

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное образовательное бюджетное учреждение  
высшего профессионально образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»  
(ПГУАС)

**В.В. Салмин, Л.А. Долгова**

# **ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА**

Рекомендовано Редсоветом университета  
в качестве учебного пособия для студентов,  
обучающихся по направлению 23.03.01  
«Технология транспортных процессов»

Пенза 2014

УДК. 621.432

ББК 39.359

С16

Рецензенты: кандидат экономических наук, профессор кафедры «Теплоснабжение, газоснабжение и вентиляция» Т.И. Королева (ПГУАС); кандидат технических наук, доцент кафедры «Организация и безопасность движения» К.С. Подшивалова (ПГУАС)

**Салмин В.В.**

С16 Транспортная энергетика: учеб. пособие по выполнению расчетно-графической работы / В.В. Салмин, Л.А. Долгова. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 128 с.

Излагаются основные теоретические положения дисциплины «Транспортная энергетика»; приводятся условия и методические указания, необходимые для решения четырех задач расчетно-графической работы, регламентированных учебным планом, предложена последовательность решения задач (алгоритм); даны контрольные вопросы для самопроверки знаний.

Учебное пособие подготовлено на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» и предназначено для студентов, обучающихся по направлению 23.03.01 «Технология транспортных процессов», изучающих дисциплину «Транспортная энергетика».

© Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2014

© Салмин В.В., Долгова Л.А., 2014

## ВВЕДЕНИЕ

Расчетно-графическое задание – один из видов самостоятельной работы студентов, предназначенный для закрепления знаний, полученных на лекционных и практических (аудиторных) занятиях по дисциплине «Транспортная энергетика».

Выполнение задания закрепляет и углубляет теоретические знания, в частности, способствует более глубокому пониманию процессов, происходящих в ДВС, и освоению методики расчета теплообменных аппаратов, и дает студенту возможность увидеть реальные результаты их применения к практическим задачам.

Непосредственному выполнению расчетно-графической работы предшествует теоретический материал, который позволит проработать самостоятельно ряд важнейших тем дисциплины «Транспортная энергетика», а также облегчит выполнение расчетно-графической работы.

Расчетно-графическое задание, представленное в данном пособии, состоит из четырех задач по первому разделу дисциплины «Транспортная энергетика» и включает в себя две задачи по технической термодинамике и две задачи по основам теории теплообмена.

Выполнение расчетно-графической работы требует правильного её оформления. Для этого текст решения задач должен выполняться на компьютере в текстовом редакторе на листах формата А4 по нормам, установленным ГОСТ 7.0.11–2011. Графики и диаграммы выполняются в соответствии с ГОСТ 14846–81 и ГОСТ 18509–80, масштаб выбирается произвольно. Допускается выполнение графиков и диаграмм на миллиметровой бумаге с указанием подрисовочных подписей.

Порядок оформления задачи в расчетно-пояснительной записке должен быть следующим:

1. Записывается номер задачи и ее условие.
2. Записывается слово «Дано» и согласно заданному варианту вписываются исходные данные к решению задачи.
3. Перед началом решения пишется слово «Решение», а затем проставляется порядковый номер пункта расчета и указывается, что определяется в данном пункте.
4. Пишется расчетная формула и к ней дается пояснение с указанием размерностей, входящих в формулу параметров.
5. После записи формулы дается пример с подстановкой цифр в расчетную формулу.
6. На основании расчетных данных строят графики, диаграммы и дают выводы с объяснением характера протекания линий и процессов, изображенных на них. Делаются выводы.

Изучение основ создания транспортных энергетических установок и выполнение данного расчетно-графического задания будет способствовать формированию студентов как будущих специалистов, способных самостоятельно решать инженерные задачи в области транспортной энергетике.

# I. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

## 1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

### 1.1. Транспортная энергетика. Основные понятия и определения

**Транспортная энергетика** – дисциплина, которая базируется на основных положениях термодинамики и законах теплообмена, а также в прикладной своей части рассматривает вопросы создания тепловых энергетических установок для автотранспортных средств и применения тепловых процессов в автотранспортном комплексе. Как учебная дисциплина транспортная энергетика сформировалась еще при реализации государственного образовательного стандарта второго поколения, а именно в 2001 году.

**Предметом транспортной энергетике** является изучение тех наиболее общих свойств рабочих тел, которые не зависят от конкретного микрофизического строения этих тел и проявляют их в процессах обмена энергией между телами в тепловых машинах, создавая условия для получения механической энергии из образованной в результате сгорания топлива теплоты.

Известно, что любые явления в природе и технике сопровождаются обменом энергии, поэтому в транспортной энергетике, как и в термодинамике, разрабатываются общие методы изучения энергетических явлений, имеющие всеобщее методологическое значение и используемые в самых различных областях знаний.

Раздел транспортной энергетике – термодинамика, в котором методы, определения, математический аппарат разрабатываются безотносительно к какому-либо конкретному приложению, часто называют общей (или физической) термодинамикой, а раздел, в котором разрабатываются теоретические положения, связанные с тепловыми процессами в химических реакциях, называется химической термодинамикой. Основным разделом транспортной энергетике является техническая термодинамика. Техническая термодинамика дает возможность построить теорию тепловых машин, составляющих основу современной транспортной энергетике. Техническая термодинамика рассматривает закономерности взаимного превращения теплоты в работу. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми, механическими и химическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях.

Термодинамика базируется на двух основных законах (началах) термодинамики: первый закон термодинамики (ПЗТ) – закон превращения и сохранения тепловой энергии; второй закон термодинамики (ВЗТ) устанавливает условия протекания и направленность термодинамических процессов в термодинамических системах.

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

**Объектом исследования** является термодинамическая система, которой могут быть группа тел, тело или часть тела; то, что находится вне системы, называется окружающей средой. **Термодинамическая система** – это совокупность макроскопических тел, обменивающихся энергией друг с другом и с окружающей средой.

**Изолированная система** – термодинамическая система, не взаимодействующая с окружающей средой.

**Адиабатная (теплоизолированная) система** – система, имеющая адиабатную оболочку, которая исключает обмен теплотой (теплообмен) с окружающей средой. Слово «адиабата» происходит от греч. *adiábatos* – непроходимый.

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

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

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

В тепловых машинах (двигателях) механическая работа совершается с помощью рабочих тел – газов, паров, жидкостей.

## 1.2. Параметры состояния рабочего тела

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

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

$$v = V / m, [\text{м}^3/\text{кг}]. \quad (1.1)$$

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

$$\rho = m / V, [\text{кг}/\text{м}^3], \quad (1.2)$$

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

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

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

Внесистемные единицы давления:

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

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

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

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

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

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

Различают избыточное, барометрическое, вакуумметрическое и абсолютное давление.

**Барометрическое давление**  $P$  – это абсолютное давление земной атмосферы. Свое название этот тип давления получил от измерительного прибора барометра, который, как известно, определяет атмосферное давление в определенный момент времени при определенной температуре и на определенной высоте над уровнем моря. Для идеального газа, имеющего постоянную температуру и находящегося в однородном поле тяжести (во всех точках его объёма ускорение свободного падения  $g$  одинаково), барометрическая формула имеет следующий вид:

$$p = p_0 \exp \left[ -Mg \frac{h - h_0}{RT} \right],$$

где  $P$  – давление газа в слое, расположенном на высоте  $h$ , кПа;

$P_0$  – давление на нулевом уровне ( $h = h_0$ ), кПа (за такое давление условно принято давление в 760 мм.рт.ст. или 101,325 кПа);

$M$  – молярная масса газа, кг/кмоль;

$R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

$T$  – абсолютная температура, К.

Относительно барометрического давления определяются избыточное давление и вакуум (вакуумметрическое давление).

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

**Вакуумметрическое давление**  $P_{в}$  – это сумма абсолютного и барометрического давления.

**Абсолютное давление**  $P$  – давление, отсчитываемое от абсолютного нуля давления или от абсолютного вакуума. Это давление является термодинамическим параметром состояния.

Абсолютное давление определяется по следующим формулам:

1) при давлении в сосуде больше атмосферного

$$P = P_{и} + B; \quad (1.5)$$

2) при давлении в сосуде меньше атмосферного

$$P = B - P_{в}; \quad (1.6)$$

где  $B$  – атмосферное давление;

$P_{в}$  – давление вакуума.

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

В разных странах используются различные шкалы температур, наиболее употребительные из которых – абсолютная шкала температур Кельвина, а также относительные шкалы Цельсия и Фаренгейта. Во всех термодинамических расчетах используется шкала Кельвина, ее единицей измерения является один кельвин (К).

Связь между шкалами Кельвина и Цельсия устанавливает соотношение

$$T K = t^{\circ}C + 273,15. \quad (1.7)$$

Связь используемой в англоязычных странах шкалы Фаренгейта со шкалой Цельсия устанавливается соотношением:

$$t^{\circ}F = 1,8 t^{\circ}C + 32. \quad (1.8)$$

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

### 1.3. Уравнение состояния и термодинамический процесс

Основные термодинамические параметры состояния  $P$ ,  $v$ ,  $T$  однородного тела зависят друг от друга и взаимно связаны между собой определенным математическим уравнением, которое называется **уравнением состояния**:

$$f(P, v, T) = 0. \quad (1.9)$$

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

Совокупность изменений состояния термодинамической системы при переходе из одного состояния в другое называется **термодинамическим процессом**. Термодинамические процессы бывают равновесные и неравновесные. Если процесс проходит через равновесные состояния, то он называется **равновесным**. В реальных случаях все процессы являются **неравновесными**.

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

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

Уравнение состояния как для идеальных, как и для реальных газов описываются тремя параметрами по уравнению (1.9).

Уравнение состояния идеального газа можно вывести из молекулярно-кинетической теории или из совместного рассмотрения законов Бойля – Мариотта и Гей – Люссака. Это уравнение было выведено в 1834 г. французским физиком Клапейроном и для 1 кг массы газа имеет вид:

$$P \cdot v = R_T \cdot T, \quad (1.10)$$

где  $R_T$  – удельная газовая постоянная, представляющая работу 1 кг газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус, Дж/(кг·К);

$v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг.

Уравнение (1.10) называют термическим уравнением состояния или характеристическим уравнением газов.

Для произвольного количества газа массой  $m$  уравнение состояния будет иметь вид:

$$P \cdot V = m \cdot R_T \cdot T. \quad (1.11)$$

где  $V$  – геометрический объем, м<sup>3</sup>;

$m$  – масса газа, кг.

В 1874 г. Д.И. Менделеев, основываясь на законе Дальтона («**В равных объемах разных идеальных газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, содержится одинаковое количество молекул**»),

предложил универсальное уравнение состояния для 1 кг газа, которое называют уравнением Клапейрона – Менделеева:

$$P \cdot v = (R_{\mu} \cdot T) / \mu, \quad (1.11)$$

где  $\mu$  – молярная (молекулярная) масса газа, (кг/кмоль);

$R_{\mu} = 8314,2 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}) = 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$  – универсальная газовая постоянная, представляющая работу 1 киломоля идеального газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус.

Зная  $R_{\mu}$ , можно найти удельную газовую постоянную:  $R_{\Gamma} = R_{\mu} / \mu$ .

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

$$P \cdot V = (m \cdot R_{\Gamma} \cdot T) / \mu. \quad (1.12)$$

#### 1.4. Теплота и работа

Тела, участвующие в термодинамическом процессе, обмениваются энергией. Передача энергии от одного тела к другому происходит двумя способами.

Первый способ реализуется при непосредственном контакте тел, имеющих различную температуру, путем обмена кинетической энергией между молекулами соприкасающихся тел либо лучистым переносом внутренней энергии излучающих тел путем электромагнитных волн. При этом энергия передается от более нагретого тела к менее нагретому.

Количество энергии, переданной первым способом от одного тела к другому, называется количеством теплоты  $Q$  [Дж], а способ – передача энергии теплотой.

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

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

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

## 1.5. Внутренняя энергия

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

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

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

## 1.6. Первый закон термодинамики

**Первый закон термодинамики** является основой термодинамической теории и имеет огромное прикладное значение при исследовании термодинамических процессов. Этот закон является законом сохранения и превращения энергии: «Энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических процессах».

Для термодинамических процессов закон устанавливает взаимосвязь между теплотой, работой и изменением внутренней энергии термодинамической системы: «Теплота, подведенная к системе, расходуется на изменение энергии системы и совершение работы». Уравнение первого закона термодинамики для закрытых термодинамических систем имеет следующий вид:

$$Q = (U_2 - U_1) + L, \quad (1.13)$$

где  $Q$  – количество теплоты, подведенное (отведенная) к системе;  
 $L$  – работа, совершенная системой (над системой);  
 $(U_2 - U_1)$  – изменение внутренней энергии в данном процессе.

Если  $Q > 0$  – теплота подводится к системе;  
 $Q < 0$  – теплота отводится от системы;  
 $L > 0$  – работа совершается системой;  
 $L < 0$  – работа совершается над системой.

Для единицы массы вещества уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = Q / m = (u_2 - u_1) + l. \quad (1.14)$$

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

Первый закон термодинамики указывает, что для получения полезной работы  $L$  в непрерывно действующем тепловом двигателе надо подводить (затрачивать) теплоту  $Q$ .

Двигатель, постоянно производящий работу и не потребляющий никакой энергии, называется вечным двигателем первого рода. Из этого можно дать следующее определение первого закона термодинамики: «Вечный двигатель первого рода невозможен».

## 1.7. Теплоемкость газа

Истинная теплоемкость рабочего тела определяется отношением количества теплоты, подведенной (отведенной) к рабочему телу в термодинамическом процессе, к изменению температуры тела:

$$C = dQ / dT, \text{ [Дж/К]}. \quad (1.15)$$

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

Различают следующие удельные теплоемкости:

$$\text{– массовую – } c = C / m, \text{ [Дж/кг·К]}; \quad (1.16)$$

$$\text{– молярную – } c_\mu = C / \nu, \text{ [Дж/моль·К]}, \quad (1.17)$$

где  $\nu$  – количество вещества [моль];

$$\text{– объемную – } c' = C / V = c \cdot \rho, \text{ [Дж/(м}^3\text{·К)]}, \quad (1.18)$$

где  $\rho$  – плотность вещества,  $\rho = m / V$ .

Связь между этими теплоемкостями:

$$C = c' \cdot \nu = c_\mu / \mu, \quad (1.19)$$

где  $\nu = V/m$  – удельный объем вещества, [м<sup>3</sup>/кг];

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

Теплоемкость газов в большой степени зависит от тех условий, при которых происходит процесс их нагревания или охлаждения. Различают

теплоемкости при постоянном давлении (изобарный процесс) и при постоянном объеме (изохорный процесс).

Таким образом, различают следующие удельные теплоемкости:

–  $c_p, c_v$  – соответственно массовые изобарные и изохорные теплоемкости, Дж/(кг К);

–  $c_{p\mu}, c_{v\mu}$  – соответственно молярные изобарные и изохорные теплоемкости, Дж/(моль К);

–  $c'_p, c'_v$  – соответственно объемные изобарные и изохорные теплоемкости, Дж/(м<sup>3</sup>·К).

Между изобарными и изохорными теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$c_p - c_v = R \text{ (уравнение Майера);} \quad (1.20)$$

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = R_{\mu}. \quad (1.21)$$

Теплоемкость зависит от температуры. Если температура газа меняется в пределах 100 градусов, то теплоемкость можно принимать постоянной, не зависящей от температуры. Если температуры газа изменяются от 0 до 10000 градусов, то в этом случае теплоемкость зависит от температуры и может быть математически описана линейной зависимостью вида

$$c = c_0 + b \cdot t, \quad (1.22)$$

где  $c_0$  – теплоемкость газа при 0 °С;

$b$  – эмпирический коэффициент.

Средняя теплоемкость в этом случае определяется из интегрирования уравнения (1.22) по формуле

$$c_m = c_0 + b/2 (t_2 - t_1). \quad (1.23)$$

В том случае, если температуры изменяются в пределах больших, чем 10000 градусов, применяют ее математическое описание в виде полиномов  $n$ -й степени вида

$$c = c_0 + b \cdot t + d t^2 + \dots + z t^n. \quad (1.24)$$

В этом случае для обеспечения точности расчета средней теплоемкости используются формулы, которые даются в справочной литературе в виде таблицы как средние теплоемкости в интервале температур от 0 до  $t_x$ . Для определения средней теплоемкости в интервале температур от  $t_1$  до  $t_2$  можно использовать следующую формулу:

$$c|_{t_1}^{t_2} = (c|_0^{t_2} t_2 - c|_0^{t_1} t_1) / (t_2 - t_1). \quad (1.25)$$

## 1.8. Смесь идеальных газов

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

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

Газовая смесь подчиняется закону Дальтона: «Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь».

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i, \quad (1.26)$$

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

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

$$r_1 = V_1 / V_{\text{см}}; r_2 = V_2 / V_{\text{см}}; \dots r_n = V_n / V_{\text{см}}, \quad (1.27)$$

$$g_1 = m_1 / m_{\text{см}}; g_2 = m_2 / m_{\text{см}}; \dots g_n = m_n / m_{\text{см}}, \quad (1.28)$$

$$n_1' = \nu_1 / \nu_{\text{см}}; n_2' = \nu_2 / \nu_{\text{см}}; \dots n_n' = \nu_n / \nu_{\text{см}}, \quad (1.29)$$

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

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

$\nu_1; \nu_2; \dots \nu_n; \nu_{\text{см}}$  – количество вещества (киломолей) компонентов и смеси.

Для идеального газа по закону Дальтона

$$r_1 = n_1'; r_2 = n_2'; \dots r_n = n_n'. \quad (1.30)$$

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

то 
$$r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1, \quad (1.31)$$

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1. \quad (1.32)$$

Связь между объемными и массовыми долями следующая:

$$g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{\text{см}}; g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{\text{см}}; \dots g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{\text{см}}, \quad (1.33)$$

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

Средняя (кажущаяся) молекулярная масса смеси определяется по формуле:

$$\mu_{\text{см}} = \mu_1 r_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n. \quad (1.34)$$

Газовая постоянная смеси:

$$\begin{aligned} R_{\text{см}} &= g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n = \\ &= R_{\mu} (g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2 + \dots + g_n/\mu_n) = 1 / (r_1/R_1 + r_2/R_2 + \dots + r_n/R_n). \end{aligned} \quad (1.35)$$

Удельные массовые теплоемкости смеси:

$$c_{p \text{ см}} = g_1 c_{p1} + g_2 c_{p2} + \dots + g_n c_{pn}. \quad (1.36)$$

$$c_{v \text{ см}} = g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2} + \dots + g_n c_{vn}. \quad (1.37)$$

Удельные молярные (молекулярные) теплоемкости смеси:

$$c_{p\mu \text{ см}} = r_1 c_{p\mu 1} + r_2 c_{p\mu 2} + \dots + r_n c_{p\mu n}. \quad (1.38)$$

$$c_{v\mu \text{ см}} = r_1 c_{v\mu 1} + r_2 c_{v\mu 2} + \dots + r_n c_{v\mu n}. \quad (1.39)$$

## 1.9. Второй закон термодинамики

Первый закон термодинамики утверждает, что теплота может превращаться в работу, а работа в теплоту, и не устанавливает условий, при которых возможны эти превращения.

Превращение работы в теплоту происходит всегда полностью и безусловно. Обратный процесс превращения теплоты в работу при непрерывном её переходе возможен только при определенных условиях и не полностью. Теплота сама собой может переходить от более нагретых тел к холодным. Переход теплоты от холодных тел к нагретым сам собой не происходит. Для этого нужно затратить дополнительную энергию.

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

Первоначально ВЗТ трактовался учеными в виде аксиом. В связи с этим различными учеными было предложено несколько формулировок второго закона термодинамики. Формулировки ВЗТ:

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

2. «Вечный двигатель 2-го рода невозможен».

3. Вечный двигатель первого рода – это тепловой двигатель, у которого  $L > Q_1$ , где  $Q_1$  – подведенная теплота. Первый закон термодинамики «позволяет» создать тепловой двигатель, полностью превращающий подведенную теплоту  $Q_1$  в работу  $L$ , т.е.  $L = Q_1$ . Второй закон накладывает более

жесткие ограничения и утверждает, что работа должна быть меньше подведенной теплоты ( $L < Q_1$ ) на величину отведенной теплоты  $Q_2$ , т.е.  $L = Q_1 - Q_2$ .

4. Вечный двигатель 2-го рода можно осуществить, если теплоту  $Q_2$  передать от холодного источника к горячему. Но для этого теплота самопроизвольно должна перейти от холодного тела к горячему, что невозможно.

5. Формулировка Клаузиуса: «Теплота не может самопроизвольно переходить от более холодного тела к более нагретому». Для работы теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий и холодный.

6. Формулировка Карно: «Там, где есть разница температур, возможно совершение работы».

Современные формулировки ВЗТ связаны с такой математической функцией, как энтропия, и основаны на 2 принципах: 1) принцип существования энтропии для обратимых процессов; 2) принцип возрастания энтропии для необратимых процессов.

## 1.10. Энтропия

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

$$dS = dQ / T, \text{ [Дж/К]}, \quad (1.40)$$

или, для удельной энтропии:

$$ds = dq / T, \text{ [Дж/(кг·К)]}. \quad (1.41)$$

Энтропия есть однозначная функция состояния тела, принимающая для каждого состояния вполне определенное значение. Она является экстенсивным (зависит от массы вещества) параметром состояния и в любом термодинамическом процессе полностью определяется начальным и конечным состоянием тела и не зависит от пути протекания процесса.

Энтропию можно определить как функцию основных параметров состояния:

$$S = f_1(P, V); S = f_2(P, T); S = f_3(V, T); \quad (1.42)$$

или для удельной энтропии:

$$s = f_1(P, v); s = f_2(P, T); s = f_3(v, T). \quad (1.43)$$

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

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1); \quad (1.44)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1); \quad (1.45)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(P_2/P_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1). \quad (1.46)$$

Если энтропия системы возрастает ( $\Delta s > 0$ ), то системе подводится тепло. Если энтропия системы уменьшается ( $\Delta s < 0$ ), то от системы отводится тепло. Если энтропия системы не изменяется ( $\Delta s = 0, s = \text{const}$ ), то к системе не подводится и не отводится тепло (адиабатный процесс).

### 1.11. Цикл Карно

Циклом Карно называется круговой цикл, состоящий из двух изотермических и двух адиабатных процессов. Обратимый цикл Карно в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах показан на рис.1.1.

