенки

На рис. 9.1 приведено сечение стенки в координатах T δ . Левая поверхность имеет температуру T_1 , большую температуры правой поверхности T_2 . При этом теплота Q передается через толщину стенки δ путем непосредственного контакта между частицами материала, а температура от T_1 до T_2 падает по прямой линии. Количество проведенной теплоты Q , Дж, пропорционально коэффициенту теплопроводности материала λ , разности температур $(T_1 - T_2)$, площади поверхности стенки F , времени τ , и обратно пропорционально толщине стенки δ .

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) F \tau, \quad (9.1)$$

откуда

$$\lambda = Q \cdot \delta / F \tau (T_1 - T_2). \quad (9.2)$$

Из этого следует, что коэффициент теплопроводности λ имеет размерность:

$$\text{Дж} \cdot \text{м} / \text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К} = \text{Дж} / \text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{К} =$$

Вт/м·К. Приняв $F = 1 \text{ м}^2$, $\tau = 1 \text{ с}$, $T_1 - T_2 = 1 \text{ К}$, $\delta = 1 \text{ м}$ из формулы (9.2) получим, что $\lambda = Q$.

Это значит, что коэффициент теплопроводности λ показывает количество теплоты, которое проводится

через стенку толщиной в 1 м, между ее поверхностями по 1 м² за 1 с при разности температур на

поверхностях в 1 К. Плохо проводят теплоту газы и пористые насыщенные газом материалы (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Коэффициент теплопроводности

Материал	T, К	λ , Вт/м К
Воздух	273	0,024
Воздух	573	0,046
Дымовые газы	1273	0,046
Сажа	313	0,066
Накипь	373	0,023 ... 2,32
Вода	293	0,6
Стекловата	363	0,059
Сталь	373	54,3
Алюминий	373	205
Медь	373	384

Для стенки, имеющей n слоев, проведенная теплота равна

$$Q = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i} (T_1 - T_2) F \tau.$$

9.2. Теплопроводность стенки трубы

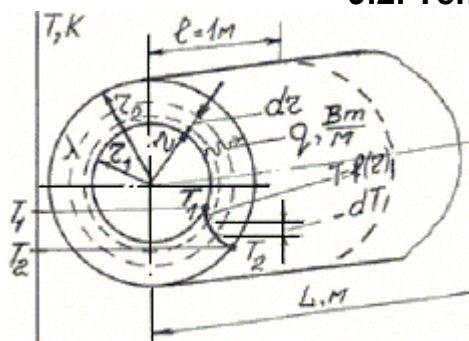


Рис. 9.2. Теплопроводность трубы

Рис. 9.2. Теплопроводность трубы

Схема трубы приведена на рис. 9.2. По закону

Фурье, проведенная теплота

$$Q = \lambda \frac{-dT}{dr} F \tau. \quad (9.4)$$

Если труба имеет длину $l = 1 \text{ м}$, то ее площадь на радиусе r будет $F = 2 \pi r$. При $\tau = 1 \text{ с}$ и $l = 1 \text{ м}$, $Q = q$ – удельный тепловой поток, Вт/м:

$$q = \lambda \frac{-dT}{dr} 2\pi r; \quad -dT = \frac{q}{2\pi \lambda} \frac{dr}{r};$$

$$-\int_{T_1}^{T_2} dT = \frac{q}{2\pi \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}; \quad T_1 - T_2 = \frac{q}{2\pi \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1};$$

$$q = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2); \quad Q = q L \tau. \quad (9.5)$$

Для трубы имеющей n слоев

$$q = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} (T_1 - T_2). \quad (9.6)$$

См. задачу 3, с. 72.

9.3. Теплообмен теплоотдачей

На рис. 9.3 приведена схема стенки, поверхность которой с температурой T_1 омывается средой с температурой T_2 . Вблизи поверхности стенки среда движется ламинарно. Ламинарный слой имеет малую толщину, но ввиду низкой теплопроводности жидкостей и газов вызывает активное падение температуры. Основной поток среды движется турбулентно и обменивается теплотой не с поверхностью стенки, а с поверхностью своего ламинарного слоя при малой с ним разности температур ΔT . Это обстоятельство снижает интенсивность теплоотдачи.

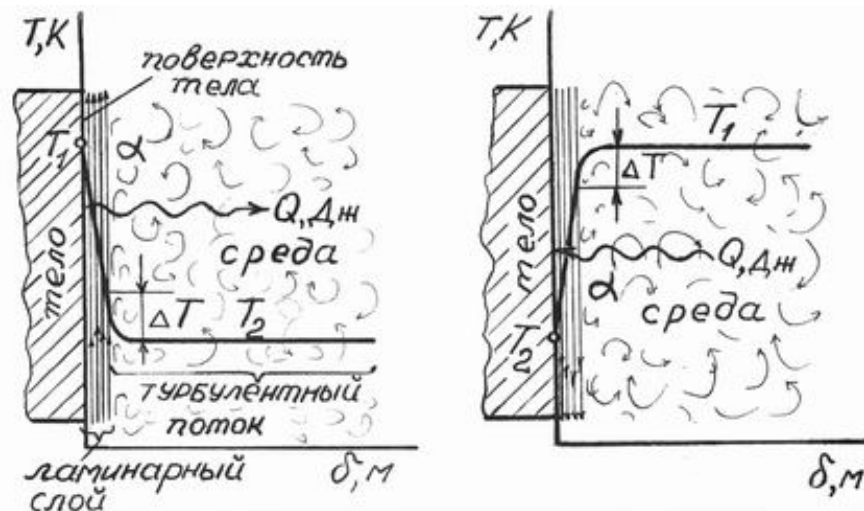


Рис. 9.3. Теплоотдача

Количество теплоты Q , Дж, отданной поверхностью среде или средой поверхности, пропорционально разности температур $(T_1 - T_2)$, площади поверхности F , времени теплоотдачи τ и коэффициенту теплоотдачи α

$$Q = \alpha (T_1 - T_2) F \tau, \quad (9.7)$$

откуда $\alpha = Q / F \tau (T_1 - T_2)$. Размерность α : $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Примем $F = 1 \text{ м}^2$, $\tau = 1 \text{ с}$, $T_1 - T_2 = 1 \text{ К}$, тогда $\alpha = Q$. Это значит, что α показывает количество теплоты, которая отдается среде с 1 м^2 поверхности тела или, наоборот,

от среды на 1 м^2 поверхности, за 1 с при разности температур поверхности и среды в 1 К .

С увеличением скорости среды ω , угла падения среды на поверхность φ , разности температур $(T_1 - T_2)$ интенсивность теплоотдачи и коэффициент теплоотдачи α увеличиваются. На теплоотдачу влияют также теплопроводность среды λ , теплоемкость среды c_p , кинематическая вязкость ν , плотность γ , коэффициент объемного расширения среды β и определяющий размер поверхности: d – диаметр, h – высота, l – длина.

$$\alpha = f[\omega, \varphi, \Delta T, c_p, \lambda, \nu, \gamma, \beta, (h, d, l)]$$

Ввиду большого числа физических величин, влияющих на α , невозможно вывести аналитическое уравнение для расчета α . Поэтому пользуются эмпирическими уравнениями или критериальными зависимостями, полученными при лабораторных исследованиях данного объекта, организованных по правилам теплового подобия. Приведем несколько критериальных зависимостей.