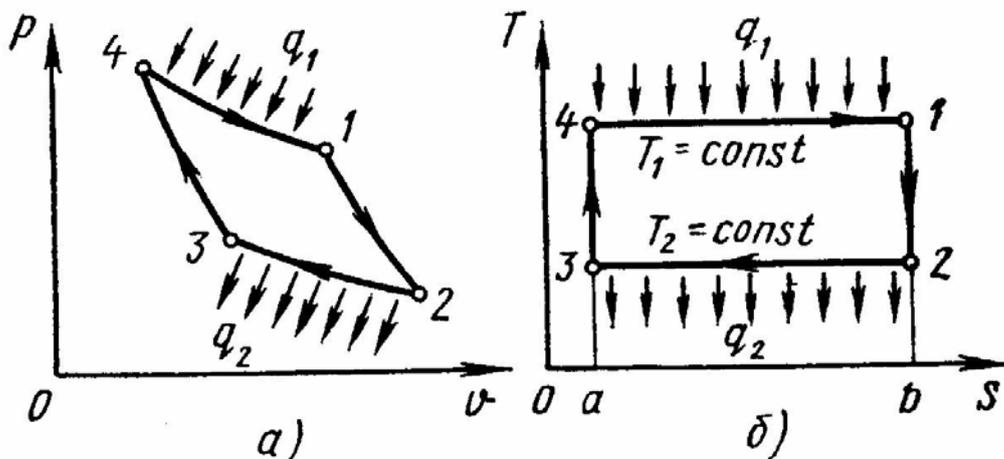


Рис. 1.1. Обратимый цикл Карно в  $p, v$ - (а) и  $T, s$ - (б) диаграммах

В цикле Карно: 1-2 – обратимое адиабатное расширение при  $s_1 = \text{const}$ . Температура уменьшается от  $T_1$  до  $T_2$ .

2-3 – изотермическое сжатие; в этом процессе происходит отвод теплоты  $q_2$  к холодному источнику от рабочего тела.

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

4-1 – изотермическое расширение; осуществляется подвод теплоты  $q_1$  от горячего источника к рабочему телу.

Основной характеристикой любого цикла является термический коэффициент полезного действия (к.п.д.). Для цикла Карно термический коэффициент определяется по формулам

$$\eta_t = L_{\text{ц}} / Q_{\text{ц}}, \quad (1.47)$$

или

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1. \quad (1.48)$$

$$\eta_t = (T_1 - T_2) / T_1. \quad (1.49)$$

## 1.12. Термодинамические процессы

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

К основным термодинамическим процессам относятся: изохорный, изотермический, изобарный и адиабатный.

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

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

$$\Delta u = (u_2 - u_1) = c_{vm}|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{vm}|_0^{t_1} \cdot t_1, \quad (1.50)$$

или, при постоянной теплоемкости:

$$\Delta U = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.51)$$

- вычисляется работа:

$$l = P \cdot (V_2 - V_1) = R \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.52)$$

- определяется количество теплоты, участвующее в процессе:

$$q = c_x \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.53)$$

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

$$\Delta h = (h_2 - h_1) = c_{pm}|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{pm}|_0^{t_1} \cdot t_1, \quad (1.54)$$

или, при постоянной теплоемкости:

$$\Delta h = c_p \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.55)$$

- определяется изменение энтропии:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1); \quad (1.56)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1); \quad (1.57)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1). \quad (1.58)$$

Все термодинамические процессы при исследовании рассматриваются как обратимые.

Рассмотрим каждый процесс по отдельности в соответствии с приведенной методикой.

### 1.12.1. Изопроцессы идеального газа

#### 1. Изохорный процесс (рис.1.2)

$$V = \text{const}, V_2 = V_1. \quad (1.59)$$

Уравнение состояния процесса:

$$P_2 / P_1 = T_2 / T_1. \quad (1.60)$$

Так как  $V_2 = V_1$ , то полезная работа  $l = 0$  и уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = \Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1). \quad (1.61)$$

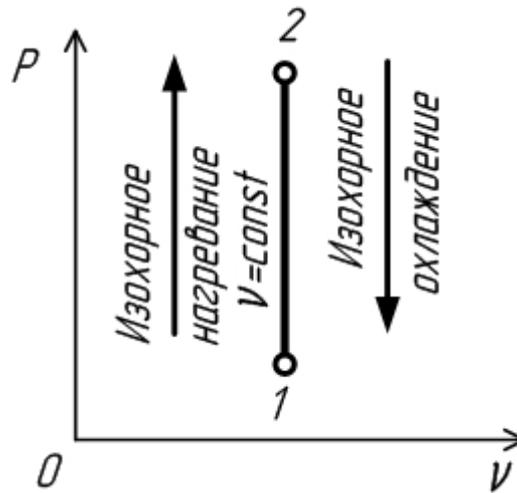


Рис. 1.2. Изохорный процесс

#### 2. Изобарный процесс (рис. 1.3)

$$P = \text{const}, P_2 = P_1.$$

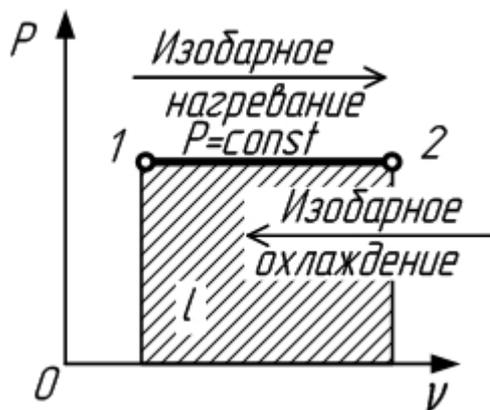


Рис. 1.3. Изобарный процесс идеального газа

Уравнение состояния процесса:

$$P_2 / P_1 = T_2 / T_1. \quad (1.62)$$

Работа этого процесса:

$$l = P \cdot (V_2 - V_1). \quad (1.63)$$

Уравнение 1-го закона термодинамики имеет вид:

$$q = \Delta u + l = c_p \cdot (t_2 - t_1). \quad (1.64)$$

### 3. Изотермический процесс (рис. 1.4)

$$T = \text{const}, T_2 = T_1.$$

Уравнение состояния:

$$P_1 / P_2 = V_2 / V_1. \quad (1.65)$$

Так как  $T_2 = T_1$ , то  $\Delta u = 0$  и уравнение первого закона термодинамики будет иметь вид:

$$q = l = R \cdot T \cdot \ln(V_2 / V_1), \quad (1.66)$$

или

$$q = l = R \cdot T \cdot \ln(P_1 / P_2). \quad (1.67)$$

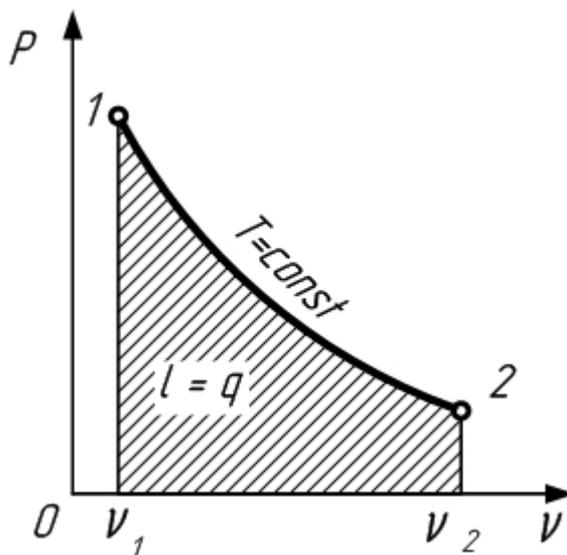


Рис. 1.4. Изотермический процесс идеального газа

### 4. Адиабатный процесс (рис.1.5)

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

Уравнение состояния:

$$P \cdot V^k = \text{const}, \quad (1.68)$$

где  $k = c_p / c_v$  – показатель адиабаты.

Уравнение первого закона термодинамики будет иметь вид:

$$l = -\Delta u = -c_v \cdot (t_2 - t_1) = c_v \cdot (t_1 - t_2), \quad (1.69)$$

или

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (k - 1); \quad (1.70)$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (V_1 / V_2)^{k-1}] / (k - 1); \quad (1.71)$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2 / P_1)^{(k-1)/k}] / (k - 1). \quad (1.72)$$

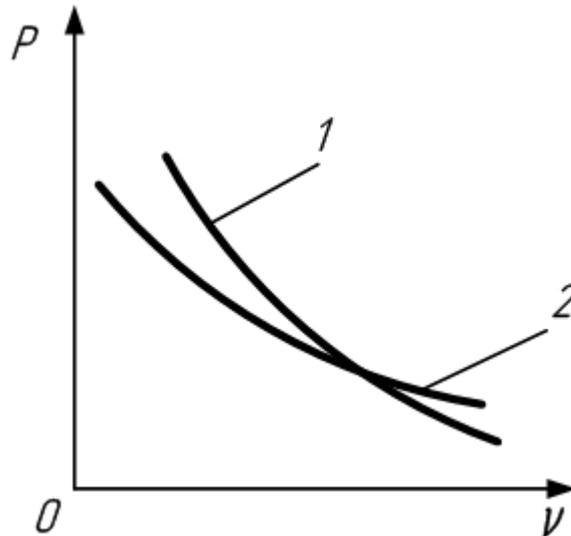


Рис. 1.5. Взаимное расположение адиабаты и изотермы идеального газа в  $p, v$ -диаграмме

### 5. Политропный процесс (рис. 1.6).

Политропным процессом называется процесс, все состояния которого удовлетворяют условию

$$P \cdot V^n = \text{const}, \quad (1.73)$$

где  $n$  – показатель политропы, величина, постоянная для данного процесса.

Изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный процессы являются частными случаями политропного процесса (рис.1.6):

- при  $n = \pm \infty$ ,  $V = \text{const}$  (изохорный процесс);
- $n = 0$ ,  $P = \text{const}$  (изобарный процесс);
- $n = 1$ ,  $T = \text{const}$  (изотермический процесс);
- $n = k$ ,  $Q = \text{const}$  (адиабатный процесс).

Работа политропного процесса определяется аналогично, как при адиабатном процессе:

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (n - 1); \quad (1.74)$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (V_1 / V_2)^{n-1}] / (n - 1); \quad (1.75)$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2 / P_1)^{(n-1)/n}] / (n - 1). \quad (1.76)$$

Теплота процесса:

$$q = c_n (T_2 - T_1), \quad (1.77)$$

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

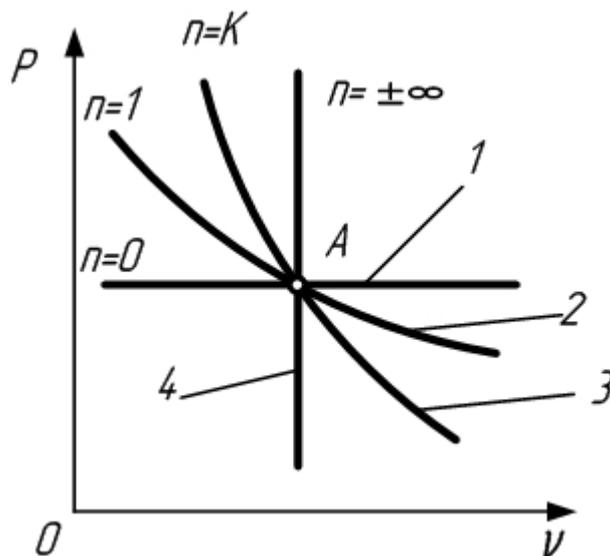


Рис. 1.6. Политропные процессы идеального газа:  
1 – изобара; 2 – изотерма; 3 – адиабата; 4 – изохора

### 1.13. Термодинамические циклы

#### 1.13.1. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания подразделяют на три группы:

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

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

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

$$\varepsilon = V_1 / V_2; \quad (1.78)$$

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

$$\lambda = P_3 / P_2; \quad (1.79)$$

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

$$\rho = V_3 / V_2. \quad (1.80)$$

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

Диаграмма реального двигателя представлена на рис.1.7.

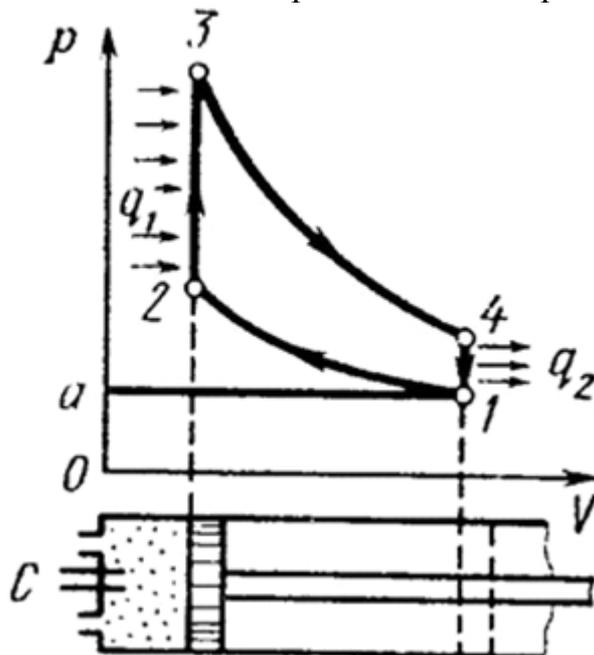


Рис. 1.7. Цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме

Карбюраторный ДВС работает следующим образом:

В процессе а-1 (1 такт) в цилиндр через всасывающий клапан поступает смесь воздуха и пары горючего;

1-2 (2 такт) – адиабатное сжатие рабочего тела;

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

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

Точка 4 – открывается выхлопной клапан, и отработанные газы покидают цилиндр, давление цилиндра падает (отводится тепло  $q_2$ ).

4-1 (4 такт) – выпуск, происходит выталкивание оставшихся в цилиндре газов.

Затем цикл повторяется.

Описанный цикл является необратимым (из-за наличия трения, химических реакций в рабочем теле, теплообмена при конечной разности температур и т.п.).

Для анализа теории тепловых машин используются термодинамические циклы. Термодинамика идеального цикла карбюраторного ДВС (цикла Отто) показана на рис.1.8.

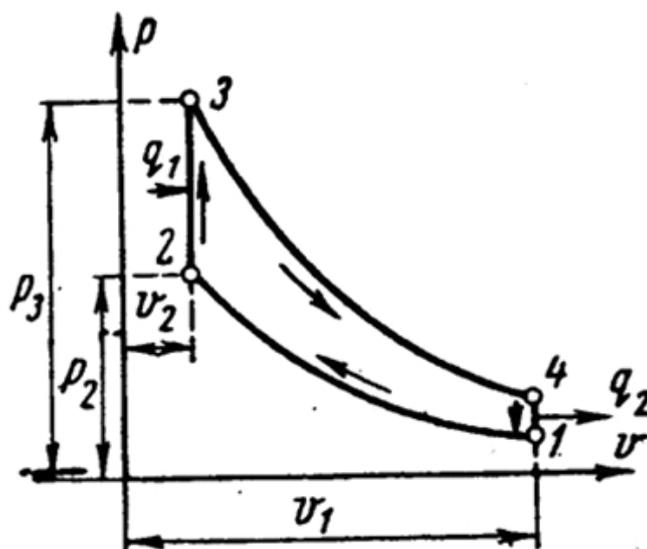


Рис. 1.8. Цикл Отто

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

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}, \quad (1.81)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия (основной показатель работы двигателя; чем выше  $\varepsilon$ , тем выше экономичность ДВС);

$k$  – показатель адиабаты.

2. Идеальный цикл ДВС с комбинированным (смешанным) подводом теплоты (цикл Тринклера) при постоянном объеме (безкомпрессорные дизели). Диаграмма цикла показана на рис.1.9.

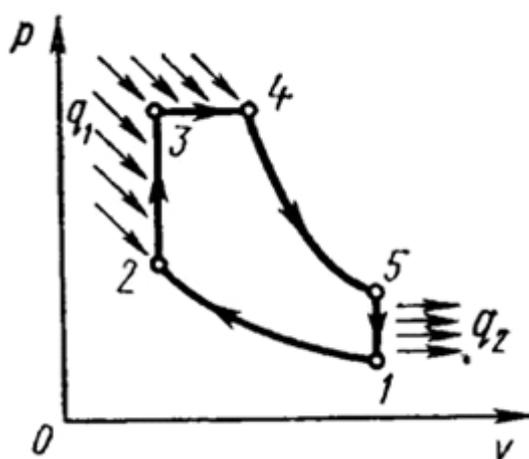


Рис. 1.9. Цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты

В цикле:

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

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

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

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

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

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

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)}, \quad (1.82)$$

Цикл двигателей с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля) не является циклом, имитирующим работу дизельного двигателя, и широкого применения не нашел. Современные дизельные двигатели внутреннего сгорания работают по циклу Тринклера.

### 1.13.2. Компрессоры. Циклы компрессорных машин

Сжатый воздух получается с помощью различного типа компрессоров. Компрессоры низкого давления называют вентиляторами и применяют для перемещения и подачи воздуха в калориферы сушильных установок, воздухоподогреватели, топки, а также для преодоления сопротивления движению газов с целью обеспечения тягодутьевого режима в различных установках.

По принципу устройства и работы компрессоры делятся на две группы – **объемные и лопаточные**. Объемные компрессоры подразделяются на **поршневые и ротационные**, а лопаточные – на **центробежные и осевые** (аксиальные). Несмотря на конструктивные различия, термодинамические принципы их работы аналогичны между собой.

Объемный компрессор – это компрессор статического сжатия, которое происходит в нем вследствие уменьшения объема, в котором заключен газ.

**Одноступенчатый поршневой компрессор.** На рис.1.10,а показана принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора. Коленчатый вал компрессора приводится во вращение от электродвигателя или от поршневого двигателя внутреннего сгорания. При движении поршня от ВМТ к НМТ в цилиндр с охлаждаемой рубашкой через автоматически открывающийся клапан  $A$  из окружающей среды всасывается газ. Нагнетание

тательный клапан  $B$  закрыт под действием давления газов в резервуаре, которое больше атмосферного. При обратном движении поршня от НМТ к ВМТ газ начинает сжиматься, давление его увеличивается, и всасывающий клапан закрывается. Процесс сжатия продолжается до тех пор, пока давление в цилиндре не станет равным (практически несколько больше) давлению в резервуаре. Тогда клапан  $B$  открывается, и начинается процесс нагнетания сжатого газа в резервуар до тех пор, пока поршень не придет в ВМТ.

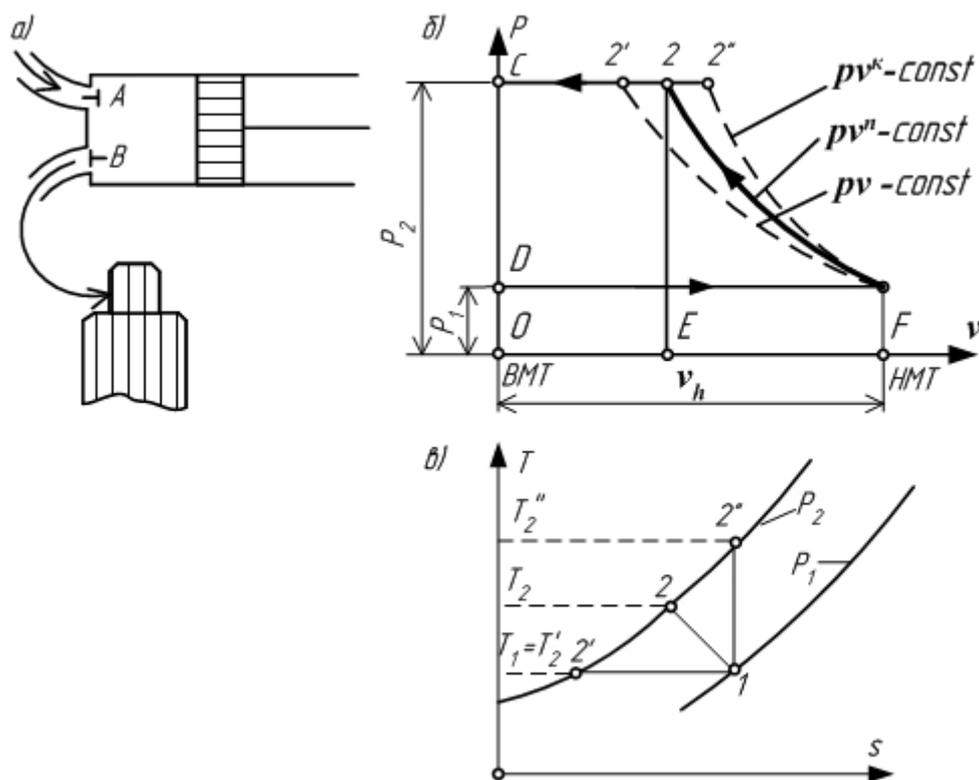


Рис. 1.10. Одноступенчатый поршневой компрессор:  
 а – схема работы; б – теоретическая индикаторная диаграмма;  
 в – процесс сжатия в  $T,s$ -диаграмме

Рассмотрим рабочий процесс в  $P,V$ -координатах для идеального одноступенчатого компрессора (идеального в том смысле, что в нем не учитываются потери на трение, а утечки газа и объем вредного пространства (объем между крышкой цилиндра и днищем поршня при его положении в ВМТ) принимаются равными нулю, т.е. на рис.1.10,б положение ВМТ будет совпадать с осью ординат). Обозначим:  $V_h$  – рабочий (полезный) объем цилиндра;  $P_1$  – давление окружающей среды;  $P_2$  – давление газа в резервуаре; процессы:  $D-1$  – всасывание;  $1-2$  – сжатие;  $2-C$  – нагнетание.

С началом нового хода поршня снова открывается всасывающий клапан, давление в цилиндре падает от  $P_2$  до  $P_1$  теоретически мгновенно, т.е. по вертикали  $C-D$ , и рабочий процесс повторяется, завершаясь, таким образом, за два последовательных хода поршня. Следовательно, компрес-

сор представляет собой двухтактную машину. Площадь теоретической индикаторной диаграммы  $D-1-2-C$ , которая графически изображает круговой процесс, измеряет работу, расходуемую компрессором за один оборот его вала.

Цикл компрессора называется циклом условно, так как всасывание и нагнетание не являются термодинамическими процессами, поскольку они происходят при переменном количестве газа.

Как следует из рис. 1.10б, наиболее выгодным процессом сжатия по затрате работ извне для привода компрессора является изотермический процесс  $1-2'$ . В этом случае соблюдаются также идеальные условия для сохранения качества смазочных масел (вязкость, температура вспышки и др.). Однако изотермическое сжатие газа в компрессоре практически неосуществимо, и кривая сжатия обычно располагается между изотермой и адиабатой и может быть принята за политропу с показателем  $n = 1,2-1,25$ . Чем интенсивнее будет охлаждение газа при сжатии (чаще всего водой, проходящей через рубашку компрессора), тем больше будет политропа сжатия  $1-2$  отклоняться от адиабаты  $1-2''$  в сторону изотермы  $1-2'$ . С уменьшением теплообмена показатель  $n$  увеличивается. Очевидно также, что с увеличением  $n$  при одном и том же отношении  $P_2/P_1$  конечная температура сжатого газа  $T_2$  будет возрастать по закону:

$$T_1^n \cdot P_1^{1-n} = T_2^n \cdot P_2^{1-n}, \quad (1.83)$$

или 
$$P_2 = P_1(T_2/T_1)^{n/(n-1)}. \quad (1.84)$$

Например, при  $P_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 16^\circ\text{C}$  и конечной температуре  $t_2 = 160^\circ\text{C}$  при адиабатном сжатии давление воздуха можно увеличить в 4 раза, а при политропном ( $n = 1,2$ ) – в 10 раз. То есть конечное давление сжатия  $P_2$  зависит от характера процесса сжатия, и чем меньше показатель политропы сжатия (при его стремлении к 1), тем большее давление будет достигаться. При этом наименьшая работа, потребляемая на сжатие, будет при изотермическом процессе. Наиболее невыгодным процессом является адиабатное сжатие.