Для жидкостей и газов, свободно движущихся вдоль или поперек труб, проволок, стенок, при $Pr_f \geq 0,7$

$$Nu = c (G_r \cdot Pr_f)^n \quad (9.8)$$

В табл. 9.1 приведены значения c и n .

Таблица 9.1

Значения c и n

$(G_r \cdot Pr_f)_f$	c	n
$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$	0,135	1/3

При наружном омывании труб свободным потоком жидкости или газа, предлагается еще зависимость

$$Nu = 0,51 Gr_f^{1/4} \cdot Pr_f^{1/4} (Pr_f / Pr_\omega)^{1/4}, \quad (9.9)$$

где индекс f означает, что G_r и Pr взяты при температуре среды вдали от поверхности, а ω – при температуре поверхности.

Для воздуха это уравнение упрощено

$$Nu = 0,47 Gr_f^{1/4}. \quad (9.10)$$

При принудительном турбулентном движении сред в трубах и каналах

$$Nu = 0,021 Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} (Pr_f/Pr_\omega)^{0,25}. \quad (9.11)$$

При этом для воздуха

$$Nu = 0,018 Re_f^{0,8}. \quad (9.12)$$

В критериальных зависимостях:

– критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{\alpha h}{\lambda} = \frac{\alpha l}{\lambda};$$

– критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d}{\nu};$$

– критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g(\text{о.р.})^3 \beta \Delta T}{\nu^2},$$

где (о.р.) – определяющий размер (h, d, l); $\beta = 1/T_{\text{среды}}$;

– критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu \gamma C_p}{\lambda}.$$

Когда по зависимостям (9.8)–(9.12) определен Nu, то коэффициент теплоотдачи $\alpha = Nu \cdot \lambda/d = Nu \cdot \lambda/l = Nu \cdot \lambda/h$. Числовые значения Gr, Pr и Re находят по данным задачи и табл. 5 приложения физических свойств воздуха, омывающего поверхность (см. задачу 4, с. 72).

9.4. Теплопередача через плоскую стенку

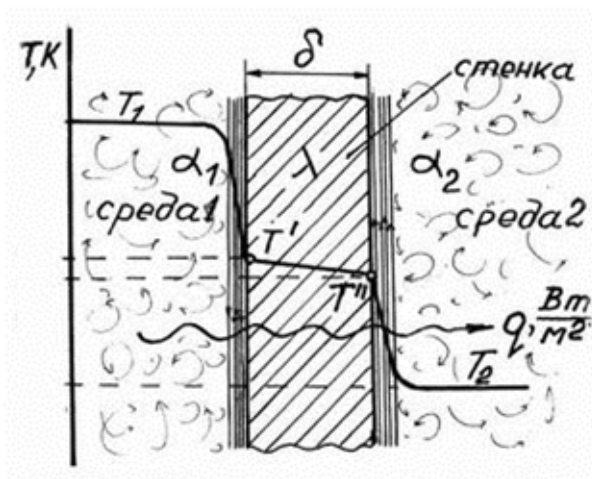


Рис. 9.4. Теплопередача через плоскую стенку

Теплопередачей называют теплообмен между двумя средами через разделяющую их твердую стенку (рис. 9.4). Здесь одновременно участвуют два вида теплообмена – теплопроводность и дважды теплоотдача.

Среда 1, имеющая высокую температуру T_1 , отдает теплоту q с интенсивностью α_1 левой поверхности стенки, имеющей температуру T' . Затем теплота q проводится через стенку с теплопроводностью λ с понижением температуры до T'' . От правой

поверхности стенки теплота q отдается среде 2, имеющей низкую температуру T_2 , с интенсивностью α_2 .

Через 1 м^2 поверхности стенки за 1 с передается от среды 1 к среде 2 q , Дж, теплоты. Уравнения этой теплоты по элементам схемы будут:

$$q = \alpha_1 (T - T'), \quad q = \frac{\lambda}{\delta} (T' - T''); \quad q = \alpha_2 (T'' - T_2)$$

Разность температур

$$T_1 - T' = q \frac{1}{\alpha_1}; \quad T' - T'' = q \frac{\delta}{\lambda}; \quad T'' - T_2 = q \frac{1}{\alpha_2}$$

После сложения

$$T_1 - T_2 = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right); \quad q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (T_1 - T_2)$$

где $q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} (T_1 - T_2) k = k - \text{коэффициент теплопередачи, Вт/м}^2 \text{ К.}$

$$q = k (T_1 - T_2), \quad Q = q F \tau = k (T_1 - T_2) F \tau, \quad (9.13)$$

откуда $k = Q / F \cdot \tau (T_1 - T_2)$. При $F = 1 \text{ м}^2$, $\tau = 1 \text{ с}$ и $T_1 - T_2 = 1 \text{ К}$ имеем $k = Q$. Это значит, что коэффициент теплопередачи k показывает количество теплоты, Дж, которое передается через 1 м^2 поверхности стенки за 1 с от одной среды к другой при разности температур сред в 1 К .

Для стенки, имеющей n слоев,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (9.14)$$

9.5. Теплопередача через стенку трубы

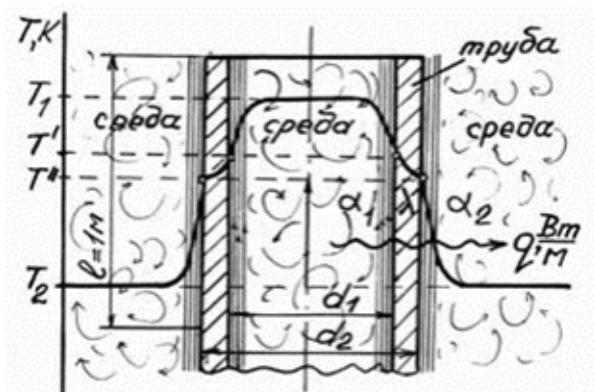


Рис. 9.5. Теплопередача через стенку трубы

На рис. 9.5 приведен продольный разрез трубы, через один метр длины которой передается от внутренней среды к наружной среде теплота q , Вт/м.

Уравнения теплоты по элементам схемы:

$$q = \alpha_1 \pi d_1 (T_1 - T');$$

$$q = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} (T' - T'');$$

$$q = \alpha_2 \pi d_2 (T'' - T_2);$$

$$T_1 - T' = q \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1}; \quad T' - T'' = q \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}; \quad T'' - T_2 = q \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2}.$$

После сложения получим

$$T_1 - T_2 = q \left(\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2} \right),$$

откуда

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} (T_1 - T_2) \pi$$

или

$$q = k_1 \pi (T_1 - T_2), \quad (9.15)$$

где k_1 – линейный коэффициент теплопередачи.

Он показывает количество теплоты, которое передается от одной среды к другой через стенку трубы длиной 1 м за 1 с при разности температур сред в 1 К. Для трубы, имеющей n слоев

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}.$$

9.6. Лучистый теплообмен

Твердые тела излучают одновременно тепловые лучи (электромагнитные волны) всех длин от 40 до 400 мкм, поэтому спектр излучения твердых тел называют сплошным.

В отличие от твердых тел, газы излучают тепловые лучи избирательно, на нескольких длинах волн. Например, на длине волны μ_1, μ_2, μ_3 .

Твердые тела поглощают падающие на их поверхность тепловые лучи всех длин. Газы поглощают только те длины тепловых лучей, которые сами могут излучать, например μ_1, μ_2, μ_3 . Для других длин тепловых лучей газ «прозрачен».

По закону Стефана-Больцмана излучательная способность E_0 , Вт/м², абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени его абсолютной температуры T .

$$E_0 = \delta T^4,$$

где $\delta = 5,67 \cdot 10^{-8}$ – коэффициент пропорциональности, Вт/м²К⁴.

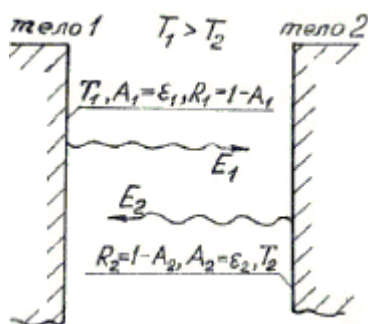
$$E_0 = 5,67 (T/100)^4. \quad (9.17)$$

Все природные тела называют серыми. Отношение излучательной способности E серого тела к излучательной способности E_0 абсолютно черного тела при одинаковой температуре T называют степенью черноты серого тела ε . $E/E_0 = \varepsilon$; откуда $E = \varepsilon E_0$ или

$$E = 5,67 \varepsilon (T/100)^4. \quad (9.18)$$

Степень черноты серых тел зависит от температуры, поэтому дается в справочниках в виде таблиц или графических зависимостей $\varepsilon = f(T)$.

9.7. Лучистый теплообмен между телами



Если на поверхность тела падает лучистая энергия E , то часть ее E_A поглощается, часть E_R отражается, часть E_D проходит сквозь тело. Для большинства тел $E_D = 0$ и $E = E_A + E_R$ или $1 = E_A/E + E_R/E$.

Отношение $E_A/E = A$ – коэффициент поглощения, $E_R/E = R$ – коэффициент отражения и $1 = A + R$, откуда $R = 1 - A$. На рис. 9.6 приведены параллельные поверхности тел при $T_1 > T_2$. Энергия, излученная поверхностью тела 1, равна

Рис. 9.6. Лучистый теплообмен тел

$$E_{И1} = E_1 + R_1 E_{И2} = E_1 + (1 - A_1) E_{И2}. \quad (9.20)$$

Энергия, излученная поверхностью тела 2, равна

$$E_{И2} = E_2 + R_2 E_{И1} = E_2 + (1 - A_2) E_{И1}. \quad (9.21)$$

Решая систему уравнений (9.20) и (9.21) с учетом уравнения (9.18) и того, что коэффициент поглощения A равен степени черноты поверхности ε , получим расчетное уравнение теплоты, Вт/м², излученной первым телом, в виде

$$E_{И1} = 5,67 \varepsilon_{ПР} [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (9.22)$$

где $\varepsilon_{ПР} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ – приведенная степень черноты двух поверхностей.

Если выпуклое тело с площадью поверхности F_1 и T_1 окружено другим телом с поверхностью F_2 и T_2 , при этом между ними находится газообразная прозрачная среда и $F_2 \gg F_1$, то теплота, Вт/м², излученная поверхностью внутреннего тела, определяется по уравнению

$$E_{и1} = 5,67 \varepsilon_{пр} F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (9.23)$$

где $\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$ – приведенная степень черноты теплообменивающихся поверхностей.

Выпуклым телом может быть труба, цилиндр, шар и иные тела близкой к ним формы (см. задачу 5, с. 72).

9.8. Контрольное задание № 3

Задача 1. Комнатный воздух, имеющий температуру t_1 и относительную влажность ϕ_1 , омывает поверхность стены и остывает вблизи стены до температуры ее поверхности t_2 . При какой температуре поверхности стены начнется конденсация водяных паров воздуха и на поверхность выпадет роса? Температура и относительная влажность воздуха заданы в табл. 9.3. См. с. 73 – Влажный воздух.

Таблица 9.3

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_1, ^\circ\text{C}$	25	25	25	25	25	20	20	20	20	20
$\phi_1, \%$	20	30	40	50	60	20	30	40	50	60

Задача 2. Давление воздуха перед соплом p_1 , температура t_1 . Истечение воздуха происходит в среду с атмосферным давлением $p_2 = 0,1$ МПа. Определить скорость истечения из цилиндрического или суживающегося сопла и скорость в горловом (узком) сечении сопла Лавалья. Какой будет скорость истечения из сопла Лавалья? Определить расход воздуха из этих сопел, если диаметры выходных отверстий цилиндрического или суживающегося сопла и диаметр горлового сечения сопла Лавалья одинаковы и равны d (табл. 9.4).

Таблица 9.4

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_1, \text{МПа}$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$t_1, ^\circ\text{C}$	25	15	5	0	5	15	25	20	30	40
$d, \text{мм}$	10	13	16	15	14	12	16	10	15	11

Задача 3. Паропровод наружным диаметром d_1 покрыт двумя слоями тепловой изоляции, имеющими одинаковую толщину δ . Внутренний слой изоляции наружным диаметром d_2 выполнен из магнезии с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 0,07$ Вт/(мК). Верхний слой диаметром d_3 выполнен из глино-асбестовой массы с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 0,31$ Вт/(мК). Температура наружной поверхности трубы t_1 , а внешней поверхности глино-асбестовой массы t_3 . Определить теплотери теплоизолированной трубы длиной 1 м и температуру t_2 между слоями магнезии и глино-асбеста. Как изменятся теплотери если слои теплоизоляции поменять местами? Исходные данные к решению задачи взять из табл. 9.5.

Таблица 9.5

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_1 , мм	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350
δ , мм	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
t_1 , °С	150	200	250	275	300	325	350	400	450	500
t_3 , °С	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55

Задача 4. Труба наружным диаметром d и температурой поверхности t_1 омывается свободным потоком воздуха с температурой t_2 . Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы к воздуху и теплотери трубы на длине 1 м. Значения d , t_1 , t_2 приведены в табл. 9.6. Табл. 5 физических свойств воздуха приведена в прил. 1.

Таблица 9.6

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
t_2 , °С	10					20				
t_1 , °С	60	70	80	90	100	100	90	80	70	60

Задача 5. Трубопровод наружным диаметром $d_1 = 150$ мм, степенью черноты поверхности $\varepsilon_1 = 0,75$ и температурой поверхности t_1 , окружен цилиндрическим тонкостенным экраном (трубой) диаметром d_2 и степенью черноты обеих поверхностей ε_2 (табл. 9.7). Определить потери теплоты излучением с одного метра длины внутреннего трубопровода. Температура атмосферного воздуха $t_3 = 27$ °С, его степень черноты ε_3 принять равной единице. На сколько процентов возрастут тепловые потери излучением с 1м трубы при отсутствии экрана?

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_1, ^\circ\text{C}$	400	420	450	480	500	520	540	560	580	600
$d_2, \text{мм}$	300	280	260	240	220	200	190	180	170	160
ε_2	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,15	0,12	0,10

Примечание: Решение задачи следует начинать с определения температуры экрана T_2 из равенства уравнений излученной теплоты внутренней трубой (9.23) и теплоты, излученной экраном в атмосферу (9.22).

Задача 6. В рекуперативном прямоточном теплообменнике температура греющего теплоносителя падает от $t'_1 = 100\text{ }^\circ\text{C}$ до t''_1 , а температура нагреваемой среды повышается от $t'_2 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ до t''_2 . Расход греющего теплоносителя M_1 , его теплоемкость $c = 4,2\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Площадь поверхности теплообменника $F = 15\text{ м}^2$. Определить коэффициент теплопередачи теплообменника. Исходные данные взять в табл. 9.8.