Абсолютное значение работы  $L_0$ , затрачиваемой на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом идеальном компрессоре, может быть подсчитано так:

$$L_0 = L_{\text{сж}} + L_{\text{нагн}} - L_{\text{всас}} = \int P dv + P_2 v_2 - P_1 v_1. \quad (1.85)$$

По смыслу работы  $L_0$ ,  $L_{\text{сж}}$ ,  $L_{\text{нагн}}$  являются отрицательными, а работа процесса всасывания  $L_{\text{всас}}$  – положительной, так как на ее совершение энергия не затрачивается (трение отсутствует), и сопротивление воздуха, находящегося справа под поршнем при ходе всасывания, не учитывается, ибо не принимается также во внимание положительная работа этого воздуха при сжатии и нагнетании.

В зависимости от характера процесса сжатия  $\int Pdv$  имеет значения:

– для изотермического процесса:

$$L^T = P_1 V_1 \cdot \ln(P_1/P_2); \quad (1.86)$$

– для адиабатного процесса:

$$L^{\text{ад}} = (1/(k-1)) \cdot (P_1 V_1 - P_2 V_2); \quad (1.87)$$

– для политропного процесса:

$$L^{\text{пол}} = (1/(n-1)) \cdot (P_1 V_1 - P_2 V_2). \quad (1.88)$$

Чтобы не иметь дело с отрицательными величинами при подсчете работы сжатия, формулы (1.86)–(1.88) записывают следующим образом:

$$L^T = P_1 V_1 \cdot \ln(P_2/P_1); \quad (1.89)$$

$$L^{\text{ад}} = (1/(k-1)) \cdot (P_2 V_2 - P_1 V_1); \quad (1.90)$$

$$L^{\text{пол}} = (1/(n-1)) \cdot (P_2 V_2 - P_1 V_1). \quad (1.91)$$

Тогда теоретическая работа компрессора, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа, при изотермическом процессе сжатия выразится равенством:

$$L^T_0 = P_1 V_1 \cdot \ln(P_2/P_1); \quad (1.92)$$

– при адиабатическом процессе сжатия:

$$L^{\text{ад}}_0 = (k/(k-1)) \cdot P_1 V_1 [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1]; \quad (1.93)$$

– при политропном процессе сжатия:

$$L^{\text{пол}}_0 = (n/(n-1)) \cdot P_1 V_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]. \quad (1.94)$$

При уменьшении производительности компрессора с увеличением давления сжатого воздуха и ухудшении при этом условий смазки из-за повышения температуры  $T_2$  одноступенчатый компрессор становится непригодным для получения сжатого газа высокого давления. Обычно одноступенчатые компрессоры применяют для получения сжатого газа давлением не выше 0,8–1 МПа. При необходимости иметь сжатый газ более высокого давления используют многоступенчатые компрессоры.

**Многоступенчатый поршневой компрессор.** В многоступенчатых компрессорах сжатие газов осуществляется последовательно в нескольких цилиндрах (до семи) с промежуточным охлаждением после каждого цилиндра в специальных холодильниках. При таком принципе работы сжатие газа в каждом цилиндре возможно при допустимом температурном режиме, обеспечивающем благоприятные условия смазки. В промежуточных холодильниках после каждого цилиндра газ охлаждают при постоянном давлении, равном давлению конечного сжатия в соответствующей ступени.

Рассмотрим в качестве примера работу трехступенчатого поршневого компрессора, схема которого приведена на рис.1.11, а рабочий процесс в  $P, V$ - и  $T, S$ -координатах (для идеального компрессора) – на рис.1.12.

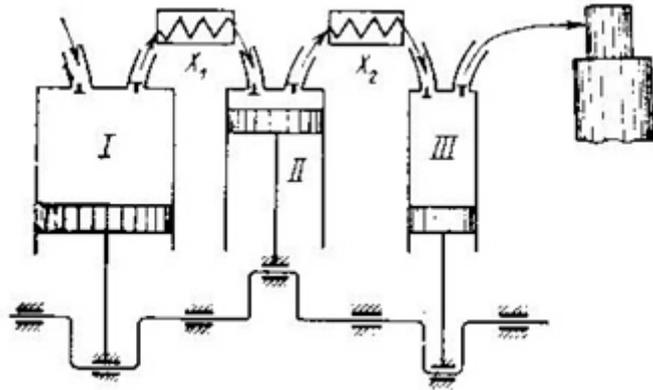


Рис. 1.11. Принципиальная схема трехступенчатого поршневого компрессора: I, II, III – ступени компрессора;  $x_1, x_2$  – промежуточные холодильники

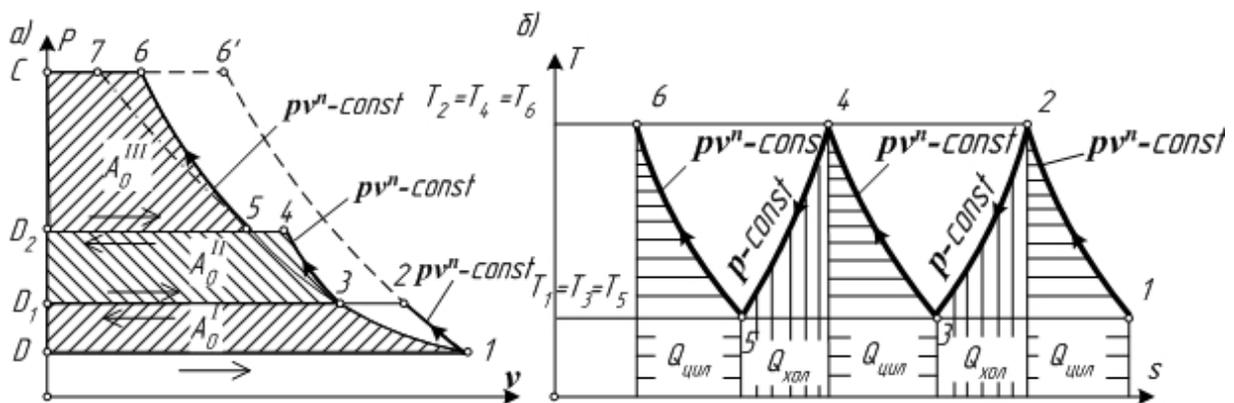


Рис. 1.12. Теоретическая индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора (а) и процесс сжатия в  $Ts$ -диаграмме (б)

Газ всасывается в цилиндр низкого давления (процесс  $D-1$  на рис.1.12), сжимается по политропе  $1-2$  до давления  $P_2$  и нагнетается в промежуточный холодильник  $x_1$ , где при постоянном давлении  $P_2$  охлаждается вследствие отдачи теплоты воде, омывающей змеевик. Из промежуточного холодильника сжатый газ при том же давлении  $P_2$  всасывается во вторую ступень. Конечный объем всасывания  $V_3 < V_2$ ; так как  $P_2 = \text{const}$ , а  $T_3 < T_2$ . Во второй ступени газ сжимается по политропе до давления  $P_4$  (процесс  $3-4$ ), нагнетается при этом давлении во второй промежуточный холодильник  $x_2$  и оттуда поступает в третью ступень, где и сжимается до конечного заданного давления  $P_6$  (процесс  $5-6$ ) и нагнетается в резервуар.

Работу многоступенчатого компрессора стремятся организовать так, чтобы обеспечивались следующие три условия:

1) полное охлаждение газа во всех холодильниках, т.е. температуру газа доводят до начальной температуры  $T_1$ , которую он имел при входе в первую ступень ( $T_1 = T_3 = T_5$ );

2) одинаковая конечная температура сжатия газа во всех ступенях, обеспечивающая во всех цилиндрах надежные условия смазки ( $T_2 = T_4 = T_6$ );

3) одинаковые показатели политроп сжатия во всех цилиндрах, т.е.  $n^I = n^{II} = n^{III} = n$ .

При выполнении этих условий перепады давлений (отношение конечного давления к начальному) во всех ступенях одинаковы, т.е.  $P_2/P_1 = P_4/P_3 = P_6/P_5$ .

Для определения общей работы, затрачиваемой на привод многоступенчатого компрессора, необходимо просуммировать работы, затрачиваемые на сжатие газа по отдельным ступеням. Нетрудно показать, что при выполнении трех указанных условий  $A^I_0 = A^{II}_0 = A^{III}_0$  будет выполняться.

В соответствии с формулой (1.94) имеем:

$$A^I_0 = (n/(n-1)) \cdot P_1 V_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1] = (n/(n-1)) \cdot RT_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (1.95)$$

$$A^{II}_0 = (n/(n-1)) \cdot P_3 V_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1] = (n/(n-1)) \cdot RT_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (1.96)$$

$$A^{III}_0 = (n/(n-1)) \cdot P_5 V_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1] = (n/(n-1)) \cdot RT_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1]. \quad (1.97)$$

Так как правые части уравнений равны, то  $A^I_0 = A^{II}_0 = A^{III}_0$ , что и требовалось доказать. Тогда теоретическая работа  $m$  ступенчатого компрессора, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа, будет определяться произведением  $m \cdot A_0$ .

Теоретическая мощность  $N_0$  (Вт), затрачиваемая на привод компрессора, может быть определена по равенству

$$N_0 = M \cdot m \cdot A_0, \quad (1.98)$$

где  $M$  – производительность компрессора, кг/с;

$A_0$  – теоретическая работа на сжатие 1 кг газа в одной ступени, Дж/кг;

$m$  – число ступеней компрессора.

Для определения действительной (эффективной) мощности  $N_e$ , необходимой для привода компрессора, нужно знать потери работы на преодоление сопротивлений клапанов и трубопроводов и на трение в соприкасающихся частях компрессора, которые учитываются механическим КПД:

$$N_e = N_0 / \eta_m = M \cdot m \cdot A_0 / \eta_m. \quad (1.99)$$

Для поршневого компрессора механический КПД изменяется в пределах от 0,8–0,9.

**Лопаточный компрессор.** В отличие от объемного лопаточный компрессор – это компрессор динамического сжатия. Они бывают двух видов: *центробежные и осевые (аксиальные)*.

**Центробежный многоступенчатый компрессор** (нагнетатель) рассчитан на подачу газов давлением до  $0,8 \div 1$  МПа. Принцип его работы

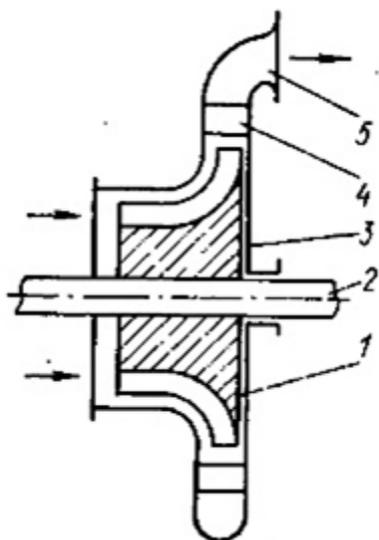


Рис. 1.13. Принципиальная схема центробежного компрессора:  
1 – рабочее колесо; 2 – вал;  
3 – корпус; 4 – лопаточный аппарат; 5 – патрубок

(рис. 1.13) следующий. Рабочее колесо 1 с радиально направленными каналами укреплено на валу 2 и вращается с помощью двигателя в корпусе 3. Воздух или газ, поступающий в каналы рабочего колеса, отбрасывается центробежной силой к периферии и попадает в лопаточный аппарат 4, лопатки которого образуют расширяющиеся каналы. В этих каналах вследствие уменьшения скорости воздуха (газа) повышается его давление. Далее сжатый воздух через напорный патрубок 5 поступает в нагнетательный трубопровод. По описанному принципу работают и центробежные вентиляторы, приводимые электродвигателями и создающие избыточное давление до 12 кПа.

Обычно в центробежных нагнетателях выходное сечение подбирается так, чтобы скорости газа на входе  $w_1$  и на выходе  $w_2$  были одинаковы. В этом случае теоретическая работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в идеальном центробежном компрессоре, т.е. в таком, где отсутствует теплообмен с окружающей средой (потери теплоты через стенки равны нулю), может быть определена по уравнению (1.13).

На практике необходимо затрачивать большую работу, чем при адиабатном сжатии. Температура газов на выходе из нагнетателя будет всегда больше, чем в адиабатном процессе, за счет перехода работы трения в теплоту, повышающую конечную температуру воздуха.

Показатель политропы сжатия  $n = 1,5 - 1,55$ , что больше показателя адиабаты.

**Осевой компрессор** (рис. 1.14, а) рассчитан на подачу сжатого газа давлением до  $0,4-0,5$  МПа. КПД его выше, чем у центробежного нагнетателя, и может достигать 85–90 %. В то же время осевые компрессоры обладают большой производительностью, малыми радиальными размерами и массой. Эти преимущества осевых компрессоров обусловили их широкое применение в газотурбинных установках, и, в частности, в воздушно-реактивных двигателях.

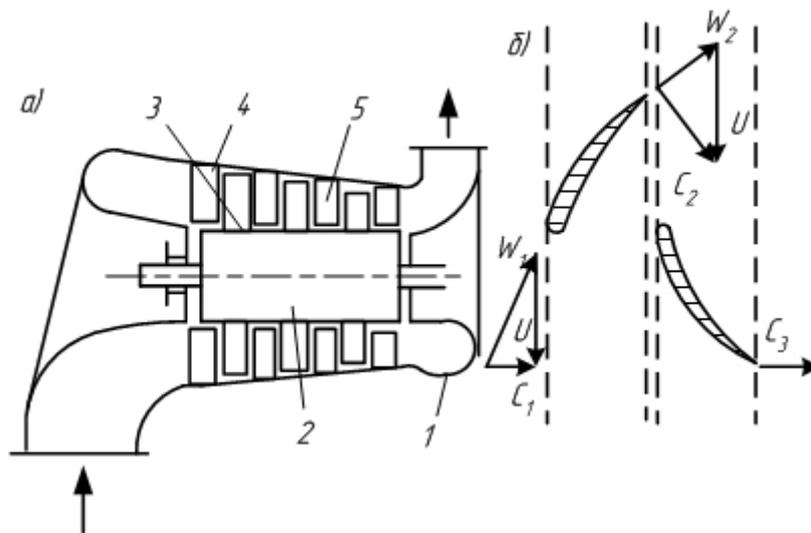


Рис. 1.14. Схема осевого компрессора (а) и профиль рабочих и спрямляющих лопаток (б):  
 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – рабочие лопатки; 4 – входной направляющий венец лопаток; 5 – спрямляющие лопатки;  $u$  – окружная скорость;  $w_1, w_2$  – относительные скорости на входе в межлопаточные каналы рабочих лопаток и спрямляющего аппарата;  $c_1, c_2, c_3$  – абсолютные скорости на входе в межлопаточные каналы рабочих лопаток и на выходе из спрямляющего аппарата

Осевой компрессор состоит из корпуса 1, внутри которого вращается ротор 2. На нем укреплено несколько рядов рабочих лопаток 3. Перед первым рядом рабочих лопаток на корпусе укреплены неподвижные лопатки направляющего аппарата 4, а после каждого ряда рабочих лопаток – неподвижные лопатки спрямляющего аппарата 5.

Каждый ряд рабочих лопаток в совокупности со следующим за ним спрямляющим аппаратом составляет одну ступень повышения давления. Число ступеней может достигать до 15–20. Профиль рабочих и спрямляющих лопаток выбирают так, что при прохождении через межлопаточные каналы рабочих лопаток воздух получает от ротора механическую энергию и скорость его возрастает, а при прохождении через спрямляющий аппарат скорость воздуха уменьшается, вследствие чего возрастает его давление. Это иллюстрируется треугольниками скоростей на рис. 1.14 б.

Поскольку воздух (газ) в таких компрессорах проходит вдоль их оси, то они и получили название осевых, или аксиальных, компрессоров.

Недостатком осевых компрессоров является сложность их конструкций, обусловленная необходимостью тщательного выполнения профилей лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов.

## 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

### 2.1. Основные понятия и определения теории теплообмена

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

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

**Теплопроводность** – это процесс передачи теплоты при непосредственном контакте тел или частиц тел имеющих различные температуры друг с другом и представляет собой молекулярный процесс передачи теплоты. При нагревании тела, кинетическая энергия его молекул возрастает, и частицы более нагретой части тела, сталкиваясь с соседними молекулами, сообщают им часть своей кинетической энергии.

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

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

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

Совокупность всех трех видов теплообмена называется **сложным теплообменом**.

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

Процесс переноса теплоты может сопровождаться переносом вещества (массообмен). Например, испарение воды в воздух, движение жидкостей или газов в трубопроводах и т.д. Тогда процесс теплообмена усложняется, так как теплота дополнительно переносится с массой движущегося вещества.

## 2.2. Теплопроводность

### 2.2.1. Температурное поле. Уравнение теплопроводности

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

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2.1)$$

где  $t$  – температура тела;  
 $x, y, z$  – координаты точки;  
 $\tau$  – время.

Такое температурное поле называется **нестационарным** ( $\partial t / \partial \tau \neq 0$ ), т.е. оно соответствует неустановившемуся тепловому режиму теплопроводности. Если температура тела – функция только координат и не изменяется с течением времени, то температурное поле называется стационарным:

$$t = f(x, y, z), \quad \partial t / \partial \tau = 0. \quad (2.2)$$

Уравнение двухмерного температурного поля:  
– для нестационарного режима:

$$t = f(x, y, \tau), \quad \partial t / \partial z = 0, \quad (2.3)$$

– для стационарного режима:

$$t = f(x, y), \quad \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau = 0. \quad (2.4)$$

Уравнение одномерного температурного поля:  
– для нестационарного режима:

$$t = f(x, \tau); \quad \partial t / \partial y = \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau \neq 0; \quad (2.5)$$

– для стационарного режима:

$$t = f(x); \quad \partial t / \partial y = \partial t / \partial z = 0; \quad \partial t / \partial \tau = 0. \quad (2.6)$$

**Изотермической поверхностью** называется поверхность тела с одинаковыми температурой.

Рассмотрим две изотермические поверхности (рис. 2.1) с температурами  $t$  и  $(t + \Delta t)$ . Градиентом температуры называют предел отношения изменения температуры  $\Delta t$  к расстоянию между изотермами по нормали  $\Delta n$ , когда  $\Delta n$  стремится к нулю:

$$\text{grad } t = |\text{grad } t| = \lim[\Delta t / \Delta n]_{\Delta n \rightarrow 0} = \partial t / \partial n. \quad (2.7)$$

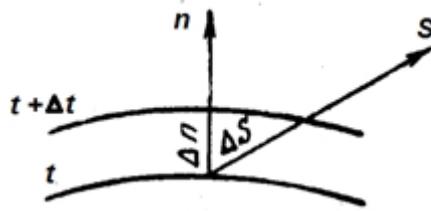


Рис. 2.1. К определению градиента температуры

**Температурный градиент** – это вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной температуры  $t$  по нормали  $n$ :

$$\text{grad } t = \partial t / \partial n. \quad (2.8)$$

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

Тепловой поток, проходящий через единицу площади, называют **плотностью теплового потока**  $q = Q / F$ , [Вт/м<sup>2</sup>].

Для твердого тела уравнение теплопроводности подчиняется закону Фурье: «**Тепловой поток, передаваемая теплопроводностью, пропорциональна градиенту температуры и площади сечения, перпендикулярного направлению теплового потока**».

$$Q = -\lambda \cdot F \cdot \partial t / \partial n, \quad (2.9)$$

или

$$q = -\lambda \cdot \partial t / \partial n = -\lambda \cdot \text{grad } t, \quad (2.10)$$

где  $q$  – вектор плотности теплового потока;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, [Вт/(м·К)].

Численное значение вектора плотности теплового потока:

$$q = -\lambda \cdot \partial t / \partial n = -\lambda \cdot |\text{grad } t|, \quad (2.11)$$

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

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

2.2. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку  
 1. Однородная плоская стенка (рис.2.2)

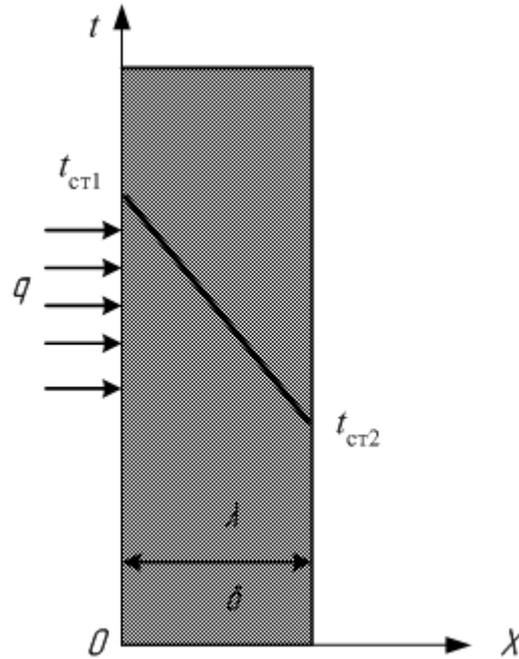


Рис.2.2. Однородная плоская стенка

Температуры поверхностей стенки –  $t_{ct1}$  и  $t_{ct2}$ .

Плотность теплового потока:

$$q = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial x} = -\lambda \cdot (t_{ct2} - t_{ct1}) / (x_{ct2} - x_{ct1}), \quad (2.12)$$

или

$$q = \lambda \cdot (t_{ct2} - t_{ct1}) / (x_{ct2} - x_{ct1}) = \lambda \Delta t / \Delta x, \quad (2.13)$$

где  $\Delta t$  – температурный напор, °С;

$\Delta x = \delta$  – толщина стенки, м.

Тогда

$$q = (\lambda / \delta) \cdot (t_{ct1} - t_{ct2}) = (\lambda / \delta) \cdot \Delta t. \quad (2.14)$$

Если  $R = \delta / \lambda$  – **термическое сопротивление** теплопроводности стенки [(м<sup>2</sup>·К)/Вт], то плотность теплового потока:

$$q = (t_{ct1} - t_{ct2}) / R. \quad (2.15)$$

Общее количество теплоты, которое передается через поверхность  $F$  за время  $\tau$ , определяется так:

$$Q = q \cdot F \cdot \tau = (t_{ct1} - t_{ct2}) / R \cdot F \cdot \tau. \quad (2.16)$$

Температура тела в точке с координатой  $x$  находится по формуле:

$$t_x = t_{ct1} - (t_{ct1} - t_{ct2}) \cdot x / \delta. \quad (2.17)$$

## 2. Многослойная плоская стенка

Рассмотрим 3-слойную стенку (рис. 2.3). Температура наружных поверхностей стенок  $t_{ст1}$  и  $t_{ст2}$ , коэффициенты теплопроводности слоев  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$ , толщина слоев  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_3$ .