Таблица 9.8

Исходные данные

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t''_1, ^\circ\text{C}$	40	42	44	46	48	50	52	56	58	60
$t''_2, ^\circ\text{C}$	26	30	32	36	38	40	42	44	46	50
$M_1, \text{кг/с}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Примечание: для решения этой задачи следует пользоваться рекомендованной литературой. Контрольные вопросы к третьему заданию не предусмотрены.

10. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Возьмем герметично закрытую комнату и смочим пол. Естественно, что через некоторое время пол высохнет, а воздух станет влажным. Смочим пол еще раз, через большее время он опять высохнет, а воздух станет более влажным. Смочим пол в третий раз и увидим, что он не высыхает полностью. Наступает состояние насыщения воздуха влагой: сколько молекул испаряется с пола, столько из воздуха выпадает обратно. Повысим температуру в комнате – пол опять высохнет. Из этого эксперимента вытекают определенные выводы. Воздух, не содержащий молекул воды, будет сухим. При данной температуре воздух может содержать влагу, но не более некоторого ее количества, насыщающего воздух.

С повышением температуры воздуха его влагоемкость возрастает. При охлаждении воздуха его влагоемкость уменьшается вплоть до состояния насыщения. Так, воздух при данной температуре в комнате не насыщен влагой, а вблизи оконного стекла его

температура падает и то же количество влаги становится насыщающим. При дальнейшем охлаждении количество насыщающей воздух влаги уменьшается, а избыток ее выпадает на поверхность стекла. Днем влага не насыщает атмосферный воздух, а к утру он остывает и перенасыщающая его влага выпадает в виде росы. Количество влаги в воздухе задается тремя показателями: абсолютной влажностью – a , кг/м³; влагосодержанием – d , кг влаги/кг сухого воздуха; относительной влажностью – φ , %. Например: $\varphi = 60\%$. Это значит, что при данной температуре воздух содержит только 60 % влаги от максимально возможного, насыщающего воздух ее количества. Воздух, насыщенный влагой, имеет $\varphi = 100\%$ (см. задачу 1, с. 71).

Решение задач с участием влажного воздуха производится по диаграмме Hd (старое обозначение Jd). Ее фрагмент приведен в прил. 2. На диаграмме: изотермы направлены слева вверх; линии постоянной энтальпии слева вниз; линии постоянной относительной влажности обозначены φ ; подогрев или охлаждение воздуха протекают при $d = \text{const}$; процесс испарения влаги в воздух при $H = \text{const}$. Нахождение парциального давления пара в воздухе осуществляется движением вниз от исходной точки до наклонной линии, а затем по горизонтали на шкалу p , кПа.

11. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Холодильные установки – это машины, понижающие температуру своих рабочих тел до отрицательных значений по шкале Цельсия. Рабочими телами (холодильными агентами) бывает воздух, аммиак и фреоны. Фреоны представляют собой искусственно синтезируемые хлор-фтор содержащие углеводороды.

11.1. Обратный (холодильный) цикл Карно

На рис. 11.1 и 11.2 один килограмм воздуха расширяется по адиабате 1–2. При этом его температура снижается от T_1 до T_2 .

Пример: 1 кг воздуха расширяется по адиабате от $T_1 = 298$ К и $p_1 = 0,3$ МПа (3 кг/см²) до $p_2 = 0,1$ МПа. Температура T_2 в конце расширения будет

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298 (0,1/0,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 218 \text{ К или } t_2 = -55 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Далее воздух расширяется по изотерме 2–3. При этом он отбирает из холодильной камеры теплоту q_2 . Сжатием по адиабате 3–4 воздух опять нагревается до T_1 , превышающей температуру атмосферного воздуха. Поэтому при последующем сжатии по изотерме 4–1 воздух цилиндра отдает атмосферному воздуху теплоту $q_1 = q_2 + I_{\text{ЗАТР}}$. После нескольких циклов, температура воздуха в холодильной камере снижается до отрицательного значения и в ней можно хранить скоропортящиеся продукты.

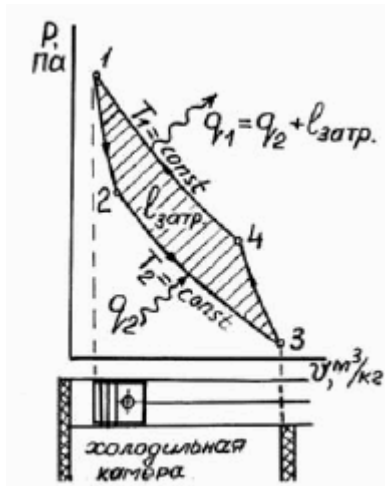


Рис. 11.1. Обратный цикл Карно в координатах p v

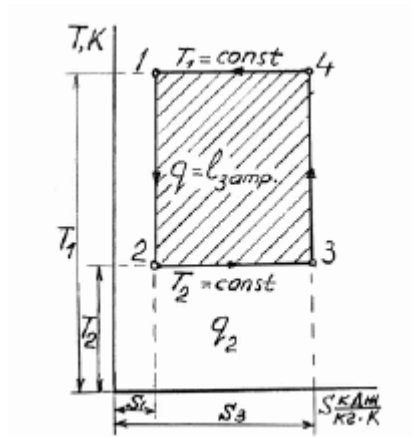


Рис. 11.2. Обратный цикл Карно в координатах T s

Совершенство холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом ε . $\varepsilon = q_2/l_{3ATP}$, Дж/Дж – холодильный коэффициент показывает, сколько Дж теплоты отбирается у воздуха холодильной камеры на один Дж работы, затраченной компрессором.

Чем больше ε , тем совершеннее холодильная установка.

По данным рис. 11.2 можем написать

$$\varepsilon = q_2/l_{3ATP} = T_2(s_2 - s_1) / (T_1 - T_2)(s_2 - s_1) = T_2/(T_1 - T_2). \quad (11.1)$$

Цикл Карно имеет больший холодильный коэффициент, чем другие циклы в таком же интервале температур $T_1 \rightarrow T_2$.

11.2. Цикл воздушной холодильной установки

На рис. 11.3 приведена схема, а на рис. 11.4 цикл воздушной холодильной установки.

Компрессор 1, приводимый электродвигателем 2, сжимает воздух до p_2 , T_2 и вытесняет его в охладитель 3, где он теряет теплоту q_1 . Охлажденный воздух с p_2 и T_3 поступает в газовую турбину 4. Её здесь называют детандером. В детандере теплота воздуха превращается в работу, и его параметры снижаются до p_1 , T_4 (ниже нуля по Цельсию).

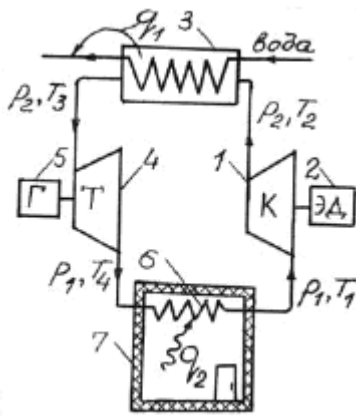


Рис. 11.3. Схема воздушной холодильной установки

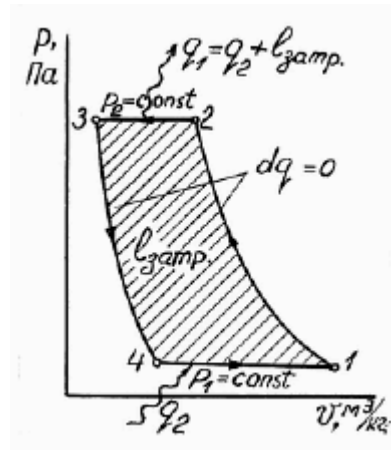


Рис. 11.4. Цикл воздушной холодильной установки

Холодный воздух поступает в охлаждающую батарею 6 холодильной камеры 7. В батарее холодный воздух при постоянном давлении p_1 отбирает теплоту q_2 у воздуха холодильной камеры и подогретым до T_1 опять всасывается в компрессор 1.