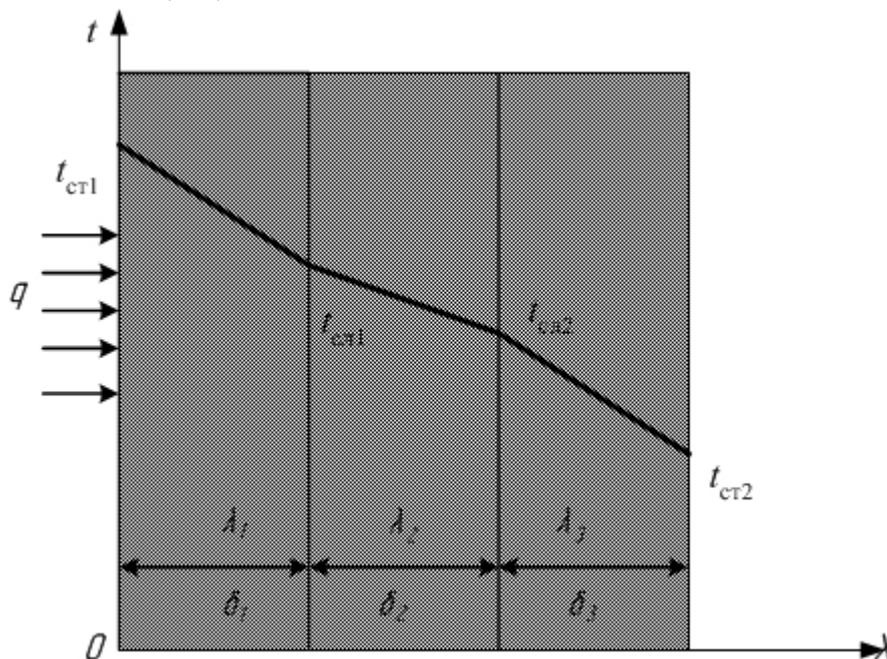


Рис. 2.3. Многослойная плоская стенка

Плотности тепловых потоков через каждый слой стенки:

$$q = \lambda_1/\delta_1 \cdot (t_{ст1} - t_{сл1}); \quad (2.18)$$

$$q = \lambda_2/\delta_2 \cdot (t_{сл1} - t_{сл2}); \quad (2.19)$$

$$q = \lambda_3/\delta_3 \cdot (t_{сл2} - t_{ст2}). \quad (2.20)$$

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

$$q = (t_1 - t_4)/(\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3) = (t_{ст1} - t_{ст2})/R_0, \quad (2.21)$$

где  $R_0$  – общее термическое сопротивление теплопроводности многослойной стенки,  $R_0 = (\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3)$ .

Температура слоев определяется по следующим формулам:

$$t_{сл1} = t_{ст1} - q \cdot (\delta_1/\lambda_1); \quad (2.22)$$

$$t_{сл2} = t_{сл1} - q \cdot \delta_2/\lambda_2. \quad (2.23)$$

## 2.3. Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку

### 1. Однородная цилиндрическая стенка

Рассмотрим однородный однослойный цилиндр длиной  $l$ , внутренним диаметром  $d_1$  и внешним диаметром  $d_2$  (рис.2.4).

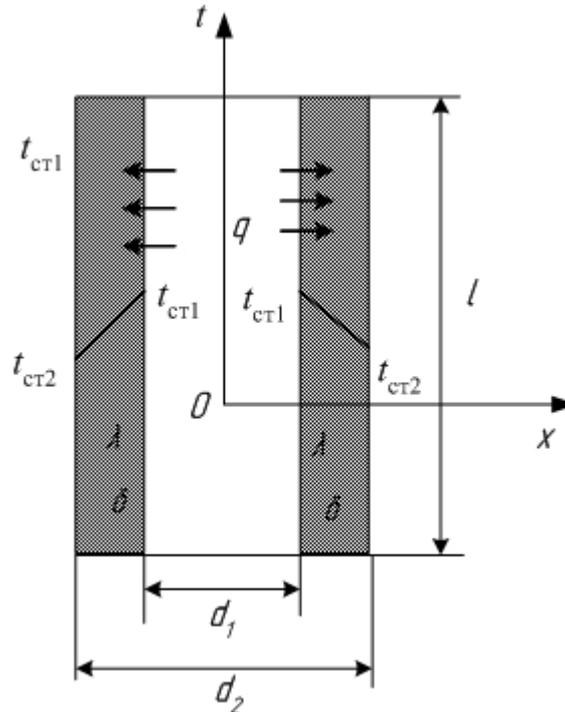


Рис. 2.4. Однородная цилиндрическая стенка

Температуры поверхностей стенки –  $t_{ct1}$  и  $t_{ct2}$ .

Уравнение теплопроводности по закону Фурье в цилиндрических координатах:

$$Q = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \partial t / \partial r, \quad (2.24)$$

или

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot l \cdot \Delta t / \ln(d_2/d_1), \quad (2.25)$$

где  $\Delta t = t_{ct1} - t_{ct2}$  – температурный напор;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности стенки.

Для цилиндрических поверхностей вводят понятие «тепловой поток единицы длины цилиндрической поверхности» (**линейная плотность теплового потока**), для которой расчетная формула будет следующей:

$$q_l = Q/l = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \Delta t / \ln(d_2/d_1), \text{ [Вт/м]}. \quad (2.26)$$

Температура тела внутри стенки с координатой  $d_x$ :

$$t_x = t_{ct1} - (t_{ct1} - t_{ct2}) \cdot \ln(d_x/d_1) / \ln(d_2/d_1). \quad (2.27)$$

## 2. Многослойная цилиндрическая стенка.

Допустим, цилиндрическая стенка состоит из трех плотно прилегающих слоев (рис.2.5).

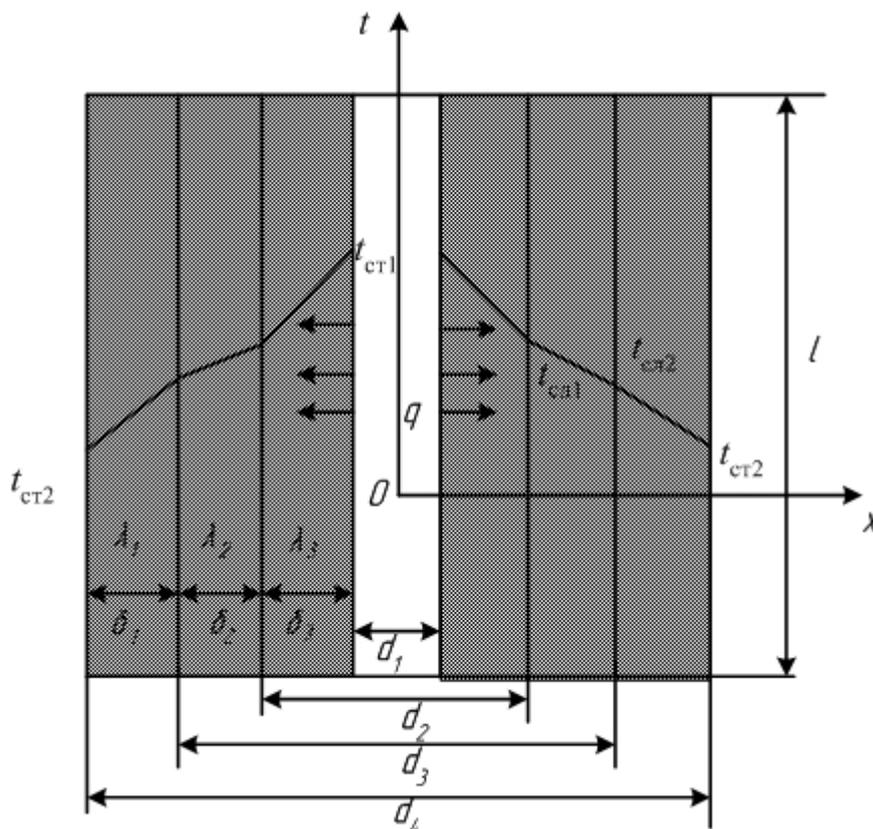


Рис.2.5. Многослойная цилиндрическая стенка

Температура внутренней поверхности стенки –  $t_{cr1}$ , температура наружной поверхности стенки –  $t_{cr2}$ , коэффициенты теплопроводности слоев –  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ , диаметры слоев  $d_1, d_2, d_3, d_4$ .

Тепловые потоки для слоев:

1-й слой:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_1 \cdot l \cdot (t_{cr1} - t_{сл1}) / \ln(d_2/d_1); \quad (2.28)$$

2-й слой:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2 \cdot l \cdot (t_{сл1} - t_{сл2}) / \ln(d_3/d_2); \quad (2.29)$$

3-й слой:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_3 \cdot l \cdot (t_{сл2} - t_{cr2}) / \ln(d_4/d_3). \quad (2.30)$$

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

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_{cr1} - t_{cr2}) / [\ln(d_2/d_1)/\lambda_1 + \ln(d_3/d_2)/\lambda_2 + \ln(d_4/d_3)/\lambda_3]. \quad (2.31)$$

Для линейной плотности теплового потока имеем:

$$q_l = Q/l = 2 \cdot \pi \cdot (t_1 - t_2) / [\ln(d_2/d_1)/\lambda_1 + \ln(d_3/d_2)/\lambda_2 + \ln(d_4/d_3)/\lambda_3]. \quad (2.32)$$

Температуру между слоями находим из следующих уравнений:

$$t_{\text{сл1}} = t_{\text{ст1}} - q_1 \cdot \ln(d_2/d_1) / 2 \cdot \pi \cdot \lambda_1. \quad (2.33)$$

$$t_{\text{сл2}} = t_{\text{сл1}} - q_1 \cdot \ln(d_3/d_2) / 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2. \quad (2.34)$$

## 2.3. Конвективный теплообмен

### 2.3.1. Факторы, влияющие на конвективный теплообмен

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

Основными факторами, влияющими на процесс теплоотдачи, являются следующие:

1. Природа возникновения движения жидкости вдоль поверхности стенки.

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

Движение, создаваемое вследствие разности давлений, которые создается насосом, вентилятором или другими устройствами, называется **вынужденным (вынужденная конвекция)**.

2. Режим движения жидкости.

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

Беспорядочное, хаотическое, вихревое движение называется **турбулентным**.

3. Физические свойства жидкостей и газов.

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

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

### 2.3.2. Закон Ньютона – Рихмана

Процесс теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом Ньютона – Рихмана, который гласит, что количество теплоты,

передаваемое конвективным теплообменом, прямо пропорционально разности температур поверхности тела ( $t'_{\text{ст}}$ ) и окружающей среды ( $t'_{\text{ж}}$ ):

$$Q = \alpha \cdot (t'_{\text{ст}} - t'_{\text{ж}}) \cdot F, \quad (2.35)$$

или

$$q = \alpha \cdot (t'_{\text{ст}} - t'_{\text{ж}}), \quad (2.36)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи [Вт/(м<sup>2</sup>·К)], который характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена можно записать в виде следующего уравнения общего вида:

$$\alpha = f_1(X; \Phi; l_0; x_c; y_c; z_c; w_0; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta), \quad (2.37)$$

где  $X$  – характер движения среды (свободная, вынужденная);  
 $\Phi$  – форма поверхности тела обтекаемого теплоносителем;  
 $l_0$  – характерный размер поверхности (длина, высота, диаметр и т.д.), м;  
 $x_c; y_c; z_c$  – координаты;  
 $w_0$  – скорость среды (жидкость, газ), м/с;  
 $\theta = (t'_{\text{ст}} - t'_{\text{ж}})$  – температурный напор, К;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);  
 $a$  – коэффициент температуропроводности среды, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $c_p$  – изобарная удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К);  
 $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости среды, м<sup>2</sup>/с;  
 $\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения среды, К<sup>-1</sup>.

Коэффициент теплоотдачи – величина сложная и зависит от многих параметров, поэтому для её определения невозможно дать общую формулу. Поэтому для его определения применяют экспериментальный метод исследования.

Достоинством экспериментального метода является то, что высока достоверность получаемых результатов, а также то, что основное внимание можно сосредоточить на изучении величин, представляющих наибольший практический интерес.

Основным недостатком этого метода является то, что результаты данного эксперимента не могут быть использованы применительно к другому явлению, которое в деталях отличается от изученного.

### 2.3.3. Краткие сведения из теории подобия

Для аналитического метода исследования конвективного теплообмена нужно решить систему достаточно сложных дифференциальных уравнений, которые включают в себя: уравнение энергии (получаемое из закона сохранения энергии); уравнения движения (импульса); уравнение неразрывности (закон сохранения массы); уравнение теплообмена (условие теплообмена на границе твердого тела и среды), имеющего вид:

$$\alpha = -\lambda / \delta \cdot (\partial t / \partial r_{n=0}). \quad (2.38)$$

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

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

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

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

Основные положения теории подобия формулируют в виде **3 теорем подобия**.

**1 теорема:** Подобные явления имеют одинаковые критерии подобия.

**2 теорема:** Любая функциональная зависимость между переменными, характеризующими какие-либо явления, может быть представлена в форме степенной зависимости между критериями подобия, составленными из этих переменных. Эти зависимости называются **критериальными уравнениями**.

**3 теорема:** Два явления подобны, если они имеют подобные условия однозначности и численно одинаковых определяющих критериев подобия.

Условиями однозначности являются:

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

### 2.3.4. Критериальные уравнения конвективного теплообмена

Используя теорию подобия и вышеперечисленные дифференциальные уравнения можно записать в общем виде уравнение для определения критерия (числа) Нуссельта из которого возможно отыскать коэффициент теплоотдачи для случая, когда в теле отсутствует внутренний источник тепла:

$$\text{Nu} = f_2(X; \Phi; X_0; Y_0; Z_0; \text{Re}; \text{Gr}; \text{Pr}), \quad (2.39)$$

где  $X_0; Y_0; Z_0$  – безразмерные координаты, а  $\text{Re}; \text{Gr}; \text{Pr}$  соответственно безразмерные критерии подобия, так называемые числа Рейнольдса, Грасгофа и Прандтля.

Эти критерии имеют вид:

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

**Re =  $w \cdot l_0/\nu$  – критерий Рейнольдса**, который характеризует соотношение сил инерции и сил вязкостного трения и определяет характер течения жидкости (газа);

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

**Pr =  $\nu/\alpha = (\mu \cdot c_p)/\lambda$  – критерий Прандтля**, характеризует теплофизические свойства жидкости (газа);

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

### 2.3.5. Расчетные формулы конвективного теплообмена

В процессе практических расчетов в настоящее время используются критериальные уравнения, которые получены экспериментально отечественным ученым, основоположником теории подобия, академиком М.А. Михеевым. Эти зависимости получены для средних значений коэффициентов теплоотдачи по поверхности стенки и приведены ниже.

#### Свободная конвекция в неограниченном пространстве

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

$$\text{Nu}_{\text{ждср}} = 0,5 \cdot (\text{Gr}_{\text{жд}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,25} (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.40)$$

б) Вертикальная труба и пластина:

1) ламинарное течение,  $10^3 < (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}} < 10^9$ :

$$\text{Nu}_{\text{ждср}} = 0,75 \cdot (\text{Gr}_{\text{жд}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,25} \cdot (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.41)$$

2) турбулентное течение,  $(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}} > 10^9$ :

$$\text{Nu}_{\text{ждср}} = 0,15 \cdot (\text{Gr}_{\text{жд}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0,33} \cdot (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.42)$$

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

Для воздуха  $Pr_{ж}/Pr_{ст} = 1$  и формулы (2.40) – (2.42) упрощаются.

### Вынужденная конвекция

Режим течения определяется по величине  $Re$ .

а) Течение жидкости в гладких трубах круглого сечения:

1. При ламинарном течении,  $Re < 2100$ :

$$Nu_{ждср} = 0,15 \cdot Re_{жд}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Gr_{жд} \cdot Pr_{ж})^{0,1} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1, \quad (2.43)$$

где  $\varepsilon_1$  – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы и зависит от отношения длины трубы к его диаметру ( $l/d$ ). Значения этого коэффициента представлены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2 . 1

Значение  $\varepsilon_1$  при ламинарном режиме

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\varepsilon_1$	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

2. Для переходного режима при  $2100 < Re < 10^4$

$$Nu_{ждср} = K_0 \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1. \quad (2.44)$$

Коэффициент  $K_0$  зависит от критерия Рейнольдса и представлен в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2 . 2

Значение  $K_0$

$Re \cdot 10^4$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
$K_0$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

3. Для турбулентного течения,  $Re = 10^4$ :

$$Nu_{ждср} = 0,021 \cdot Re_{жд}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_1. \quad (2.45)$$

Т а б л и ц а 2 . 3

Значение  $\varepsilon_1$  при турбулентном режиме

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

б) Обтекание горизонтальной поверхности

1. Ламинарное течение,  $Re < 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{ждср} = 0,66 \cdot Re_{жд}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.46)$$

2. Турбулентное течение,  $Re > 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{ждср} = 0,037 \cdot Re_{жд}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.47)$$

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

1) при  $Re_{жд} = 5 - 10^3$

$$Nu_{ждср} = 0,57 \cdot Re_{ж}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.48)$$

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

$$Nu_{ждср} = 0,25 \cdot Re_{ж}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.49)$$

## 2.4. Тепловое излучение

### 2.4.1. Общие сведения о тепловом излучении

Лучистая энергия возникает за счет энергии других видов в результате сложных молекулярных и внутриатомных процессов. Природа всех лучей одинакова. Они представляют собой распространяющиеся в пространстве электромагнитные волны. Источником теплового излучения является внутренняя энергия нагретого тела. Количество лучистой энергии в основном зависит от физических свойств и температуры излучающего тела. Электромагнитные волны различаются между собой длиной волны.

В зависимости от длины волны  $\lambda$  лучи обладают различными свойствами. Наименьшей длиной волны обладают космические лучи,  $\lambda = (0,1 - 10) \text{ \AA}$  (где  $\text{\AA}$  – ангстрем, единица длины,  $1 \text{ \AA} = 10^{-10} \text{ м}$ ). Гамма-лучи, испускаемые радиоактивными веществами, имеют длину волны до  $10 \text{ \AA}$ ; лучи Рентгена –  $10 - 200 \text{ \AA}$ ; ультрафиолетовые лучи –  $200 \text{ \AA} - 0,4 \text{ мкм}$  (мкм – микрон,  $1 \text{ мкм} = 0,001 \text{ мм}$ ), световые лучи –  $0,4 - 0,8 \text{ мкм}$ , инфракрасные или тепловые лучи –  $0,8 - 400 \text{ мкм}$ , радио или электромагнитные лучи  $> 400 \text{ мкм}$ . Из всех лучей наибольший интерес для теплопередачи представляют тепловые лучи с  $\lambda = (0,8 - 40) \text{ мкм}$ .

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

При температурном равновесии тел количество отдаваемой лучистой энергии будет равно количеству поглощаемой лучистой энергии. Спектр излучения большинства твердых и жидких тел непрерывен. Эти тела испускают лучи всех длин волн от малых до больших.

Спектр излучения газов имеет линейчатый характер. Газы испускают лучи не всех длин волн. Такое излучение называется селективным (избирательным). Излучение газов носит объемный характер.

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

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

$$E = dQ / dF, [\text{Вт/м}^2], \quad (2.50)$$

где  $dQ$  – элементарный лучистый поток, испускаемый элементом поверхности  $dF$ .

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

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (2.51)$$

или

$$A + R + D = 1. \quad (2.52)$$

Величину  $A$  называют коэффициентом поглощения. Он представляет собой отношение поглощенной лучистой энергии ко всей лучистой энергии, падающей на тело. Величину  $R$  называют коэффициентом отражения.  $R$  есть отношение отраженной лучистой энергии ко всей падающей. Величину  $D$  называют коэффициентом пропускания.  $D$  есть отношение прошедшей сквозь тело лучистой энергии ко всей лучистой энергии, падающей на тело. Для большинства твердых тел, практически не пропускающих сквозь себя лучистую энергию,  $A + R = 1$ .

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

Кварц для тепловых лучей непрозрачен, а для световых и ультрафиолетовых лучей прозрачен. Каменная соль прозрачна для тепловых лучей и непрозрачна для ультрафиолетовых лучей. Оконное стекло прозрачно для световых лучей, а для ультрафиолетовых и тепловых почти

непрозрачно. Белая поверхность (ткань, краска) хорошо отражает лишь видимые лучи, а тепловые лучи поглощает также хорошо, как и темная. Таким образом, свойства тел поглощать или отражать тепловые лучи зависят, в основном, от состояния поверхности, а не от ее цвета.

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

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

$$I_{s\lambda} = dE_{s\lambda} / d\lambda, \quad (2.53)$$

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

#### 2.4.2. Основные законы теплового излучения

**Закон Планка.** Интенсивности излучения абсолютно черного тела  $I_{s0}$  и любого реального тела  $I_{\lambda}$  зависят от температуры и длины волны.

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

По мере увеличения длины волны энергия лучей возрастает, при некоторой длине волны достигает максимума, затем убывает. Кроме того, для луча одной и той же длины волны энергия его увеличивается с возрастанием температуры тела, испускающего лучи (рис.2.6).

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

$$I_{s\lambda} = c_1 \lambda^{-5} / (e^{c_2/(\lambda T)} - 1), \quad (2.54)$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов;

$$c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2;$$

$$c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{град};$$

$\lambda$  – длина волны, м;

$T$  – температура излучающего тела, К.

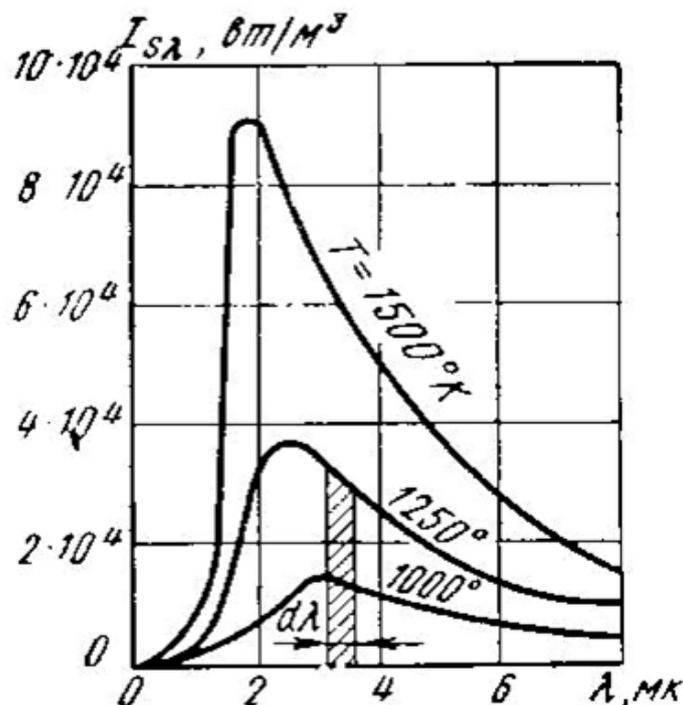


Рис. 2.6. Зависимость мощности излучения от длины волны и температуры

Из рис. 2.6 видно, что для любой температуры интенсивность излучения  $I_{s\lambda}$  возрастает от нуля (при  $\lambda=0$ ) до своего наибольшего значения, а затем убывает до нуля (при  $\lambda=\infty$ ). При повышении температуры интенсивность излучения для каждой длины волны возрастает.

**Закон Вина.** Кроме того, из рис. 2.6 следует, что максимумы кривых с повышением температуры смещаются в сторону более коротких волн. Длина волны  $\lambda_{\max}$ , отвечающая максимальному значению  $I_{s\lambda}$ , определяется законом смещения Вина:

$$\lambda_{\max} = 0,0028999 / T. \quad (2.55)$$

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

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

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

$$dE_{s0} = I_{s\lambda} \cdot d\lambda. \quad (2.56)$$

Элементарная площадка на рис. 2.6, ограниченная кривой  $T = \text{const}$ , основанием  $d\lambda$  и ординатами  $T$  и  $\lambda + d\lambda$  ( $I_{s\lambda}$ ), определяет количество лучистой энергии  $dE_{s0}$  и называется лучеиспускательной способностью абсолютно

черного тела для длин волн  $d\lambda$ . Вся же площадь между любой кривой  $T = \text{const}$  и осью абсцисс равна интегральному излучению черного тела в пределах от  $\lambda = 0$  до  $\lambda = \infty$  при данной температуре.

Подставляя в уравнение (2.56) уравнение закона Планка и интегрируя от  $\lambda = 0$  до  $\lambda = \infty$ , найдем, что интегральное излучение (тепловой поток) абсолютно черного тела прямо пропорционально четвертой степени его абсолютной температуры (закон Стефана – Больцмана).

$$E_s = C_s (T/100)^4, \quad (2.57)$$

где  $C_s$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$$C_s = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Отмечая на рис.2.6 количество энергии, отвечающей световой части спектра (0,4–0,8 мкм), нетрудно заметить, что оно для невысоких температур очень мало по сравнению с энергией интегрального излучения. Только при температуре солнца  $\sim 6000 \text{ К}$  энергия световых лучей составляет около 50 % от всей энергии черного излучения.

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

$$I_\lambda / I_{s\lambda} = \varepsilon = \text{const}. \quad (2.58)$$

Величину  $\varepsilon$  называют **степенью черноты**. Она зависит от физических свойств тела. Степень черноты серых тел всегда меньше единицы.

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

$$E = \varepsilon \cdot E_s = C \cdot (T/100)^4. \quad (2.59)$$

Лучеиспускательная способность серого тела составляет долю, равную  $\varepsilon$  от лучеиспускательной способности черного тела.

Величину  $C = \varepsilon \cdot E_s$  называют **коэффициентом излучения серого тела**. Величина  $C$  реальных тел в общем случае зависит не только от физических свойств тела, но и от состояния поверхности или от ее шероховатости, а также от температуры и длины волны. Значения коэффициентов излучения и степеней черноты тел берут из табл.2.4.

Таблица 2.4

Степень черноты полного нормального излучения  
для различных материалов

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda$
1	2	3
Алюминий полированный	50–500	0,04–0,06
Бронза	50	0,1
Железо листовое оцинкованное, блестящее	30	0,23
Жесть белая, старая	20	0,28
Золото полированное	200–600	0,02–0,03
Латунь матовая	20–350	0,22
Медь полированная	50–100	0,02
Никель полированный	200–400	0,07–0,09
Олово блестящее	20–50	0,04–0,06
Серебро полированное	200–600	0,02–0,03
Стальной листовой прокат	50	0,56
Сталь окисленная	200–600	0,8
1	2	3
Чугунное литье	50	0,81
Асбестовый картон	20	0,96
Дерево строганое	20	0,8–0,9
Кирпич огнеупорный	500–1000	0,8–0,9
Кирпич красный, шероховатый	20	0,88–0,93
Лак белый	40–100	0,8–0,95
Масляные краски различных цветов	100	0,92–0,96
Сажа ламповая	20–400	0,95
Стекло	20–100	0,91–0,94
Эмаль белая	20	0,9

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

$$E = E_s \cdot A \text{ или } E / A = E_s = E_s / A_s = C_s \cdot (T/100)^4. \quad (2.60)$$

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

Из закона Кирхгофа следует, что если тело обладает малой поглощательной способностью, то оно одновременно обладает и малой лучеиспус-

кательной способностью (полированные металлы). Абсолютно черное тело, обладающее максимальной поглощательной способностью, имеет и наибольшую излучательную способность.

Закон Кирхгофа остается справедливым и для монохроматического излучения. Отношение интенсивности излучения тела при определенной длине волны к его поглощательной способности при той же длине волны для всех тел одно и то же, если они находятся при одинаковых температурах, и численно равно интенсивности излучения абсолютно черного тела при той же длине волны и температуре, т.е. является функцией только длины волны и температуры:

$$E_{\lambda} / A_{\lambda} = I_{\lambda} / A_{\lambda} = E_{s\lambda} = I_{s\lambda} = f(\lambda, T). \quad (2.61)$$

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

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

$$\varepsilon = I_{\lambda} / I_{s\lambda} = E / E_{s\lambda} = C / C_{s\lambda} = A. \quad (2.62)$$

**Закон Ламберта.** Излучаемая телом лучистая энергия распространяется в пространстве по различным направлениям с различной интенсивностью. Закон, устанавливающий зависимость интенсивности излучения от направления, называется законом Ламберта.

Закон Ламберта устанавливает, что количество лучистой энергии, излучаемое элементом поверхности  $dF_1$  в направлении элемента  $dF_2$ , пропорционально произведению количества энергии, излучаемой по нормали  $dQ_n$ , на величину пространственного угла  $d\varphi$  и  $\cos \varphi$ , составленного направлением излучения с нормалью (рис.2.7):

$$d^2 Q_n = dQ_n \cdot d\varphi \cdot \cos \varphi. \quad (2.63)$$

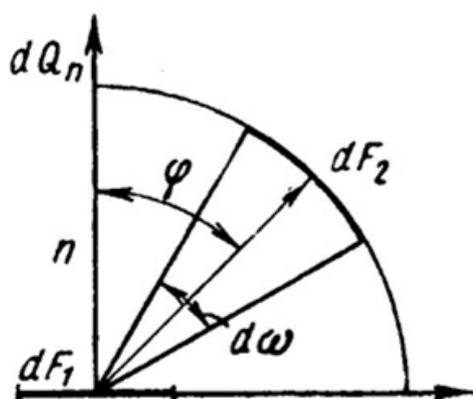


Рис. 2.7. Графическое изображение закона Ламберта

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

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

## 2.5. Теплопередача

### 2.5.1. Теплопередача через плоскую стенку

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

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

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

#### 1. Теплопередача через плоскую стенку

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной  $\delta$  и теплопроводностью  $\lambda$  (рис 2.8).

Температура горячей жидкости (среды)  $t'_{ж}$ , холодной жидкости (среды)  $t''_{ж}$ .

Количество теплоты, переданной от горячей жидкости (среды) к стенке, по закону Ньютона – Рихмана имеет вид:

$$Q = \alpha_1 \cdot (t'_{ж} - t_1) \cdot F, \quad (2.64)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой  $t'_{ж}$  к поверхности стенки с температурой  $t_1$ ;

$F$  – расчетная поверхность плоской стенки.

Тепловой поток, переданный через стенку, определяется по уравнению:

$$Q = \delta/\lambda \cdot (t_1 - t_2) \cdot F. \quad (2.65)$$

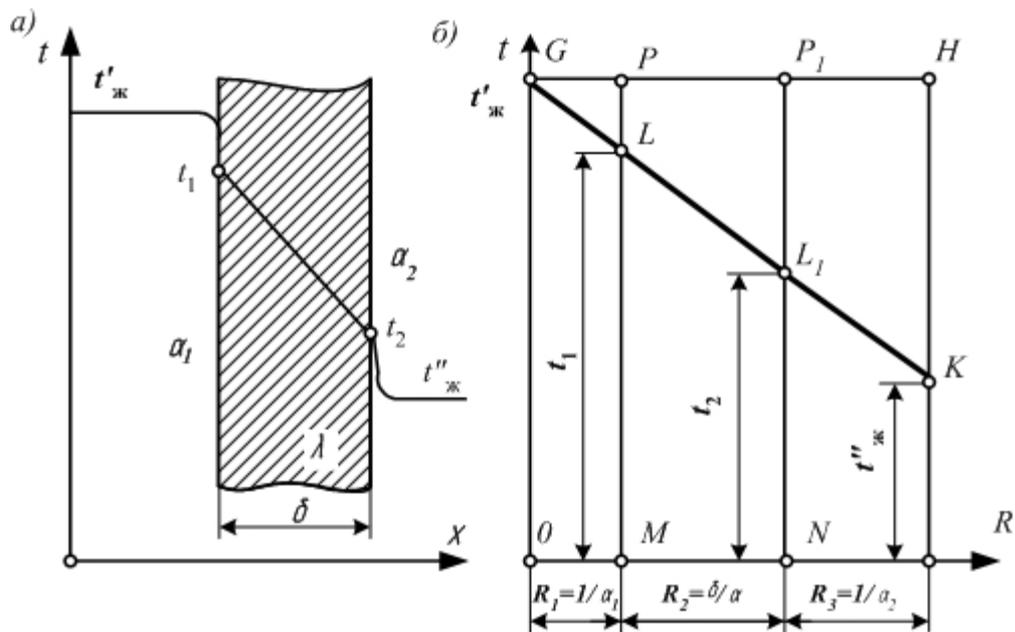


Рис. 2.8. Схема теплопередачи между двумя жидкостями через плоскую стенку (а) и графический способ определения температурного поля в стенке (б)

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

$$Q = \alpha_2 \cdot (t_2 - t''_{ж}) \cdot F, \quad (2.66)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой  $t''_{ж}$ .

Решая эти три уравнения, получаем:

$$Q = (t'_{ж} - t''_{ж}) \cdot F \cdot K, \quad (2.67)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи,

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2) \quad (2.68)$$

или

$$R_0 = 1/K = (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2) \quad (2.69)$$

(полное термическое сопротивление теплопередачи через однослойную плоскую стенку);

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

$\delta/\lambda$  – термическое сопротивление стенки.

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

$$R_0 = (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2), \quad (2.70)$$

а коэффициент теплопередачи:

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2), \quad (2.71)$$

### 2.5.3. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Принцип расчета теплового потока через цилиндрическую стенку аналогичен и для плоской стенки.

Рассмотрим однородную трубу (рис. 2.9) с теплопроводностью  $\lambda$ , внутренним диаметром  $d_1$ , наружным диаметром  $d_2$ , длиной  $l$ . Внутри трубы находится горячая среда с температурой  $t'_{ж}$ , а снаружи холодная среда с температурой  $t''_{ж}$ .

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

$$Q = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1 \cdot l \cdot (t'_{ж} - t_1), \quad (2.72)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой  $t'_{ж}$  к поверхности стенки с температурой  $t_1$ .

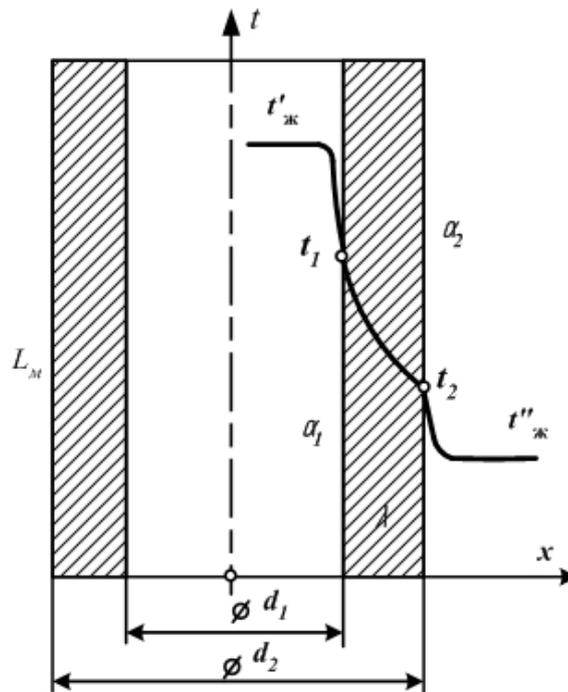


Рис. 2.9. Теплопередача между жидкостью и внешней средой через стенку трубы

Тепловой поток, переданный через стенку трубы, определяется по уравнению:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot l \cdot (t_1 - t_2) / \ln (d_2/d_1). \quad (2.73)$$

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

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2 \cdot l \cdot (t_1 - t''_{ж}), \quad (2.74)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой  $t''_{ж}$ .

Решая эти три уравнения, получаем:

$$Q = \pi l \cdot (t'_ж - t''_ж) \cdot K_1, \quad (2.75)$$

где  $K_1$  – линейный коэффициент теплопередачи или полное линейное термическое сопротивление теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку,

$$K_1 = 1/[1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda \ln(d_2/d_1)) + 1/(\alpha_2 d_2)];$$

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

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

$$R_1 = 1/ K_1 = [1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda \ln(d_2/d_1)) + 1/(\alpha_2 d_2)], \quad (2.76)$$

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

$$R_1 = 1/ K_1 = [1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda_1 \ln(d_2/d_1)) + 1/(2\lambda_3 \ln(d_3/d_2)) + \dots + 1/(2\lambda_n \ln(d_{n+1}/d_n)) + 1/(\alpha_2 d_n)]. \quad (2.77)$$

#### 2.5.4. Типы теплообменных аппаратов

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

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

В смешительных аппаратах передача теплоты от горячей к холодной жидкости происходит при непосредственном смешении обеих жидкостей, например в смешивающих конденсаторах.

Особенно широкое развитие во всех областях техники получили рекуперативные аппараты, в которых теплота от горячей к холодной жидкости передается через разделительную стенку. Только такие аппараты будут рассмотрены в дальнейшем.

Теплообменные аппараты могут иметь самые разнообразные назначения – паровые котлы, конденсаторы, пароперегреватели, приборы центрального отопления и т.д. Теплообменные аппараты в большинстве случаев значительно отличаются друг от друга как по своим формам и размерам, так и по применяемым в них рабочим телам. Несмотря на

большое разнообразие теплообменных аппаратов, основные положения теплового расчета для них остаются общими.

В теплообменных аппаратах движение жидкости осуществляется по различным схемам. Например, если направление движения горячего и холодного теплоносителей совпадают, то такое движение называется прямотоком. Если направление движения горячего теплоносителя противоположно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется противотоком. Если же горячий теплоноситель движется перпендикулярно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется перекрестным током. Кроме этих основных схем движения жидкостей, в теплообменных аппаратах применяют более сложные схемы движения, включающие все три основные схемы.

### 2.5.5. Расчет теплообменных аппаратов

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

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2), \quad (2.78)$$

где  $Q$  – тепловой поток, Вт;

$k$  – средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>град);

$F$  – поверхность теплообмена в аппарате, м<sup>2</sup>;

$t_1$  и  $t_2$  – соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей.

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

$$Q = V_1 \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = V_2 \rho_2 \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2), \quad (2.79)$$

где  $V_1 \rho_1, V_2 \rho_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с;

$c_{p1}$  и  $c_{p2}$  – средние массовые теплоемкости теплоносителей (жидкостей или газов) в интервале температур от  $t'$  до  $t''$ ,

$t'_1$  и  $t''_1$  – температуры теплоносителей при входе в аппарат, °С;

$t'_2$  и  $t''_2$  – температуры теплоносителей при выходе из аппарата, °С.

Величину произведения  $V \cdot \rho \cdot c_p = W$ , Вт/град, называют водяным, или условным, эквивалентом.

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

$$(t'_1 - t''_1) / (t'_2 - t''_2) = W_2 / W_1, \quad (2.80)$$

где  $W_2, W_1$  – условные эквиваленты горячей и холодной жидкостей.

При прохождении через теплообменный аппарат рабочих жидкостей изменяются температуры горячих и холодных жидкостей. На изменение температур большое влияние оказывают схема движения жидкостей и величины условных эквивалентов. На рис.2.10 представлены температурные графики для аппаратов с прямотоком, а на рис.2.11 – для аппаратов с противотоком.

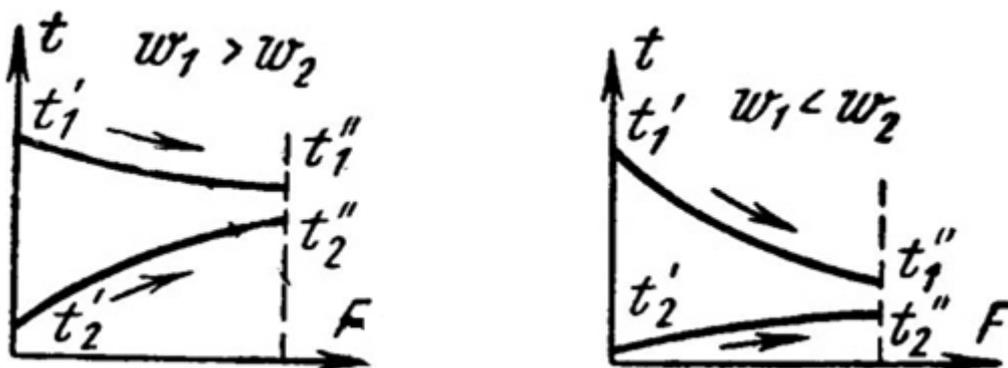


Рис. 2.10. Расчетная схема изменения температуры теплоносителя при прямоточной схеме

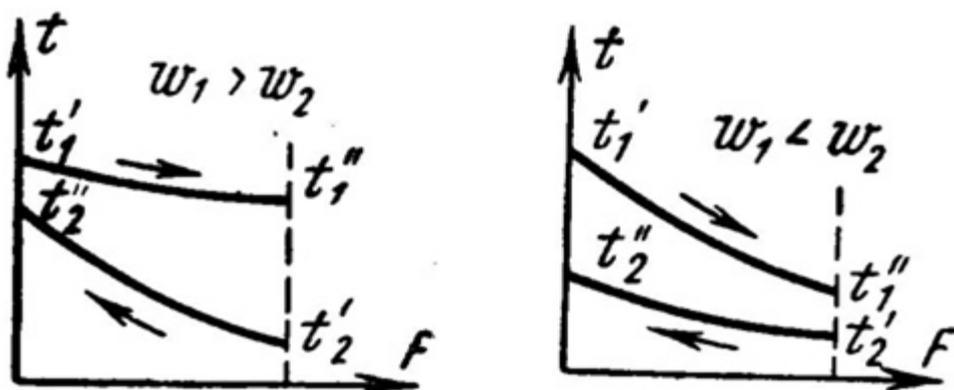


Рис. 2.11. Расчетная схема изменения температуры теплоносителя при противоточной схеме

Как видно из рис.2.10, при прямотоке конечная температура холодного теплоносителя всегда ниже конечной температуры горячего теплоносителя. При противотоке (рис.2.11) конечная температура холодной жидкости может быть значительно выше конечной температуры горячей жидкости. Следовательно, в аппаратах с противотоком можно нагреть холодную среду при одинаковых начальных условиях до более высокой температуры, чем в аппаратах с прямотоком. Кроме того, как видно из рисунков, наряду с изменениями температур изменяется также и разность температур между рабочими жидкостями, или температурный напор  $\Delta t$ .

Величины  $\Delta t$  и  $k$  можно принять постоянными только в пределах элементарной поверхности теплообмена  $dF$ . Поэтому уравнение теплопере-

дачи для элемента поверхности теплообмена  $dF$  справедливо лишь в дифференциальной форме:

$$dQ = k \cdot dF \cdot \Delta t. \quad (2.81)$$

Тепловой поток, переданный через всю поверхность  $F$  при постоянном среднем коэффициенте теплопередачи  $k$ , определяется интегрированием уравнения (2.81):

$$Q = \int k \cdot dF \cdot \Delta t = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}, \quad (2.82)$$

где  $\Delta t_{\text{cp}}$  – средний логарифмический температурный напор по всей поверхности нагрева.

Для случаев, когда коэффициент теплопередачи на отдельных участках поверхности теплообмена значительно изменяется, его усредняют по формуле

$$k_{\text{cp}} = (F_1 \cdot k_1 + F_2 \cdot k_2 + \dots + F_n \cdot k_n) / (F_1 + F_2 + \dots + F_n). \quad (2.83)$$

Тогда при  $k_{\text{cp}} = \text{const}$  уравнение (2.82) примет вид:

$$Q = k_{\text{cp}} \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot F. \quad (2.84)$$

Если температура теплоносителей изменяется по закону прямой линии (рис.2.12, пунктирные линии), то средний температурный напор в аппарате равен разности среднеарифметических величин:

$$\Delta t_{\text{cp}} = (t'_1 + t''_1) / 2 - (t''_2 + t'_2) / 2. \quad (2.85)$$

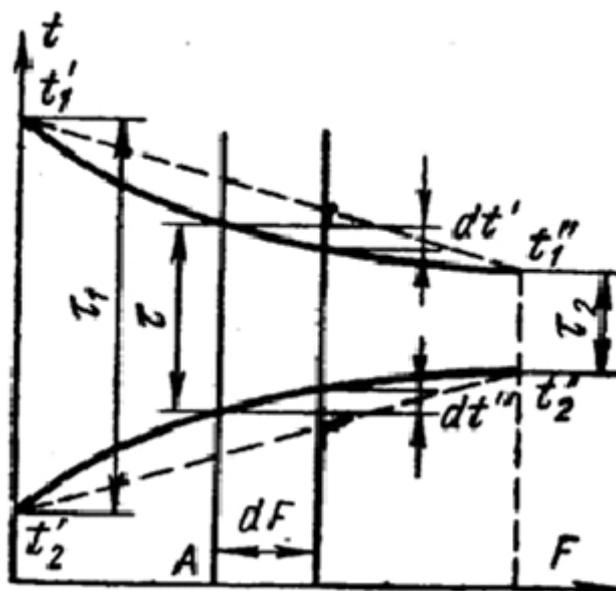


Рис. 2.12. График зависимости температуры теплоносителя от площади поверхности теплообмена

Однако в реальности температуры рабочих жидкостей (газов) меняются по логарифмическому закону. Поэтому уравнение (2.85) будет только приближенным и может применяться при небольших изменениях температуры обеих жидкостей. При криволинейном изменении температуры величину  $\Delta t_{\text{ср}}$  называют среднелогарифмическим температурным напором и определяют по формулам:

– для аппаратов с прямотоком:

$$\Delta t_{\text{ср}} = [(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)] / \ln[(t'_1 - t'_2)/(t''_1 - t''_2)]; \quad (2.86)$$

– для аппаратов с противотоком:

$$\Delta t_{\text{ср}} = [(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)] / \ln[(t'_1 - t''_2)/(t''_1 - t'_2)]. \quad (2.87)$$

Численные значения  $\Delta t_{\text{ср}}$  для аппаратов с противотоком при одинаковых условиях всегда больше  $\Delta t_{\text{ср}}$  для аппаратов с прямотоком, поэтому аппараты с противотоком имеют меньшие размеры.

### 3. ТОПЛИВО ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

#### 3.1. Состав топлива

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

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

В настоящее время и по прогнозам до 2030 г. органическое топливо является основным источником энергии (теплоты) для промышленного использования (табл. 3.1).

Т а б л и ц а 3 . 1

Потребление органического топлива в мире и России.

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

П р и м е ч а н и е : у.т. – условное топливо.

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

Т а б л и ц а 3 . 2

Классификация органических топлив по агрегатному состоянию

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

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

Элементарный состав твердого и жидкого топлива дается в процентах к массе 1 кг топлива. При этом различают **рабочую, сухую, горючую и органическую** массу топлива.