Эти же процессы составляют цикл воздушной холодильной установки, где 1–2 – адиабатное сжатие в компрессоре; 2–3 – изобарное охлаждение сжатого воздуха в охладителе; 3–4 – адиабатное расширение воздуха в детандере; 4–1 – изобарный нагрев холодного воздуха в батарее и его расширение от этого нагрева от v_4 до v_1 . Холодильный коэффициент воздушной установки

$$\varepsilon = T_1 / (T_2 - T_1). \quad (11.2)$$

11.3. Принцип получения холода в парокомпрессионных холодильных установках

На рис. 11.5 приведены в масштабе зависимости температур конденсации и кипения аммиака и фреона-12 (хладона) от абсолютного давления. Фреон-12 и аммиак газы. Для реализации идеи холодильной установки их сначала следует перевести в жидкое состояние, а жидкость привести в состояние кипения при низкой температуре. Чтобы пояснить это ответим на три вопроса, используя графики рис. 11.5.

1. Какому давлению паров фреона-12 и аммиака соответствует температура их конденсации, равная 20 °С? При 20 °С фреон-12 превращается в жидкость при давлении 5,8 кгс/см² (0,58 МПа), а аммиак – при 8,7 кгс/см² (0,87 МПа).

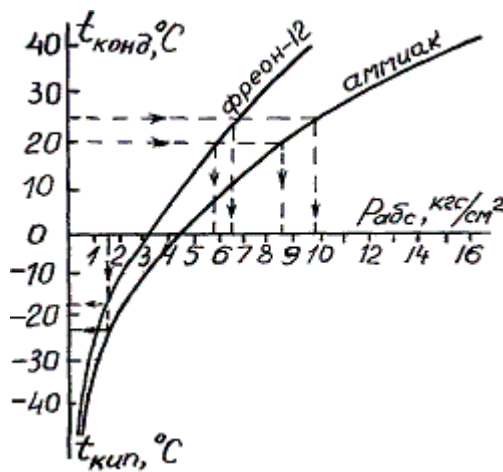


Рис. 11.5. Зависимость температур конденсации и кипения от абсолютного давления

2. До какого давления следует сжать фреон-12 и аммиак с целью их конденсации, если охлаждающая конденсатор среда имеет температуру 25 °С?

Теоретически среда при 25 °С способна охладить фреон-12 и аммиак до 25 °С. В таком случае фреон-12 следует сжать до $p_{\min} = 6,6 \text{ кгс/см}^2$, а аммиак до $p_{\min} = 9,7 \text{ кгс/см}^2$. При большем давлении конденсация будет протекать еще эффективнее. Сжатие паров осуществляется компрессором.

3. До какой величины следует снизить давление жидких фреона-12 и аммиака, чтобы температура их кипения стала отрицательной? Давление фреона-12 следует снизить до $p < 3,2 \text{ кгс/см}^2$, аммиака до $p < 4,3 \text{ кгс/см}^2$.

Например, при $p = 1,5 \text{ кгс/см}^2$ фреон – 12 будет кипеть при минус 17 °С, аммиак при минус 23 °С. Чтобы жидкий агент кипел и превращался в пар, к нему необходимо подводить теплоту. Эта теплота q_2 забирается у воздуха холодильной камеры.

11.4. Схема промышленной парокомпрессионной холодильной установки

В качестве холодильного агента в такой установке (рис. 11.6) применяется аммиак. Из рис. 11.5 видно, что при той же температуре конденсации, что и у фреона-12, аммиак необходимо сжимать до более высоких давлений, затрачивать большую работу на привод компрессора. Однако холодопроизводительность аммиака выше холодопроизводительности фреона-12. Так при температуре кипения минус 20 °С один килограмм жидкого фреона-12 испаряется полностью, отобрав у воздуха холодильной камеры 161 кДж теплоты, а один килограмм аммиака – отобрав 1328 кДж теплоты.

Компрессор 1 всасывает пары аммиака, сжимает их и нагнетает в конденсатор 2, охлаждаемый водой, где пары теряют теплоту q_1 . Из конденсатора выходит жидкий аммиак и собирается в накопителе 3, откуда поступает в переохладитель 4. Охлажденный аммиак через дросселирующий клапан 5 поступает в испаритель 6. Клапан 5 открыт столь мало, что в испарителе давление жидкого аммиака падает ниже $4,3 \text{ кгс/см}^2$ и он кипит в нем при отрицательной температуре. Теплоту, необходимую для кипения аммиака, приносит рассол, протекающий в трубах 7. Рассол – это водный раствор хлористого кальция CaCl_2 такой концентрации, при которой он не замерзает до минус 55 °С.

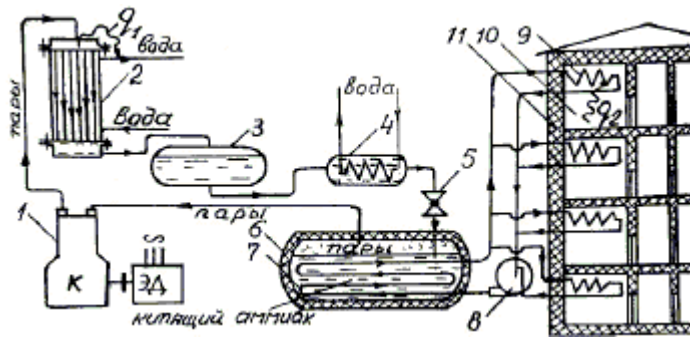


Рис. 11.6. Схема промышленной холодильной установки

Циркуляционный насос 8 подает рассол в трубы 7, где он охлаждается кипящим аммиаком до отрицательной температуры. Пары аммиака отсасываются из испарителя компрессором 1. Холодный рассол поступает в охлаждающие батареи 9 холодильных камер 10 в здании холодильника 11. Рассол охлаждает воздух холодильных камер до отрицательных температур, а отобранную у воздуха теплоту q_2 несет в испаритель. На рис. 11.7 и 11.8 показан рабочий цикл парокомпрессионной холодильной установки в координатах $p-v$ и h_s .

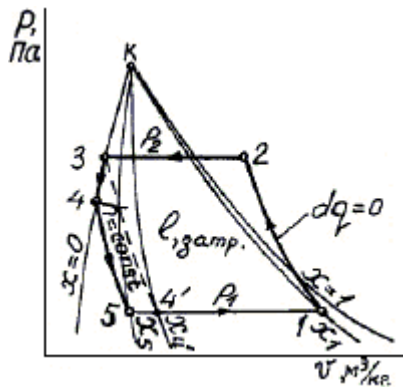


Рис. 11.7. Цикл в координатах $p-v$

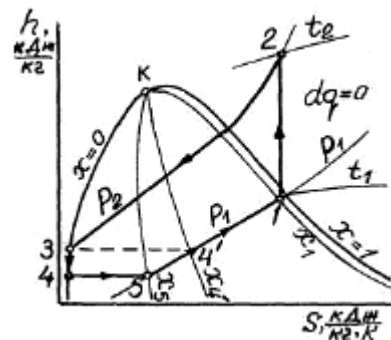


Рис. 11.8. Цикл в координатах h_s

На рисунках 1–2 – адиабатное сжатие паров аммиака в компрессоре; 2–3 – охлаждение и конденсация паров аммиака в конденсаторе при $p_2 = \text{const}$; 3–4 – переохлаждение жидкого аммиака водой, проходящей по трубкам змеевика переохладителя; 4–5 – дросселирование (снижение давления при $h = \text{const}$) жидкого аммиака в дросселирующем клапане; 5–1 – испарение аммиака в испарителе при $p_1 = \text{const}$.