**Рабочая масса** – это масса и состав топлива, в котором оно поступает к потребителю и подвергается сжиганию.

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

$$C^p + H^p + S^p_{л} + N^p + O^p + A^p + W^p = 100 \% ; \quad (3.1)$$

$$C^c + H^c + S^c_{л} + N^c + O^c + A^c = 100 \% ; \quad (3.2)$$

$$C^g + H^g + S^g_{л} + N^g + O^g = 100 \% ; \quad (3.3)$$

$$C^o + H^o + S^o_{орг} + N^o + O^o = 100 \% . \quad (3.4)$$

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

$$S^o_{орг} = S^o_{л} - S^o_{к} . \quad (3.5)$$

Коэффициенты пересчета состава топлива из одной массы в другую приведены в табл. 3.3.

Т а б л и ц а 3 . 3

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

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

$$K = 100 / [100 - A^p_{и} - W^p - (CO_2)^p_{к}] , \quad (3.6)$$

где  $A^p_{и}$  – истинная зольность рабочей массы, %;

$W^p$  – влажность рабочей массы, %;

$(CO_2)^p_{к}$  – содержание углекислоты карбонатов, %.

Истинная зольность рабочей массы определяется по формуле

$$A^p_{и} = A^p - [2,5(S^p_a - S^p_c) + 0,375S^p_{к}] [(100 - W^p) / 100] , \quad (3.7)$$

где  $S^p_a$  – содержание серы в лабораторной золе в процентах к массе топлива;

$S^p_c$  – содержание сульфатной серы в топливе, %.

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

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

$$C^p_2 = C^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1) , \quad (3.8)$$

$$H^p_2 = H^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1) \text{ и т.д.} \quad (3.9)$$

где  $W^p_1$  – начальная влажность топлива, %,

$W^p_2$  – конечная влажность топлива, %.

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

$$C^p_{см} = b_1 C^p_1 + (1 - b_1) C^p_2, \quad (3.10)$$

$$H^p_{см} = b_1 H^p_1 + (1 - b_1) H^p_2 \text{ и т.д.} \quad (3.11)$$

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

$$b_1 = B_1 / (B_1 + B_2). \quad (3.12)$$

Здесь  $B_1$  и  $B_2$  – массы топлив, входящих в смесь, кг.

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

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

$$C_nH_{2n+2} + C_nH_{2n} + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 = 100 \%, \quad (3.13)$$

где  $C_nH_{2n+2}$  – предельные углеводороды;

$C_nH_{2n}$  – непредельные углеводороды;

$H_2S$  – сернистый водород.

$CO$  – окись углерода;

$CO_2$  – углекислый газ.

### 3.2. Характеристика топлива

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

**Зола топлива.** В состав золы входят преимущественно соли щелочных и щелочноземельных металлов, окислы железа, алюминия, а также сульфатная сера. Минеральные остатки, образующиеся после сгорания

топлива, имеют вид либо сыпучей массы (зола), либо сплавленных кусков (шлак). При высоких температурах зола размягчается, а затем плавится. Размягченная зола и шлак прилипают к стенкам обмуровки топки, уменьшая сечение газоходов, откладываются на поверхностях нагрева, увеличивая тем самым термическое сопротивление в процессе теплопередачи от газов к нагреваемой среде, забивают отверстия для прохода воздуха в колосниковой решетке, обволакивают частицы топлива, затрудняя их сжигание.

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

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

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

В зависимости от выхода летучих веществ и характеристики кокса каменные угли разделяются на 10 марок: длиннопламенный – Д, газовый – Г, газовый жирный – ГЖ, жирный – Ж, коксовый жирный – КЖ, коксовый – К, коксовый второй – К<sub>2</sub>, отощенный спекающийся – ОС, слабоспекающийся – СС, тощий – Т.

**Теплота сгорания.** Одной из основных характеристик любого вида топлива является теплота сгорания, т.е. то количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Полным сгоранием называется такое, при котором горючие компоненты топлива C, H и S полностью окисляются кислородом. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива относят к 1 кг, а газового – к 1 м<sup>3</sup> при нормальных условиях.

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

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

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 340C^{\text{p}} + 1035H^{\text{p}} - 109(O^{\text{p}} - S^{\text{p}}_{\text{л}}) - 25W^{\text{p}}; \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{п}} = 340C^{\text{п}} + 1260H^{\text{п}} - 109(O^{\text{п}} - S^{\text{п}}_{\text{л}}). \quad (3.15)$$

Теплота сгорания сухого газа (кДж/м<sup>3</sup>) определяют по объемному составу, %, и известной теплоте сгорания компонентов:

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 358\text{CH}_4 + 640\text{C}_2\text{H}_6 + 915\text{C}_3\text{H}_8 + 1190\text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1465 \text{C}_5\text{H}_{12} + 126,5 \text{CO} + 107,5\text{H}_2 + 234\text{H}_2\text{S}; \quad (3.16)$$

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 398\text{CH}_4 + 700\text{C}_2\text{H}_6 + 995\text{C}_3\text{H}_8 + 1285 \text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1575 \text{C}_5\text{H}_{12} + 126,5 \text{CO} + 127,5\text{H}_2 + 257\text{H}_2\text{S}. \quad (3.17)$$

Если в состав газа входят неизвестные углеводородные компоненты (при условии, что содержание метана известно), то сумму углеводородов условно принимают как содержание этана C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> и теплоту сгорания рассчитывают по формулам, аналогичным уравнениям (3.16) и (3.17).

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

Отношение  $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$  данного топлива к  $Q_{\text{у.т.}}$  условного топлива называется **топливным эквивалентом** Э. Тогда для расчета расхода натурального топлива  $V_{\text{н}}$  в условное  $V_{\text{у.т.}}$  достаточно величину  $V_{\text{н}}$  умножить на эквивалент Э, т.е.:

$$V_{\text{у.т.}} = V_{\text{н}} \cdot \text{Э} = V_{\text{н}} \cdot (Q_{\text{н}}^{\text{п}} / Q_{\text{у.т.}}). \quad (3.18)$$

### 3.3. Моторные топлива для поршневых ДВС

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

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

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

- «л» (летнее) – для эксплуатации при температуре 0 °С и выше;
- «з» (зимнее) – для эксплуатации при температуре -20 °С и выше;
- «а» (арктическое) – для эксплуатации при температуре -50 °С и выше.

Углеводородные газообразные топлива при нормальных условиях подразделяют на *сжатые* (СПГ) и *сжиженные* (СНГ). В качестве сжатого газа используют природный газ (95 % метана  $\text{CH}_4$ ). Сжиженные газы являются продуктами переработки попутных газов и газов газоконденсатных месторождений и в основном содержат бутанпропановые и бутиленпропиленовые смеси, находящиеся при нормальной температуре в жидком состоянии.

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

### 3.4. Горение топлива

#### 3.4.1. Физический процесс горения топлива

**Горение топлива** – химическая реакция соединения горючих элементов топлива с окислителем при высокой температуре, сопровождающаяся интенсивным выделением теплоты и света. В качестве окислителя используют кислород воздуха.

Процессы горения разделяют на 2 группы:

1) **гомогенное** горение – горение газообразных горючих (характеризуется системой «газ+газ»);

2) **гетерогенное** горение – горение твердых и жидких горючих (характеризуется системой «твердое тело+газ» или «жидкость+газ»).

Процесс горения может протекать с разной скоростью – от медленного до мгновенного. Медленное горение – самовозгорание твердого топлива при его хранении на складах. Мгновенное горение представляет собой взрыв. В теплоэнергетических установках практическое значение имеет такая скорость реакции, при которой происходит устойчивое горение, т.е. при постоянной подаче в зону горения топлива и окислителя. При этом соотношение концентрации топлива и окислителя должен быть определенным. При нарушении этого соотношения (богатая смесь, бедная смесь) скорость реакции снижается и уменьшается тепловыделение на единицу объема.

**Горение** – это в основном химический процесс, т.к. в результате его протекания происходит качественные изменения состава реагирующих масс. Но в то же время химическая реакция горения сопровождается различными физическими явлениями: перенос теплоты, диффузионный перенос реагирующих масс и др.

Время горения топлива складывается из времени протекания физических ( $\tau_{\text{физ}}$ ) и химических процессов ( $\tau_{\text{хим}}$ ):

$$\tau_{\text{гор}} = \tau_{\text{физ}} + \tau_{\text{хим}}. \quad (3.19)$$

Время протекания физических процессов состоит из времени  $\tau_{см}$ , необходимого для смешивания топлива с окислителем и времени, в течении которого топливо-воздушная смесь подогревается до температуры воспламенения  $t_H$ :

$$\tau_{физ} = \tau_{см} + \tau_H. \quad (3.20)$$

Время горения  $\tau_{гор}$  определяется скоростью наиболее медленного процесса.

**Горение газообразного топлива.** Минимальная температура, при которой происходит воспламенение смеси, называется **температурой воспламенения**. Значение этой температуры для различных газов неодинаково и зависит от теплофизических свойств горючих газов, содержания горючего в смеси, условий зажигания, условий отвода теплоты в каждом конкретном устройстве и т.д.

Горючий газ в смеси с окислителем сгорает в факеле. Различают два метода сжигания газа в факеле – **кинетический и диффузионный**. При кинетическом сжигании до начала горения газ предварительно смешивается с окислителем. Газ и окислитель подаются сначала в смешивающее устройство горелки. Горение смеси осуществляется вне пределов смесителя. При этом скорость горения не должна превышать скорости химических реакций горения,  $\tau_{гор} = \tau_{хим}$ .

Диффузионное горение происходит в процессе смешивания горючего газа с воздухом. Газ поступает в рабочий объем отдельно от воздуха. Скорость процесса будет ограничена скоростью смешивания газа с воздухом,  $\tau_{гор} = \tau_{физ}$ .

Кроме этого, существует смешанное (диффузионно-кинетическое) горение. При этом газ предварительно смешивается с некоторым количеством воздуха, затем полученная смесь поступает в рабочий объем, где отдельно подается остальная часть воздуха.

В топках котельных агрегатов в основном используют кинетический и смешанный способы сжигания топлива.

**Горение твердого топлива.** Процесс горения состоит из следующих стадий: 1) подсушка топлива и нагревание до температуры начала выхода летучих веществ; 2) воспламенение летучих веществ и их выгорание; 3) нагревание кокса до воспламенения; 4) выгорание горючих веществ из кокса. Эти стадии иногда частично накладываются одна на другую.

Выход летучих веществ у различных топлив начинается при различных температурах: у торфа – при 550–660 К, у бурых углей – при 690–710 К, у тощих углей и антрацита – при 1050–1070 К.

**Горение жидкого топлива.** Основным жидким топливом, используемым в транспортной энергетике, является бензин и дизельное топливо. В установках небольшой мощности также используют технический керосин.

Наибольшее применение получил метод сжигания жидкого топлива в распыленном состоянии. Этот метод позволяет значительно ускорить его сгорание и получить высокие тепловые напряжения объемов камер сгорания вследствие увеличения площади поверхности контакта топлива с окислителем.

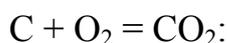
Процесс горения жидкого топлива можно разделить на следующие стадии: 1) нагревание и испарение топлива; 2) образование горючей смеси; 3) воспламенение горючей смеси от постороннего источника (искры, раскаленной спирали или от сжатия т.п.); 4) собственно горение смеси.

### 3.4.2. Определение теоретического и действительного расхода воздуха на горение топлива

Горючие вещества топлива взаимодействуют с кислородом воздуха в определенном количественном соотношении. Расход кислорода и количество получающихся продуктов сгорания рассчитывают по **стехиометрическим уравнениям** горения, которые записывают для 1 кмоль каждой горючей составляющей.

Стехиометрические уравнения горения горючих составляющих твердого и жидкого топлива имеют вид:

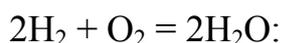
– для углерода



$$12 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44 \text{ кг } CO_2;$$

$$1 \text{ кг } C + (32/12) \text{ кг } O_2 = (44/12) \text{ кг } CO_2; \quad (3.21)$$

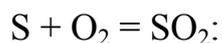
– для водорода



$$4 \text{ кг } H_2 + 32 \text{ кг } O_2 = 36 \text{ кг } H_2O;$$

$$1 \text{ кг } H_2 + 8 \text{ кг } O_2 = 9 \text{ кг } H_2O; \quad (3.22)$$

– для серы



$$32 \text{ кг } S + 32 \text{ кг } O_2 = 64 \text{ кг } SO_2;$$

$$1 \text{ кг } S + 1 \text{ кг } O_2 = 2 \text{ кг } SO_2. \quad (3.23)$$

Для горения 1 кг углерода, водорода и серы необходимо соответственно 8, 3,8 и 1 кг кислорода. В топливе находится  $C^p/100$  кг углерода,

$H^p/100$  кг водорода,  $S_{л}^p/100$  кг летучей серы и  $O^p/100$  кг кислорода. Тогда для горения 1 кг топлива суммарный расход кислорода будет равен

$$M^o_{O_2} = (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100. \quad (3.24)$$

Так как массовая доля кислорода в воздухе равна 0,232, то массовое количество воздуха определяется по формуле

$$M^o = (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100 \cdot 100/23,2;$$

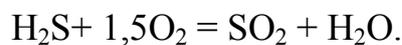
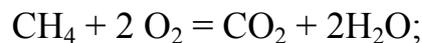
$$M^o = 0,115 C^p + 0,345 H^p + 0,043(S_{л}^p - O^p). \quad (3.25)$$

При нормальных условиях плотность воздуха  $\rho_o = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>. Тогда объемное количество воздуха, необходимого для горения 1 кг топлива, можно рассчитать по следующей формуле:

$$V^o = M^o / \rho_o = M^o / 1,293 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$V^o = 0,0889 (C^p + 0,3755S_{л}^p) + 0,265 H^p - 0,033O^p. \quad (3.26)$$

Для газообразного топлива расход необходимого воздуха  $V^o$  определяют из объемных долей горючих компонентов газа с использованием стехиометрических реакций:



Теоретическое количество воздуха (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>), необходимого для сжигания газа, определяют по формуле

$$V^o = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + (m + n/4)C_mH_n - O_2]. \quad (3.27)$$

Количество воздуха  $V^o$ , рассчитываемого по формулам (3.26) и (3.27), называется теоретически необходимым. То есть  $V^o$  представляет собой минимальное количество воздуха, необходимое для обеспечения полного сгорания 1 кг (1м<sup>3</sup>) топлива при условии, что при горении используется весь содержащийся в топливе и подаваемый вместе с воздухом кислород.

В реальных условиях из-за технических трудностей ощущается местный недостаток или избыток окислителя (воздуха), в результате ухудшается полное горение топлива. Поэтому воздух подается в большем количестве по сравнению с его теоретическим количеством  $V^o$ . Отношение действительного количества воздуха  $V_d$ , подаваемого в топку, к теоретически необходимому количеству называется **коэффициентом избытка воздуха**:

$$\alpha = V_d / V^o. \quad (3.28)$$

### 3.4.3. Количество продуктов сгорания топлива

При полном сгорании топлива продукты сгорания содержат газы:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{S}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$  и пары воды  $\text{H}_2\text{O}$ , т.е.

$$\text{CO}_2 + \text{S}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = 100 \text{ \%}.$$

Полный объем продуктов сгорания  $V_{\Gamma}$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) представляет собой сумму объемов сухих газов  $V_{\text{с.г}}$  и водяных паров  $V_{\text{H}_2\text{O}}$ :

$$V_{\Gamma} = V_{\text{с.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.29)$$

при этом  $V_{\text{с.г}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}$ ,

где  $V_{\text{R}_2\text{O}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}$  – объем трехатомных газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}$  – объем двухатомных газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

1. Для твердых (кроме сланцев) и жидких топлив теоретические объемы ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) продуктов полного сгорания определяются по формулам:

а) объем двухатомных газов:

$$V_{\text{N}_2}^{\circ} = 0,79 \cdot V^{\circ} + 0,8 \cdot N^{\circ} / 100; \quad (3.30)$$

б) объем трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 \cdot (C^{\text{p}} + 0,375 S^{\text{p}}_{\text{л}}); \quad (3.31)$$

в) объем сухих газов:

$$V_{\text{с.г.}}^{\circ} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\circ} = 0,0187 (C^{\text{p}} + 0,375 S^{\text{p}}_{\text{л}}) + 0,79 \cdot V^{\circ} + 0,8 N^{\circ} / 100; \quad (3.32)$$

г) объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} = 0,0124 \cdot (9H^{\text{p}} + W^{\text{p}}) + 0,0161 \cdot V^{\circ}; \quad (3.33)$$

д) полный объем продуктов сгорания:

$$V_{\Gamma}^{\circ} = V_{\text{с.г.}}^{\circ} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} = 0,0187 (C^{\text{p}} + 0,375 S^{\text{p}}_{\text{л}}) + 0,79 V^{\circ} + 0,8 N^{\circ} / 100 + 0,0124 \cdot (9H^{\text{p}} + W^{\text{p}}) + 0,0161 \cdot V^{\circ}. \quad (3.34)$$

2. Для газообразного топлива теоретические объемы продуктов сгорания ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ ) определяются по формулам:

а) объем двухатомных газов:

$$V_{\text{N}_2}^{\circ} = 0,79 V^{\circ} + N_2 / 100; \quad (3.35)$$

б) объем трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot [\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + m \cdot C_m H_n]; \quad (3.36)$$

в) объем сухих газов:

$$V_{\text{с.г.}}^{\circ} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\circ}; \quad (3.37)$$

г) объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} = 0,01 \cdot [\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + (n/2) \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_{\text{r}} + 0,0161 \cdot V^{\circ}], \quad (3.38)$$

где  $d_{\text{r}}$  – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м<sup>3</sup> сухого газа, г/м<sup>3</sup>;

д) полный объем продуктов сгорания:

$$V_{\text{r}}^{\circ} = V_{\text{с.г.}}^{\circ} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ}. \quad (3.39)$$

#### 3.4.4. Масса продуктов сгорания

Масса продуктов сгорания определяется по формулам:

а) для твердого (кроме сланцев) и жидкого топлива (кг/кг):

$$M_{\text{r}} = 1 - 0,01A^{\text{p}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{T}} V^{\circ}; \quad (3.40)$$

б) для газообразного топлива (кг/м<sup>3</sup>):

$$M_{\text{r}} = \rho_{\text{г.т}}^{\text{с}} + 0,001d_{\text{г.т}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{T}} V^{\circ}, \quad (3.41)$$

где  $\rho_{\text{г.т}}^{\text{с}}$  – плотность сухого газа, кг/м<sup>3</sup>;

$d_{\text{г.т}}$  – содержание влаги в топливе, кг/м<sup>3</sup>;

в) для сланцев (кг/кг):

$$M_{\text{r.к}} = 1 - 0,01A_{\text{к}}^{\text{p}} + 1,306 \cdot \alpha_{\text{T}} V^{\circ} + 0,01 \cdot (\text{CO}_2)_{\text{к}}^{\text{p}} K, \quad (3.42)$$

где  $A_{\text{к}}^{\text{p}}$  – расчетное содержание золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов, %;

$K$  – коэффициент разложения карбонатов; при слоевом сжигании  $K = 0,7$ , при камерном – 1,0.

## 4. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

### 4.1. Классификация и принципы работы ДВС

Поршневым двигателем внутреннего сгорания (ДВС) называют такую тепловую машину, в которой превращение химической энергии топлива в тепловую, а затем в механическую энергию происходит внутри рабочего цилиндра. Превращение теплоты в работу в таких двигателях связано с реализацией целого комплекса сложных физико-химических, газодинамических и термодинамических процессов, которые определяют различие рабочих циклов и конструктивного исполнения.

Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания приведена на рис. 4.1. Исходным признаком классификации принят род топлива, на котором работает двигатель. Газообразным топливом для ДВС служат природный, сжиженный и генераторный газы. Жидкое топливо представляет собой продукты переработки нефти: бензин, керосин, дизельное топливо и др. Газожидкостные двигатели работают на смеси газообразного и жидкого топлива, причем основным топливом является газообразное, а жидкое используется как запальное в небольшом количестве. Многотопливные двигатели способны длительно работать на разных топливах в диапазоне от сырой нефти до высокооктанового бензина.

Двигатели внутреннего сгорания классифицируют также по следующим признакам:

- по способу воспламенения рабочей смеси – с принудительным воспламенением и с воспламенением от сжатия;
- по способу осуществления рабочего цикла – двухтактные и четырехтактные, с наддувом и без наддува;
- по способу смесеобразования – с внешним смесеобразованием (карбюраторные и газовые) и с внутренним смесеобразованием (дизельные и бензиновые с впрыском топлива в цилиндр);
- по способу охлаждения – с жидкостным и воздушным охлаждением;
- по расположению цилиндров – однорядные с вертикальным, наклонным горизонтальным расположением; двухрядные с *V*-образным и оппозитным расположением.

Преобразование химической энергии топлива, сжигаемого в цилиндре двигателя, в механическую работу совершается с помощью газообразного тела – продуктов сгорания жидкого или газообразного топлива. Под действием давления газов поршень совершает возвратно-поступательное движение, которое преобразуется во вращательное движение коленчатого вала с помощью кривошипно-шатунного механизма ДВС. Прежде чем рассматривать рабочие процессы, остановимся на основных понятиях и определениях, принятых для двигателей внутреннего сгорания.



За один оборот коленчатого вала поршень дважды будет находиться в крайних положениях, где изменяется направление его движения (рис 4.2). Эти положения поршня принято называть *мертвыми точками*, так как усилие, приложенное к поршню в этот момент, не может вызвать вращательного движения коленчатого вала. Положение поршня в цилиндре, при котором расстояние его от оси вала двигателя достигает максимума, называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ). *Нижней мертвой точкой* (НМТ) называют такое положение поршня в цилиндре, при котором расстояние его от оси вала двигателя достигает минимума.

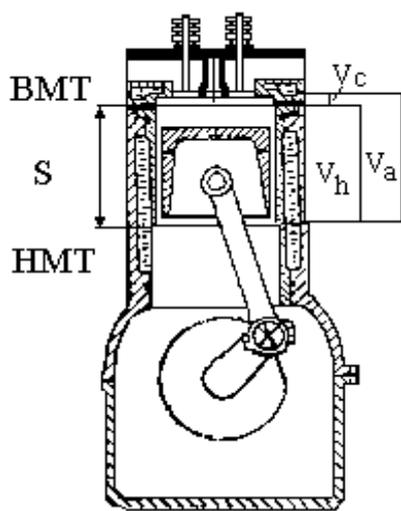


Рис 4.2. Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания

Расстояние по оси цилиндра между мертвыми точками называют *ходом поршня*. Каждому ходу поршня соответствует поворот коленчатого вала на  $180^\circ$ .

Перемещение поршня в цилиндре вызывает изменение объема надпоршневого пространства. Объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в ВМТ называют *объемом камеры сгорания*  $V_c$ .

Объем цилиндра, образуемый поршнем при его перемещении между мертвыми точками, называется *рабочим объемом цилиндра*  $V_h$ .

$$V_h = 0,785 \cdot D^2 S, \quad (4.1.)$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, мм;

$S$  — ход поршня, мм.

Объем надпоршневого пространства при положении поршня в НМТ называют *полным объемом цилиндра*  $V_a$ .

$$V_a = V_c + V_h. \quad (4.2.)$$

Рабочий объем двигателя представляет собой произведение рабочего объема цилиндра на число цилиндров.

Отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_c$  называют *степенью сжатия*:

$$\varepsilon = V_a/V_c = 1+(V_h/V_c) = 1/(1-(V_h/V_a)), \quad (4.3)$$

При перемещении поршня в цилиндре кроме изменения объема рабочего тела изменяются его давление, температура, теплоемкость, внутренняя энергия. Рабочим циклом называют совокупность последовательных процессов, осуществляемых с целью превращения тепловой энергии топлива в механическую.

Достижение периодичности рабочих циклов обеспечивается с помощью специальных механизмов и систем двигателя.

Рабочий цикл любого поршневого двигателя внутреннего сгорания может быть осуществлен по одной из двух схем, изображенных на рис. 4.3.

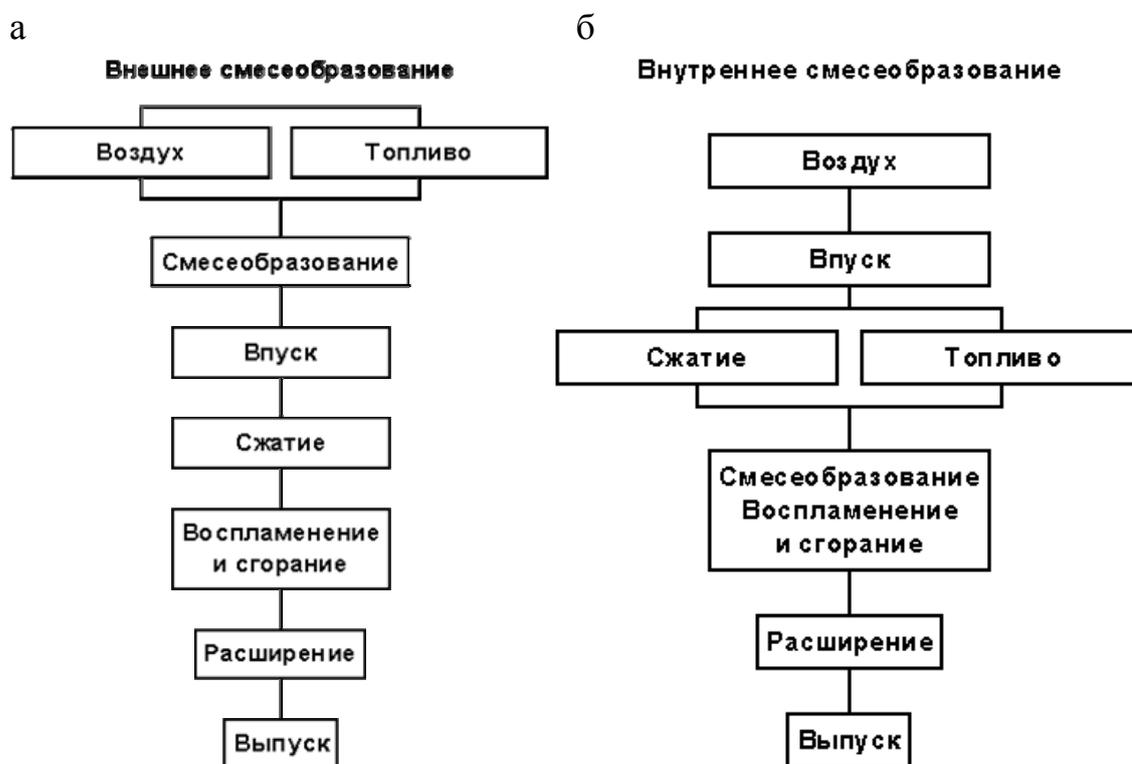


Рис. 4.3. Схемы рабочего цикла двигателей

По схеме, изображенной на рис. 4.3а, рабочий цикл осуществляется следующим образом. Топливо и воздух в определенных соотношениях перемешиваются вне цилиндра двигателя и образуют горючую смесь. Полученная смесь поступает в цилиндр (впуск), после чего она подвергается сжатию. Сжатие смеси, как будет показано ниже, необходимо для увеличения работы за цикл, так как при этом расширяются температурные пределы, в которых протекает рабочий процесс. Предварительное сжатие создает также лучшие условия для сгорания смеси воздуха с топливом.

Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходит дополнительное перемешивание топлива с воздухом. Подготовленная горючая смесь воспламеняется в цилиндре при помощи электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре резко повышается температура и, следовательно, давление, под воздействием которого происходит перемещение поршня от ВМТ к НМТ. В процессе расширения нагретые до высокой температуры газы совершают полезную работу. Давление, а вместе с ним и температура газов в цилиндре при этом понижаются. После расширения следует очистка цилиндра от продуктов сгорания (выпуск), и рабочий цикл повторяется.

В рассмотренной схеме подготовка смеси воздуха с топливом, т.е. процесс смесеобразования, происходит в основном вне цилиндра, и наполнение цилиндра производится готовой горючей смесью, поэтому двигатели, работающие по этой схеме, называются двигателями с *внешним смесеобразованием*. К числу таких двигателей относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, газовые двигатели, а также двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых применяется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом при обычных условиях.

Сжатие смеси в цилиндре у двигателей с внешним смесеобразованием должно быть таким, чтобы давление и температура в конце сжатия не достигали значений, при которых могли бы произойти преждевременная вспышка или слишком быстрое (детонационное) сгорание. В зависимости от применяемого топлива, состава смеси, условий теплопередачи в стенки цилиндра и т.д. давление конца сжатия у двигателей с внешним смесеобразованием находится в пределах 1,0–2,0 МПа.

Если рабочий цикл двигателя происходит по схеме, описанной выше, то обеспечивается хорошее смесеобразование и использование рабочего объема цилиндра. Однако ограниченность степени сжатия смеси не позволяет улучшить экономичность двигателя, а необходимость в принудительном зажигании усложняет его конструкцию.

В случае осуществления рабочего цикла по схеме, показанной на рис. 4.3б, процесс смесеобразования происходит только внутри цилиндра. Рабочий цилиндр в данном случае заполняется не смесью, а воздухом (впуск), который и подвергается сжатию. В конце процесса сжатия в цилиндр через форсунку под большим давлением впрыскивается топливо. При впрыскивании оно мелко распыляется и перемешивается с воздухом в цилиндре. Частицы топлива, соприкасаясь с горячим воздухом, испаряются, образуя топливовоздушную смесь. Воспламенение смеси при работе двигателя по этой схеме происходит в результате разогрева воздуха до температур, превышающих самовоспламенение топлива вследствие сжатия. Впрыск топлива во избежание преждевременной вспышки

начинается только в конце такта сжатия. К моменту воспламенения обычно впрыск топлива еще не заканчивается. Топливовоздушная смесь, образующаяся в процессе впрыска, получается неоднородной, вследствие чего полное сгорание топлива возможно лишь при значительном избытке воздуха. В результате более высокой степени сжатия, допустимой при работе двигателя по данной схеме, обеспечивается и более высокий КПД. После сгорания топлива следует процесс расширения и очистка цилиндра от продуктов сгорания (выпуск). Таким образом, в двигателях, работающих по второй схеме, весь процесс смесеобразования и подготовка горючей смеси к сгоранию происходят внутри цилиндра. Такие двигатели называются двигателями с *внутренним смесеобразованием*. Двигатели, в которых воспламенение топлива происходит в результате высокого сжатия, называются *двигателями с воспламенением от сжатия, или дизелями*.

#### 4.2. Рабочий цикл четырехтактного ДВС

Двигатель, рабочий цикл которого осуществляется за четыре такта, или за два оборота коленчатого вала, называется *четырёхтактным*. Рабочий цикл в таком двигателе происходит следующим образом.

Первый такт – *впуск* (рис. 4.4). В начале первого такта поршень находится в положении, близком к ВМТ. Впуск начинается с момента открытия впускного отверстия, за  $10\text{--}30^\circ$  до ВМТ.

Камера сгорания заполнена продуктами сгорания от предыдущего процесса, давление которых несколько больше атмосферного. На индикаторной диаграмме начальному положению поршня соответствует точка  $r$ . При вращении коленчатого вала (в направлении стрелки) шатун перемещает поршень к НМТ, а распределительный механизм полностью открывает впускной клапан и соединяет надпоршневое пространство цилиндра двигателя с впускным трубопроводом. В начальный момент впуска клапан только начинает подниматься, и впускное отверстие представляет собой круглую узкую щель высотой в несколько десятых долей миллиметра. Поэтому в этот момент впуска горючая смесь (или воздух) в цилиндр почти не проходит. Однако опережение открытия впускного отверстия необходимо для того, чтобы к моменту начала опускания поршня после прохода им ВМТ окно было бы открыто, возможно, больше и не затрудняло бы поступления воздуха или смеси в цилиндр. В результате движения поршня к НМТ цилиндр заполняется свежим зарядом (воздухом или горючей смесью).

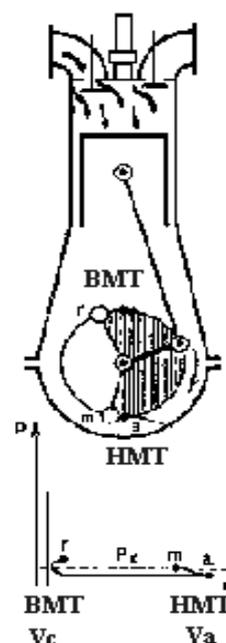


Рис. 4.4. Впуск

При этом вследствие сопротивления впускной системы и впускных клапанов давление в цилиндре становится на 0,01–0,03 МПа меньше давления во впускном трубопроводе. На индикаторной диаграмме такту впуска соответствует линия *ra*.

Такт впуска состоит из впуска газов, происходящего при ускорении движения опускающегося поршня, и впуска при замедлении его движения.

Впуск при ускорении движения поршня начинается в момент начала опускания поршня и заканчивается в момент достижения поршнем максимальной скорости приблизительно при  $80^\circ$  поворота вала после ВМТ. В начале опускания поршня вследствие малого открытия впускного отверстия в цилиндр проходит мало воздуха или смеси, а поэтому остаточные газы, оставшиеся в камере сгорания от предшествующего цикла, расширяются, и давление в цилиндре падает. При опускании поршня горючая смесь или воздух, находившаяся в покое во впускном трубопроводе или двигавшаяся в нем с небольшой скоростью, начинает проходить в цилиндр с постепенно увеличивающейся скоростью, заполняя объем, освобождаемый поршнем. По мере опускания поршня его скорость постепенно увеличивается и достигает максимума при повороте коленчатого вала примерно на  $80^\circ$ . При этом впускное отверстие открывается все больше и больше и горючая смесь (или воздух) в цилиндр проходит в больших количествах.

Впуск при замедленном движении поршня начинается с момента достижения поршнем наибольшей скорости и оканчивается НМТ, когда скорость его равна нулю. По мере уменьшения скорости поршня скорость смеси (или воздуха), проходящей в цилиндр, несколько уменьшается, однако в НМТ она не равна нулю. При замедленном движении поршня горючая смесь (или воздух) поступает в цилиндр за счет увеличения объема цилиндра, освобождаемого поршнем, а также за счет своей силы инерции. При этом давление в цилиндре постепенно повышается и в НМТ может даже превышать давление во впускном трубопроводе.

Давление во впускном трубопроводе может быть близким к атмосферному в двигателях без наддува или выше него в зависимости от степени наддува (0,13–0,45 МПа) в двигателях с наддувом.

Впуск окончится в момент закрытия впускного отверстия ( $40$ – $60^\circ$ ) после НМТ. Задержка закрытия впускного клапана происходит при постепенно поднимающемся поршне, т.е. уменьшающемся объеме газов в цилиндре. Следовательно, смесь (или воздух) поступает в цилиндр за счет ранее созданного разрежения или инерции потока газа, накопленной в процессе течения струи в цилиндр.

При малых числах оборотов вала, например при пуске двигателя, сила инерции газов во впускном трубопроводе почти полностью отсутствует,

поэтому во время задержки впуска будет идти обратный выброс смеси (или воздуха), поступившей в цилиндр ранее во время основного впуска.

При средних числах оборотов инерция газов больше, поэтому в самом начале подъема поршня происходит дозарядка. Однако по мере подъема поршня давление газов в цилиндре увеличится и начавшаяся дозарядка может перейти в обратный выброс.

При больших числах оборотов сила инерции газов во впускном трубопроводе близка к максимуму, поэтому происходит интенсивная дозарядка цилиндра, а обратный выброс не наступает.

Второй такт – *сжатие*. При движении поршня от НМТ к ВМТ (рис. 4.5) производится сжатие поступившего в цилиндр заряда.

Давление и температура газов при этом повышаются, и при некотором перемещении поршня от НМТ давление в цилиндре становится одинаковым с давлением впуска (точка *m* на индикаторной диаграмме). После закрытия клапана при дальнейшем перемещении поршня давление и температура в цилиндре продолжают повышаться. Значение давления в конце сжатия (точка *c*) будет зависеть от степени сжатия, герметичности рабочей полости, теплоотдачи в стенки, а также от величины начального давления сжатия.

На воспламенение и процесс сгорания топлива как при внешнем, так и при внутреннем смесеобразовании требуется некоторое время, хотя и очень незначительное.

Для наилучшего использования теплоты, выделяющейся при сгорании, необходимо, чтобы сгорание топлива заканчивалось при положении поршня, возможно близком к ВМТ. Поэтому воспламенение рабочей смеси от электрической искры в двигателях с внешним смесеобразованием и впрыск топлива в цилиндр двигателей с внутренним смесеобразованием обычно производятся до прихода поршня в ВМТ.

Таким образом, во время второго такта в цилиндре в основном производится сжатие заряда. Кроме того, в начале такта продолжается зарядка цилиндра, а в конце начинается сгорание топлива. На индикаторной диаграмме второму такту соответствует линия *ac*.

Третий такт – *сгорание и расширение*. Третий такт происходит при ходе поршня от ВМТ к НМТ (рис. 4.6). В начале такта интенсивно сгорает топливо, поступившее в цилиндр и подготовленное к этому в конце второго такта.

Вследствие выделения большого количества теплоты температура и давление в цилиндре резко повышаются, несмотря на некоторое

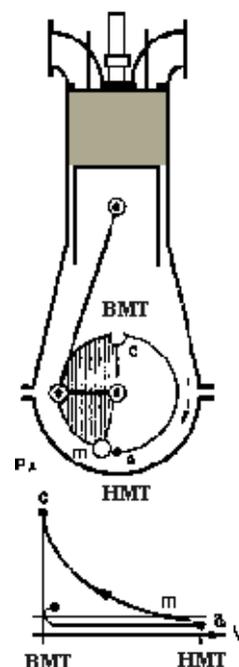


Рис. 4.5.  
Сжатие

увеличение внутри цилиндрического объема (участок *cz* на индикаторной диаграмме).

Под действием давления происходит дальнейшее перемещение поршня к НМТ и расширение газов. Во время расширения газы совершают полезную работу, поэтому третий такт называют также *рабочим ходом*. На индикаторной диаграмме третьему такту соответствует линия *czb*.

Четвертый такт – *выпуск*. Во время четвертого такта происходит очистка цилиндра от выпускных газов (рис. 4.7). Поршень, перемещаясь от НМТ к ВМТ, вытесняет газы из цилиндра через открытый выпускной клапан. В четырехтактных двигателях открывают выпускное отверстие на  $40\text{--}80^\circ$  до прихода поршня в НМТ (точка *b*) и закрывают его через  $20\text{--}40^\circ$  после прохода поршнем ВМТ. Таким образом, продолжительность очистки цилиндра от отработавших газов составляет в разных двигателях от  $240$  до  $300^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

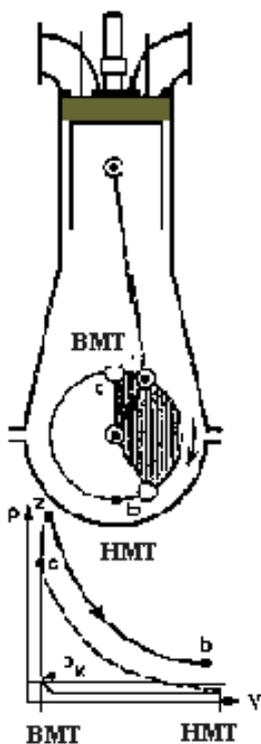


Рис. 4.6. Рабочий ход

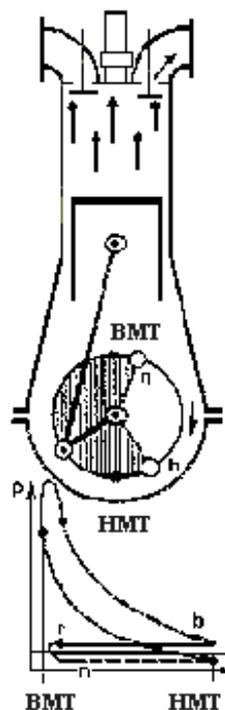


Рис. 4.7. Выпуск

Процесс выпуска можно разделить на предварение выпуска, происходящее при опускающемся поршне от момента открытия выпускного отверстия (точка *b*) до НМТ, т.е. в течение  $40\text{--}80^\circ$ , и основной выпуск, происходящий при перемещении поршня от НМТ до закрытия выпускного отверстия, т.е. в течение  $200\text{--}220^\circ$  поворота коленчатого вала.

Во время предварения выпуска поршень опускается и удалять из цилиндра отработавшие газы не может.

Однако в начале предварения выпуска давление в цилиндре значительно выше, чем в выпускном коллекторе.

Поэтому отработавшие газы за счет собственного избыточного давления с критическими скоростями выбрасываются из цилиндра. Истечение газов с такими большими скоростями сопровождается звуковым эффектом, для поглощения которого устанавливают глушители.

Критическая скорость истечения отработавших газов при температурах 800–1200 К составляет 500–600 м/с.

При подходе поршня к НМТ давление и температура газа в цилиндре понижаются, и скорость истечения отработавших газов падает.

Когда поршень подойдет к НМТ, давление в цилиндре понизится. При этом критическое истечение окончится и начнется основной выпуск.

Истечение газов во время основного выпуска происходит с меньшими скоростями, достигающими в конце выпуска 60–160 м/с.

Таким образом, предварение выпуска менее продолжительно, скорости газов очень велики, а основной выпуск примерно в три раза продолжительнее, но газы в это время выводят из цилиндра с меньшими скоростями.

Поэтому количества газов, выходящих из цилиндра во время предварения выпуска и основного выпуска, примерно одинаковы.

По мере уменьшения частоты вращения двигателя уменьшаются все давления цикла, а следовательно, и давления в момент открытия выпускного отверстия. Поэтому при средних частотах вращения сокращается, а при некоторых режимах (при малых оборотах) совершенно пропадает истечение газов с критическими скоростями, характерными для предварения выпуска. Температура газов в трубопроводе по углу поворота кривошипа меняется от максимальной в начале выпуска до минимальной в конце. Предварение открытия выпускного отверстия несколько уменьшает полезную площадь индикаторной диаграммы. Однако более позднее открытие этого отверстия вызовет задержку газов с высоким давлением в цилиндре и на их удаление при перемещении поршня придется затратить дополнительную работу.

Небольшая задержка закрытия выпускного отверстия создает возможность использования инерции выпускных газов, ранее вышедших из цилиндра, для лучшей очистки цилиндра от сгоревших газов. Несмотря на это, часть продуктов сгорания неизбежно остается в головке цилиндра, переходя от каждого данного цикла к последующему в виде остаточных газов. На индикаторной диаграмме четвертому такту соответствует линия *zb*.

Четвертым тактом заканчивается рабочий цикл. При дальнейшем движении поршня в той же последовательности повторяются все процессы цикла.

Только такт сгорания и расширения является рабочим, остальные три такта осуществляются за счет кинетической энергии вращающегося коленчатого вала с маховиком и работы других цилиндров.

Чем полнее будет очищен цилиндр от выпускных газов и чем больше поступит в него свежего заряда, тем больше, следовательно, можно будет получить полезной работы за цикл.

Для улучшения очистки и наполнения цилиндра выпускной клапан закрывается не в конце такта выпуска (ВМТ), а несколько позднее (при повороте коленчатого вала на  $5-30^\circ$  после ВМТ), т.е. в начале первого такта. По этой же причине и впускной клапан открывается с некоторым опережением (за  $10-30^\circ$  до ВМТ, т.е. в конце четвертого такта). Таким образом, в конце четвертого такта в течение некоторого периода могут быть открыты оба клапана. Такое положение клапанов называется *перекрытием клапанов*. Оно способствует улучшению наполнения в результате эжектирующего действия потока газов в выпускном трубопроводе.

Из рассмотрения четырехтактного цикла работы следует, что четырехтактный двигатель только половину времени, затраченного на цикл, работает как тепловой двигатель (такты сжатия и расширения). Вторую половину времени (такты впуска и выпуска) двигатель работает как воздушный насос.

#### 4.3. Рабочий цикл двухтактного ДВС

Более полно время, отводимое на рабочий цикл, используется в двухтактных двигателях, в которых рабочий цикл совершается за два такта, т.е. за один оборот коленчатого вала. В отличие от четырехтактных двигателей, в двухтактных очистка рабочего цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом, или, другими словами, процесс газообмена, происходят только при движении поршня вблизи НМТ. При этом очистка цилиндра от выпускных газов осуществляется путем вытеснения их не поршнем, а предварительно сжатым до определенного давления воздухом или горючей смесью. Предварительное сжатие воздуха или смеси производится в специальном продувочном насосе или компрессоре, исполняемом в виде отдельного агрегата. В небольших двигателях в качестве продувочного насоса иногда используются внутренняя полость картера (кривошипная камера) и поршень двигателя.

В процессе газообмена в двухтактных двигателях некоторая часть воздуха или горючей смеси неизбежно удаляется из цилиндра вместе с выпускными газами через выпускные органы. Эта утечка воздуха или горючей смеси учитывается при выборе производительности продувочного насоса или компрессора.

В двухтактных двигателях применяются различные схемы газообмена.

**Прямоточная клапанно-щелевая схема газообмена** (рис. 4.8). Основными особенностями устройства двигателя этого типа являются: 1) впускные окна (1), расположенные в нижней части цилиндра, высота которых составляет около 10–20 % хода поршня. Открытие и закрытие впускных окон производится поршнем (3) при его движении в цилиндре;

2) выпускные клапаны (4), размещенные в крышке цилиндра, с приводом от распределительного вала, частота вращения которого обеспечивает открытие клапанов один раз за один оборот коленчатого вала;

3) продувочный насос нагнетает воздух под давлением через открытые окна (1) для очистки цилиндра от продуктов сгорания и наполнения свежим зарядом.

**Петлевая схема газообмена** (рис. 4.9) значительно упрощает конструкцию двигателя по сравнению с клапанно-щелевой, но при этом ухудшается качество газообмена и возникают потери воздуха или смеси при наполнении. Петлевая схема газообмена отличается большим разнообразием конструктивного выполнения и широко применяется в двигателях различного назначения (от маломощных для мопедов до крупных, мощностью в несколько десятков тысяч киловатт для судов).