Теплота $q_2 = h_1 - h_5$, а работа, затраченная в цикле $l_{\text{затр}} = h_2 - h_1$. Отсюда холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}. \quad (11.3)$$

11.5. Схема рефрижераторной холодильной установки

На рис. 11.9 показано машинное отделение 1 (тамбур) и грузовой объем 2 рефрижераторного вагона. Компрессор 3 нагнетает пары фреона-12 в конденсатор 4. Конденсатор охлаждается принудительным потоком воздуха, который создает электровентилятор 5. Жидкий фреон-12 собирается в накопителе 6, откуда поступает в переохладитель 7, затем через дросселирующий клапан 8 направляется в испаритель 9. Вентиляторы-циркуляторы 10 прокачивают вагонный воздух через испаритель 9, где он отдает кипящему фреону-12 теплоту q_2 и с отрицательной температурой возвращается в грузовой объем. Холодные пары фреона-12 отсасываются из испарителя в компрессор через переохладитель 7 жидкого фреона-12.

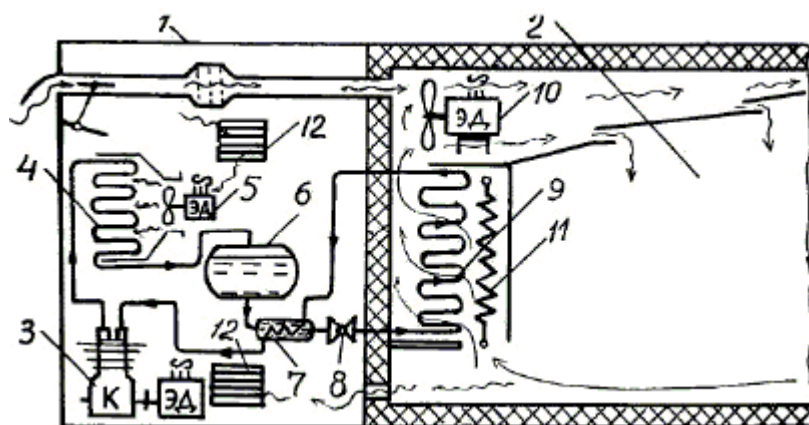


Рис. 11.9. Схема холодильной установки рефрижераторного вагона

Назначение переохладителя выясним по рис. 11.7 и 11.8. Без переохлаждения процесс дроселирования шел бы по линии 3–4', при этом за счет собственной теплоты жидкого агента его самоиспарилось бы x_4' килограмма, а за счет теплоты холодильной камеры только $(x_1 - x_4')$. При переохлаждении процесс дроселирования проходит по линии 4–5 и самоиспаряется холодильного агента только x_5 килограмма, а за счет теплоты холодильной камеры испаряется $(x_1 - x_5)$, что значительно больше, чем без переохлаждения. Переохлаждение повышает холодильный коэффициент парокомпрессионной холодильной установки. Для создания в грузовом объеме положительной температуры в зимнее время установлены электронагревательные элементы 11. Машинное отделение сообщено с атмосферным воздухом через жалюзи 12.

11.6. Схема бытового холодильника

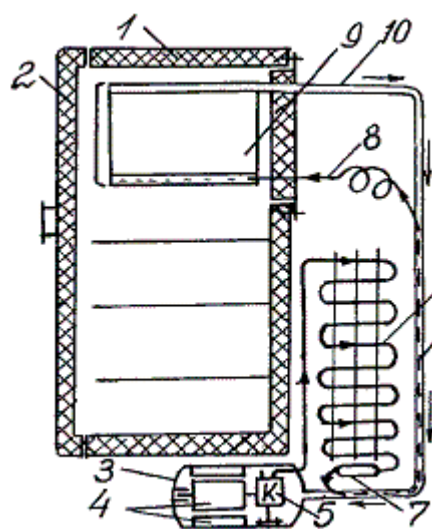


Рис. 11.10. Схема бытового холодильника

Схема бытового холодильника приведена на рис. 11.10. Он имеет теплоизолированный пенопластом корпус 1 и дверку 2. Под днищем корпуса или на задней стенке укрепляется корпус 3 электрокомпрессорного агрегата, содержащего обмотку возбуждения и якорь 4 электродвигателя, приводящего компрессор 5. Корпус 3 наполнен парами фреона-12, которые компрессором нагнетаются в конденсатор 6, охлаждаемый комнатным воздухом. Сжиженный фреон-12 проходит через патрон 7 влагопоглотителя и по капиллярной трубке 8, проходящей внутри трубки 10 для переохлаждения, вытекает в пространство между двойными стенками испарителя 9. Ввиду сравнительно большого объема этого пространства, давление фреона-12 падает и он кипит при отрицательной температуре, поглощая через стенки испарителя теплоту воздуха. Холодные пары фреона-12 возвращаются в корпус 3 по трубке 10, переохлаждая фреон-12 в трубке 8 и охлаждая обмотки электродвигателя и компрессор. Все холодильные установки имеют терморегулятор и тепловую защиту электродвигателя.

11.7. Тепловой насос

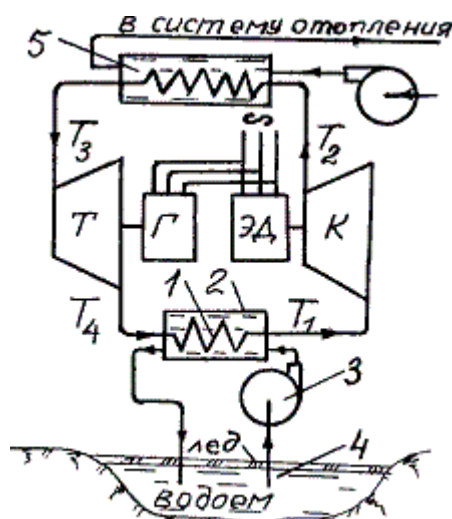


Рис. 11.11. Тепловой насос

Тепловым насосом называют холодильную установку, готовящую горячую воду для отопления зданий и бытовых целей. На рис. 11.11 показана воздушная холодильная установка; охлаждающая батарея 1 размещена в емкости 2, через которую насос 3 прокачивает воду из водоема 4 (или из системы труб, заглубленных в грунт).

Холодный воздух с T_4 отбирает теплоту q_2 от воды в емкости 2 и подогретым до T_1 всасывается компрессором. При сжатии в компрессоре воздух нагревается до повышенной температуры T_2 и нагревает воду 5 системы отопления, охлаждаясь при этом до T_3 . После расширения воздуха в турбине его температура опять падает до T_4 (ниже 0°C). Экономичность метода вытекает из следующего.

Если нагревать воду электрическим нагревателем, то 1 кВт его мощности сообщит воде 3600 кДж/ч. В холодильной установке, теплота, отданная воздухом воде 5 системы отопления, $q_1 = q_2 + l_{\text{ЗАТР}}$. $q_1/l_{\text{ЗАТР}} = q_2/l_{\text{ЗАТР}} + 1$, $q_2/l_{\text{ЗАТР}} = \varepsilon$ и $q_1/l_{\text{ЗАТР}} = \varepsilon + 1$. Для воздушной холодильной установки холодильный коэффициент $\varepsilon = T_1/(T_2 - T_1)$. Примем температуру воздуха перед компрессором $T_1 = 276 \text{ К}$ ($3 \text{ }^\circ\text{C}$), а после компрессора $T_2 = 373 \text{ К}$ ($100 \text{ }^\circ\text{C}$). Тогда $\varepsilon = 2,7$, $q_1/l_{\text{ЗАТР}} = 2,7 + 1 = 3,7$, $q_1 = 3,7 l_{\text{ЗАТР}}$. Электродвигатель мощностью 1 кВт, равный 1кДж/с, затрачивает работу 3600 кДж/ч, а $q_1 = 3,7 \cdot 3600$, кДж/ч. Этот результат показывает, что при той же затрате электрической энергии холодильная установка сообщает воде 5 системы отопления и горячего водоснабжения в 3,7 раза больше теплоты, чем электронагревательные элементы. В качестве теплового насоса обычно применяют парокompрессионную холодильную установку, а воздушная взята здесь ввиду простоты определения ее холодильного коэффициента.

Рассмотренный тепловой насос, перекачивает теплоту q_2 от холодной речной воды для нагрева воды в системе отопления и горячего водоснабжения.

Приложение 1

ЕДИНИЦЫ СИСТЕМЫ СИ

В теплотехнике используют восемь единиц системы СИ.

1. Единица длины – 1 м.
2. Единица термодинамической температуры 1 К (Кельвин).
3. Единица времени – 1 с.
4. Единица массы – 1 кг.
5. Единица силы – 1 Н (Ньютон). 1 Н – это сила, придающая массе 1 кг ускорение 1 м/с^2 . $1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м/с}^2$.
6. Единица давления – 1 Па (Паскаль) – это сила, равная 1 Н и действующая на 1 м^2 поверхности. $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/1 м}^2$
7. Единица работы, энергии, количества теплоты – 1 Дж (Джоуль). 1 Дж равен работе силы 1 Н на пути в 1 м. $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}$.
8. Единица мощности, потока энергии – 1 Вт (Ватт). Мощность равна 1 Вт, когда в 1 с совершается работа 1 Дж. $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/1 с}$.

Часто приходится обращаться к технической литературе, использующей устаревшие сегодня единицы технической системы МКСС. Кроме того, и в современной жизни, в силу сложившихся традиций мы используем несистемные единицы измерения термодинамических параметров. Так, например, барометрическое давление принято измерять в мм ртутного столба (мм Hg), а большинство манометров – приборов, регистрирующих давление, проградуированы в технических атмосферах (кгс/см^2) или в мм водного столба (мм H₂O). В международной практике наряду со шкалой Кельвина используется шкала Цельсия. Температура в градусах Цельсия $t \text{ }^\circ\text{C} = T - 273,15$. Существуют также и другие температурные шкалы. Например, в США широко применяют шкалу Фаренгейта. Для перевода показаний этой

шкалы ($t^{\circ}\text{F}$) в градусы Цельсия используют соотношение $t^{\circ}\text{C} = 5/9 (t^{\circ}\text{F} - 32)$. При расчетах по формулам, приведенным в данном пособии, следует пользоваться исключительно единицами системы СИ. Для перевода несистемных единиц измерения давления можно воспользоваться данными табл. 1, а для других величин следующими соотношениями: $1 \text{ кгс} = 9,807 \text{ Н}$; $1 \text{ кал} = 4,1868 \text{ Дж}$; $1 \text{ л.с. (лошадиная сила)} = 0,735 \text{ кВт}$.

Таблица 1

Соотношение между единицами давления

	Па	бар	кгс/см ²	мм Hg	мм H ₂ O
Па	1	10^{-5}	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,5024 \cdot 10^{-3}$	0,102
бар	10^5	1	1,02	$7,5024 \cdot 10^2$	$1,02 \cdot 10^4$
кгс/см ²	$9,807 \cdot 10^4$	0,9807	1	$7,35 \cdot 10^2$	10^4
мм Hg	133,32	$1,3332 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	13,6
мм H ₂ O	9,807	$9,807 \cdot 10^{-5}$	10^{-4}	$7,35 \cdot 10^{-2}$	1

При практических измерениях часто используют производные от системных единиц: мкм, кПа, МДж и другие. Значения наиболее распространённых десятичных приставок приведены в табл. 2.

Таблица 2

Десятичные приставки

Наименование, обозначение	нано, н	микро, мк	милли, м	санти, с	деци, д	дека, да	гекто, г	кило, к	мега, М
множитель	10^{-9}	10^{-6}	10^{-3}	10^{-2}	10^{-1}	10^1	10^2	10^3	10^6

Таблица 3

Молекулярные массы некоторых газов

Вещество, хим. обозначение	Воздух	Кислород, O ₂	Азот, N ₂	Водород, H ₂	Метан, CH ₄	Углекислый газ, CO ₂
Молекулярная масса, кг/кмоль	28,960	32,000	28,026	2,016	16,032	44,010

Таблица 4

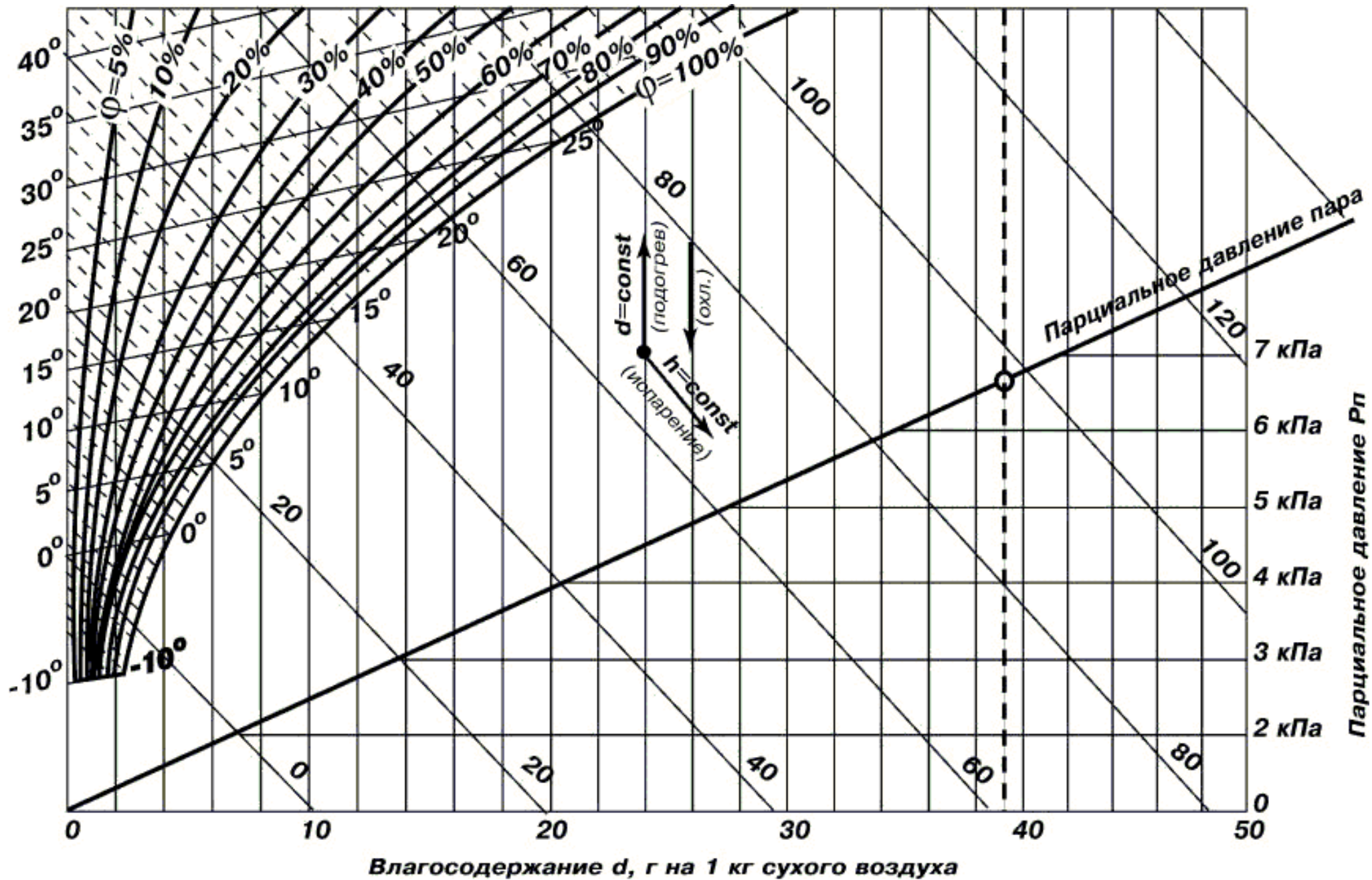
Средние молярные теплоемкости некоторых газов, кДж/(кмоль·К)

Температура, °С	Воздух		Кислород		Азот		Водород	
	$\mu_{срm}$	$\mu_{сvm}$	$\mu_{срm}$	$\mu_{сvm}$	$\mu_{срm}$	$\mu_{сvm}$	$\mu_{срm}$	$\mu_{сvm}$
0	29,073	20,758	29,724	20,959	29,115	20,800	28,617	20,302
100	29,152	20,838	29,538	21,223	29,144	20,829	28,935	20,620
200	29,299	20,984	29,931	21,616	29,228	20,913	29,073	20,758
300	29,521	21,206	30,400	22,085	29,383	21,068	29,123	20,808
400	29,789	21,474	30,878	22,563	29,601	21,286	29,186	20,871
500	30,095	21,780	31,334	23,019	29,864	21,545	29,249	20,934
600	30,405	22,090	31,761	23,446	30,149	21,834	29,316	21,001
700	30,723	22,408	32,150	23,835	30,451	22,136	29,408	21,093
800	31,028	22,713	32,505	24,187	30,748	22,433	29,517	21,202
900	31,321	23,006	32,825	24,510	31,037	22,722	29,647	21,332
1000	31,598	23,283	33,118	24,803	31,313	22,998	29,789	21,474

Таблица 5

Физические свойства воздуха при давлении 760 мм Нг

t, °C	$\cdot\lambda 10^2$, Вт/(мК)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, м ² /с	$\cdot\nu 10^6$, м ² /с	Pr
0	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50					
2,83	25,7	19,6	17,95	0,698	
60	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	2,96	28,2	20,6	20,02	0,694
80	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688



Контрольные вопросы к разделу «Термодинамика»

1. Укажите три параметра состояния газа и их размерность.
2. Укажите уравнения состояния идеального газа для килограмма, для Мкг и для одного киломоля.
3. Чем графически выражается работа, выполненная газом при расширении или затраченная на его сжатие, в координатах pV ?
4. В чем сущность двух формулировок первого закона термодинамики?
5. Назовите пять термодинамических процессов и укажите их признаки.
6. Напишите формулы работы газа в каждом термодинамическом процессе.
7. Дайте определение прямому и обратному циклам в pV – координатах, укажите их полезную работу.
8. Поясните работу теоретического двигателя по циклу Карно.
9. Поясните работу теоретического двигателя по циклу с изохорным подводом теплоты.
10. Поясните работу теоретического двигателя по циклу со смешанным подводом теплоты.
11. Поясните прямой цикл Карно в координатах Ts . Что показывает его площадь?
12. Назовите и поясните три состояния водяного пара.
13. Напишите и поясните формулу КПД цикла Ренкина.
14. Изобразите и поясните теоретический рабочий процесс компрессора.
15. Докажите, следует ли охлаждать цилиндры компрессора?
16. Поясните влияние на производительность компрессора давления, которое он создает в резервуаре.
17. Укажите достоинство двухступенчатого (многоступенчатого) компрессора.
18. Какие сопла следует применять при $\beta > \beta_{кр}$ и $\beta < \beta_{кр}$?
19. Поясните по рис. 11.5 принцип получения холода в парокомпрессионных холодильных установках.
20. Почему при водяном отоплении выгоднее применять тепловой насос, а не электронагрев воды?

Контрольные вопросы к разделу «Теплопередача»

1. Назовите три вида теплообмена, поясните их смысл.
2. Напишите формулу теплоты, проведенной плоской стенкой.
3. Напишите формулу теплоты, проведенной стенками трубы.
4. Напишите формулу теплоты, отданной поверхностью среде.
5. Напишите формулу теплоты, переданной от одной среды к другой через плоскую многослойную стенку.
6. Напишите формулу теплоты, переданной через стенку трубы.
7. Напишите формулу теплоты, излученной квадратным метром поверхности серого тела.
8. Что показывает коэффициент теплопроводности λ ?
9. Что показывает коэффициент теплоотдачи α ?
10. Что показывает коэффициент теплопередачи k ?

11. Что показывает степень черноты серого тела $\varepsilon = A$?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплотехника / Под общ. ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергия, 1991. – 223 с.
2. Теплотехника / Под общ. ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
3. Транспортная теплотехника / А.Э. Симсон, И.Д. Михайлов, В.Д. Сахаревич и др. – М.: Транспорт, 1988. – 319 с.
4. Хазен М.М. Теплотехника / М.М. Хазен, Ф.Н. Казакевич, М.Е. Грицевский. – М.: Высшая школа, 1981. – 480 с.
5. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника / Г.Н. Алексеев. – М.: Высшая школа, 1980. – 544 с.
6. Техническая термодинамика / В.М. Лобанов, Г.П. Ясников, Л.М. Гордон и др. – М.: Металлургия, 1992. – 240 с.
7. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / Б.Н. Юдаев. – М.: Высшая школа, 1988. – 179 с.
8. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащекин. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.
9. Исаченко В.Л. Теплопередача / В.Л. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сухомел. – М.: Энергия, 1975. – 486 с.
10. Михеев А.М. Основы теплопередачи / А.М. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 392 с.
11. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике / Г.П. Панкратов. – М.: Высшая школа, 1995. – 283 с.
12. Иванов И.Т. Тепломассообменные и холодильные установки железнодорожного транспорта / И.Т. Иванов. – М.: Транспорт, 1984. – 224 с.
13. Обельницкий А.М. Топливо и смазочные материалы / А.М. Обельницкий. – М.: Высшая школа, 1982. – 208 с.