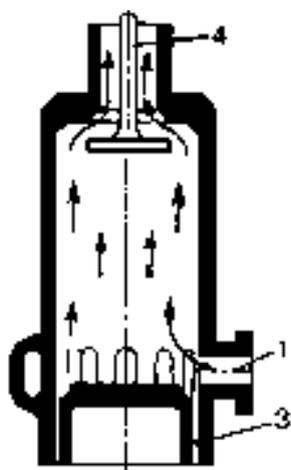


Рис. 4.8. Прямоточная клапанно-щелевая схема газообмена

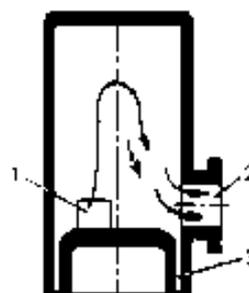


Рис. 4.9. Петлевая схема газообмена

**Прямоточная схема газообмена с противоположно движущимися поршнями** (рис. 4.10), в которой один поршень (3) управляет впускными окнами, а другой – выпускными, обеспечивает высокое качество газообмена.

Для предварительного сжатия горючей смеси или воздуха, как было указано выше, в двухтактных двигателях может быть использована внутренняя полость картера (кривошипная камера).

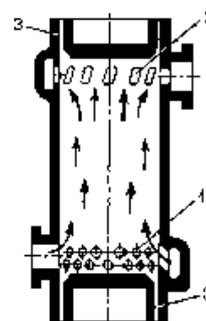


Рис. 4.10. Прямоточная схема газообмена

Такие двигатели называются *двигателями с кривошипно-камерной схемой газообмена* (рис. 4.11). Они имеют герметически закрытый картер, который и служит продувочным насосом.

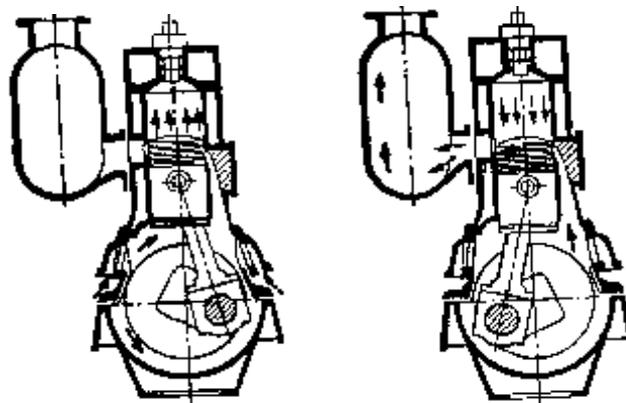


Рис. 4.11 Кривошипно-камерная схема газообмена

При движении поршня от НМТ к ВМТ объем пространства под ним увеличивается и давление падает ниже атмосферного, т.е. в кривошипной камере создается разрежение.

Вследствие этого наружный воздух устремляется в картер через автоматически действующий впускной клапан. При обратном движении поршня до момента открытия впускных окон происходит сжатие свежего заряда в кривошипной камере. После открытия впускных окон сжатый свежий заряд вытесняется из камеры в цилиндр.

Преимущество двухтактных двигателей с кривошипно-камерной схемой газообмена – простота устройства. Однако при данном способе газообмена очистка цилиндра и наполнение его свежим зарядом по сравнению с другими способами происходят значительно хуже, в результате чего уменьшается мощность и ухудшается экономичность двигателя.

На рис. 4.12 и 4.13 показана схема работы двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена.

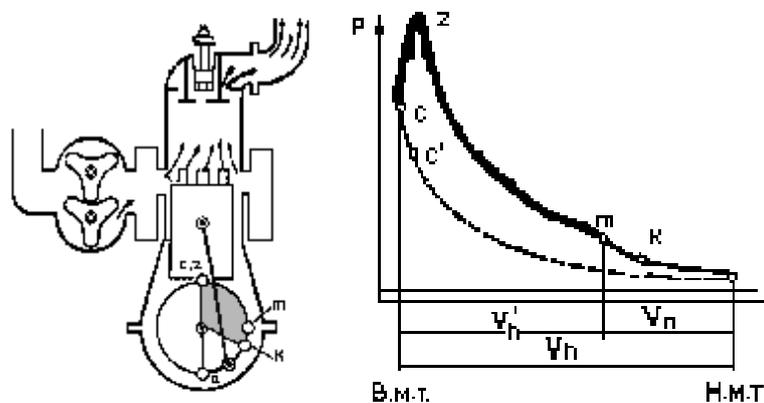


Рис. 4.12. Первый такт двухтактного ДВС

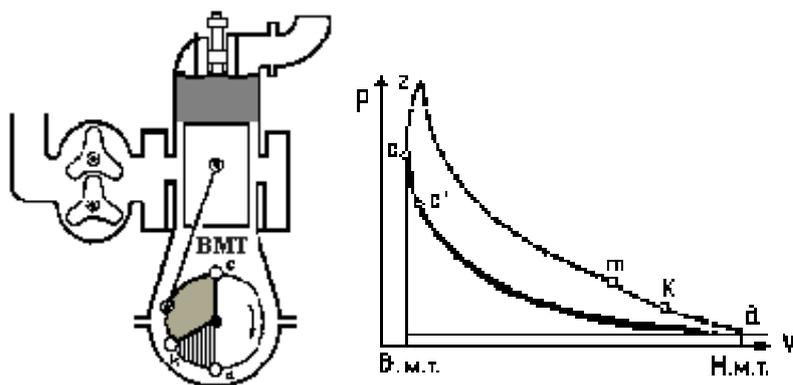


Рис. 4.13. Второй такт двухтактного ДВС

**Первый такт.** Первый такт соответствует ходу поршня ВМТ к НМТ (рис. 4.12). В цилиндре только что прошло сгорание (линия  $cz$  на индикаторной диаграмме) и начался процесс расширения газов, т.е. осуществляется рабочий ход. Несколько раньше момента прихода поршня к впускным окнам открываются выпускной клапан в крышке цилиндра, и продукты сгорания начинают вытекать из цилиндра в выпускной патрубок; при этом давление в цилиндре резко падает (участок  $mk$  на индикаторной диаграмме).

Впускные окна открываются поршнем, когда давление в цилиндре становится примерно равным давлению предварительно сжатого воздуха в ресивере или немного выше его. Воздух, поступающий в цилиндр через впускные окна, вытесняет через выпускные клапаны, оставшиеся в цилиндре продукты сгорания, и заполняет цилиндр (продувка), т.е. осуществляется газообмен. Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива, расширение газов, выпуск выпускных газов, продувка и наполнение цилиндра.

**Второй такт.** Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ (рис. 4.13). В начале хода поршня продолжают процессы удаления выпускных газов, продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом. Конец продувки цилиндра определяется моментом закрытия впускных окон и выпускных клапанов. Последние закрываются или одновременно с впускными окнами, или несколько ранее.

Давление в цилиндре к концу газообмена в двухтактных двигателях несколько выше атмосферного и зависит от давления воздуха в ресивере. С момента окончания газообмена и полного перекрытия поршнем впускных окон начинается процесс сжатия воздуха. Когда поршень не доходит на  $10-30^\circ$  по углу поворота коленчатого вала до ВМТ (точка  $c'$ ), в цилиндр через форсунку начинает подаваться топливо. Следовательно, в течение второго такта в цилиндре происходит окончание выпуска, продувка и наполнение цилиндра в начале хода поршня и сжатие при его дальнейшем ходе.

В отличие от четырехтактного двигателя в двухтактном двигателе отсутствуют такты впуска и выпуска как самостоятельные такты, для которых требуется один оборот коленчатого вала. В двухтактных двигателях процессы выпуска и впуска осуществляются на небольших участках хода поршня, соответствующего основным тактам расширения и сжатия.

Из рассмотрения рабочего цикла двухтактного двигателя (индикаторная диаграмма на рис. 4.12) видно, что на части хода поршня, когда происходит газообмен, полезная работа не совершается. Объем  $V_{\text{п}}$ , соответствующий этой части хода поршня, называется *потерянным*. Тогда объем, описываемый поршнем при движении от точки  $m$ , определяющей момент начала сжатия, до ВМТ и называемый *действительным рабочим объемом*, равен:

$$V_{\text{д}} = V_{\text{г}} - V_{\text{п}}. \quad (4.4)$$

С учетом сказанного *действительная степень сжатия*

$$\varepsilon = V_{\text{д}}/V_{\text{п}}. \quad (4.5)$$

Отношение потерянного объема  $V_{\text{п}}$  к геометрическому рабочему объему  $V_{\text{г}}$  представляет собой *долю потерянного объема* на процесс газообмена.

$$\Psi = V_{\text{п}}/V_{\text{г}}. \quad (4.6)$$

В двухтактных двигателях  $\psi = 10 \dots 38 \%$ .

Сравнение рабочих циклов четырех- и двухтактных двигателей показывает, что при одинаковых размерах цилиндра и частотах вращения мощность двухтактного двигателя значительно больше. Учитывая увеличение числа рабочих циклов в 2 раза, следовало бы ожидать и увеличения мощности в 2 раза. В действительности мощность двухтактного двигателя увеличивается приблизительно в 1,5–1,7 раза вследствие потери части рабочего объема, ухудшения очистки и наполнения, а также затраты мощности на приведение в действие продувочного насоса. К преимуществам двухтактных двигателей следует также отнести большую равномерность крутящего момента, так как полный рабочий цикл осуществляется при каждом обороте коленчатого вала. Существенным недостатком двухтактного процесса по сравнению с четырехтактным является малое время, отводимое на процесс газообмена. Очистка цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом более совершенно происходят в четырехтактных двигателях. Кроме того, в двухтактном двигателе температурная нагрузка на поршень, крышки цилиндра и клапана выше, чем в четырехтактном.

При внешнем смесеобразовании в результате продувки цилиндра горючей смесью она частично выбрасывается через выпускные окна, поэтому двухтактный процесс применяется чаще в дизелях. Исключение

составляют мотоциклетные, лодочные и другие двигатели небольшой мощности, для которых большее значение имеет простота и компактность конструкции, чем экономичность.

#### 4.4. Индикаторные и эффективные показатели ДВС

##### 4.4.1. Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность

**Индикаторная мощность** двигателя, полезная работа, совершаемая газами в цилиндре поршневого двигателя в единицу времени, определяется путём обработки индикаторных диаграмм, полученных при испытании двигателя. Индикаторная мощность данного двигателя различна на разных режимах его работы. Зависимость индикаторной мощности от частоты вращения называется скоростной характеристикой. Чтобы построить скоростную характеристику индикаторной мощности, снимают индикаторные диаграммы на различных частотах вращения. Путём планиметрирования площадей полученных диаграмм определяют индикаторную мощность на данной частоте вращения. Индикаторная мощность частично расходуется на преодоление сил трения внутри двигателя и на приведение в действие вспомогательных механизмов. Индикаторная мощность может быть определена как сумма мощности, получаемой на коленчатом валу (эффективная мощность), и мощности, расходуемой на потери (мощность трения).

Под средним индикаторным давлением  $P_i$  понимают такое условное постоянное давление, которое, действуя на поршень в течение одного рабочего хода, совершает работу, равную индикаторной работе газов в цилиндре за рабочий цикл.

Согласно определению **среднее индикаторное давление** находится как отношение индикаторной работы  $L_i$  газов за цикл к единице рабочего объема цилиндра  $V_h$ , т.е.

$$P_i = L_i/V_h. \quad (4.7)$$

При наличии индикаторной диаграммы, снятой в двигателе, среднее индикаторное давление можно определить по высоте прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равна полезной площади индикаторной диаграммы, представляющей собой в некотором масштабе индикаторную работу.

Определив с помощью планиметра полезную площадь  $F$  индикаторной диаграммы в  $\text{мм}^2$  и длину  $l$  индикаторной диаграммы в мм, соответствующую рабочему объему цилиндра, находят значение среднего индикаторного давления:

$$P_i = F \cdot \mu / l, \quad (4.8)$$

где  $\mu$  – масштаб давления индикаторной диаграммы,  $\text{Н}/\text{мм}^2$ .

Среднее индикаторное давление при полной нагрузке у четырехтактных карбюраторных двигателей составляет 0,8–1,2 МПа, у четырехтактных дизелей – 0,75–1,0 МПа, а у двухтактных дизелей – 0,6–0,9 МПа.

Так как число рабочих циклов, совершаемых двигателем в секунду, равно  $2 \cdot n_e / \tau$ , то индикаторная мощность  $N_i$  (Вт) одного цилиндра равна:

$$N_i = (2 \cdot n_e / \tau) \cdot P_i \cdot V_h, \quad (4.9)$$

где  $n_e$  – число оборотов коленчатого вала в секунду;

$\tau$  – тактность двигателя (число тактов за цикл).

Индикаторная мощность многоцилиндрового двигателя при числе цилиндров  $z$ :

$$N_i = (2 \cdot n_e / \tau) \cdot P_i \cdot V_h \cdot z, \quad (4.10)$$

#### 4.4.2. Основные параметры действительных процессов двигателя

##### 4.4.2.1. Определение параметров тактов «впуска» и «выпуска»

Для определения параметров тактов впуска и выпуска в теории рабочих процессов применяют следующие формулы.

Давление в конце впуска определяется по формуле

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \text{ МПа}, \quad (4.11)$$

где  $\Delta P_a$  – потери давления на впуске, МПа, определяемые по известной из гидродинамики формуле:

$$\Delta P_a = \xi_B \cdot \rho_B \cdot \frac{\omega_B^2}{2}, \text{ МПа}. \quad (4.12)$$

Здесь  $\xi_B$  – коэффициент гидравлических сопротивлений впускного тракта, учитывающий местные гидравлические сопротивления и сопротивления по длине впускных коллекторов.

Для ориентировочных расчетов можно использовать формулу, предложенную профессором Салминым В.В. и имеющую вид:

$$\xi_B \approx \frac{61}{n_e^2} - 4 \cdot 10^{-10} \cdot n_e, \quad (4.13)$$

где  $n_e$  – обороты коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

$\rho_B$  – плотность воздуха на впуске в двигатель,  $\text{кг/м}^3$ , которая определяется по формуле, известной из термодинамики:

$$\rho_B = \frac{P_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3. \quad (4.14)$$

Здесь  $P_0$  – давление окружающей среды, МПа;

$T_0$  – температура окружающей среды, К.

$\omega_B$  – линейная скорость движения воздуха во впускном тракте двигателя, м/с. Скорость может быть рассчитана по формуле, предложенной профессором Салминым В.В.:

$$\omega_B \approx 44,8 \cdot \sqrt{T_0 \cdot (1 - \beta^{0,286})}, \text{ м/с}, \quad (4.15)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий перепад давления, возникающий во впускном тракте двигателя, в ходе такта впуска. При выполнении проектировочных расчетов  $\beta$  можно определить по предложенной профессором Салминым В.В. эмпирической зависимости вида:

$$\beta = 1 - 10 \cdot 10^{-9} \cdot n_e - 35 \cdot 10^{-10} \cdot n_e^2. \quad (4.16)$$

Температура в конце такта впуска может быть рассчитана по формуле:

$$T_a = \frac{T_0'}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \cdot \left(1 - \frac{T_0'}{T_r}\right)}, \text{ К}, \quad (4.17)$$

где  $T_0'$  – температура подогретого на впуске свежего заряда, К, определяемая по формуле

$$T_0' = T_0 + \Delta T. \quad (4.18)$$

Здесь  $\Delta T$  – изменение температуры заряда при движении во впускном тракте. Изменение температуры заряда определяется по формуле профессора Салмина В.В.:

$$\Delta T \approx 10,526 \cdot \frac{N_e^{0,95}}{\omega_B^{0,33} \cdot \varepsilon^{0,86}}, \quad (4.19)$$

где  $N_e$  – максимальная эффективная мощность (принимается из задания на курсовой проект), кВт;

$\varepsilon$  – степень сжатия двигателя (принимается из задания на курсовой проект).

$T_r$  – температура газов в конце такта выпуска, К, может определяться из формулы, полученной профессором Салминым В.В.:

$$T_r \approx 2,42 \cdot T_0' + 4,36 \cdot \left(\frac{N_e}{\alpha}\right), \quad (4.20)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха для проектировочных расчетов можно найти по формулам, полученным профессором Салминым В.В.:

– для карбюраторных ДВС

$$\alpha = 0,98 - \frac{180}{n_e}; \quad (4.21)$$

– для бензиновых впрысковых (инжекторных) ДВС

$$\alpha = 1,25 - \frac{217}{n_e}; \quad (4.22)$$

– для дизелей без наддува

$$\alpha = 1,8 - \frac{625}{n_e}; \quad (4.23)$$

– для дизелей с наддувом

$$\alpha = 2,6 - \frac{667}{n_e}. \quad (4.24)$$

$P_r$  – давление остаточных газов в конце акта выпуска, МПа, определяется по формуле, полученной профессором Салминым В.В.:

$$P_r \approx P_a \cdot \left( 1 + \frac{\Delta T}{T_0} \cdot (\varepsilon - 1) \right). \quad (4.25)$$

Коэффициент наполнения рассчитывается по формуле

$$\eta_V \approx \frac{T_0 \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r)}{P_0 \cdot T_0' \cdot (\varepsilon - 1)}. \quad (4.26)$$

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле

$$\gamma \approx \frac{P_r \cdot T_0'}{T_r \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r)}. \quad (4.27)$$

#### 4.4.2.2. Параметры такта «сжатия» и процесса сгорания свежего заряда

Такт «сжатия» и процесс сгорания характеризуются следующими параметрами:

- давление в конце такта сжатия,  $P_c$ , МПа;
- температура в конце такта сжатия,  $T_c$ , К;
- давление в конце процесса сгорания,  $P_z$ , МПа;
- температура в конце процесса сгорания,  $T_z$ , К;
- показатель политропы сжатия,  $n_1$ ;

- степень повышения давления,  $\lambda$ ;
- степень предварительного расширения,  $\rho$ .

Для определения давления  $P_c$  (МПа) и температуры  $T_c$  (К) в конце такта сжатия используют зависимости:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (4.28)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (4.29)$$

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия, определяемый по формуле, полученной профессором Салминым В.В.:

$$n_1 \approx 1,40 - \frac{100}{n_e}. \quad (4.30)$$

Так как топливо характеризуется определенным углеводородным составом, то для расчета процесса сгорания необходимо определить, какое количество воздуха потребуется для процесса сгорания топлива. С целью определения теоретического количества воздуха  $\ell_0$  (кг), необходимого для сгорания 1 кг топлива необходимо воспользоваться зависимостью:

$$\ell_0 = \frac{1}{23} \cdot \left( \frac{8}{3} C + 8 \cdot H_2 - O_2 \right), \quad (4.31)$$

где C, H<sub>2</sub> и O<sub>2</sub> – элементы углеводородного состава топлива, принимаемые из справочных таблиц (примечание: сумма всех значений трех элементов, входящих в топливо, должна составлять 100 %).

Необходимо определить это же количество воздуха в кмольях:

$$L_0 = \frac{\ell_0}{28,96}. \quad (4.32)$$

Действительное количество воздуха в кмольях, поступившее в двигатель для сгорания 1 кг топлива, можно рассчитать по формулам:

$$\mu_1 = \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль}. \quad (4.33)$$

Число кмоль остаточных газов:

$$\mu_r = \gamma \cdot \mu_1, \text{ кмоль}. \quad (4.34)$$

Число кмоль газа, находящегося в цилиндре двигателя в конце сжатия:

$$\mu_c = \mu_1 + \mu_r, \text{ кмоль}. \quad (4.35)$$

Число кмольей продуктов сгорания:

– для двигателей, у которых  $\alpha < 1$ :

$$\mu_2 = \mu_1 + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32} + 0,21 \cdot L_0(1 - \alpha); \quad (4.36)$$

– для двигателей, у которых  $\alpha \geq 1$ :

$$\mu_2 = \mu_1 + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32}. \quad (4.37)$$

Число кмольей продуктов сгорания и остаточных газов в точке «z» индикаторной диаграммы рассчитывают по формуле:

$$\mu_z = \mu_2 + \mu_r. \quad (4.38)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания определяется по формуле

$$\mu = \frac{\mu_z}{\mu_c}. \quad (4.39)$$

Мольная изохорная теплоемкость свежеступившего заряда или воздуха в цилиндр двигателя и участвующего в процессе сжатия равна:

$$C_{v_c} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}. \quad (4.40)$$

Мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания для бензиновых двигателей, работающих при  $\alpha = 0,8 \dots 1,0$  определяется по формуле

$$C_{v_z} = (18,43 + 2,60 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}. \quad (4.41)$$

Мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания для двигателей с впрыском топлива равна:

$$C_{p_z} = 8,32 + \left(20,112 + \frac{0,922}{\alpha}\right) + \left(\frac{13,83}{\alpha} + 15,5\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}. \quad (4.42)$$

Полученное значение  $C_{v_z}$  и  $C_{p_z}$  необходимо подставить в уравнения (4.41) и (4.42) с последующим определением температуры в конце процесса сгорания  $T_z$  путем решения квадратного уравнения, из которого для дальнейших расчетов берется только положительная температура:

– для карбюраторных и бензиновых впрысковых двигателей, работающих при  $\alpha < 1$ , используют уравнение:

$$C_{v_c} \cdot T_c + \frac{\xi \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\mu_1 \cdot (1 + \gamma)} = \mu \cdot C_{v_z} \cdot T_z, \quad (4.43)$$

где  $\Delta H_u$  – потери тепла в связи с неполнотой сгорания при  $\alpha < 1$ ,

$$\Delta H_u = 119600 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha), \text{ кДж/кг}; \quad (4.44)$$

$H_u$  – низшая теплота сгорания жидкого топлива – определяется по формуле:

$$H_u = 339 \cdot C + 1040 \cdot H - 109 \cdot (O - S), \text{ кДж/кг}; \quad (4.45)$$

– для бензиновых двигателей с впрыском топлива и дизелей при  $\alpha \geq 1$  используют уравнение:

$$(C_{v_c} + 8,32 \cdot \lambda) \cdot T_c + \frac{\xi \cdot H_u}{\mu_1 \cdot (1 + \gamma)} = \mu \cdot C_{p_z} \cdot T_z, \quad (4.46)$$

где  $\lambda$  – степень повышения давления, определяемая по формуле (4.49).

После определяется температура  $T_z$  и давление в конце процесса сгорания, которое равно:

– для карбюраторных двигателей

$$P_z = \mu \cdot P_c \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа}; \quad (4.47)$$

– для двигателей с впрыском топлива

$$P_z = \lambda \cdot P_c, \text{ МПа}. \quad (4.48)$$

Степень повышения давления для карбюраторных двигателей определяется по формуле

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}. \quad (4.49)$$

#### 4.4.2.3. Параметры процесса расширения рабочего тела (такт «рабочий ход»)

Такт «рабочий ход» (процесс расширения газов) характеризуется следующими параметрами:

- давление в конце процесса расширения,  $P_b$ , МПа;
- температура в конце процесса расширения,  $T_b$ , К;
- показатель политропы расширения,  $n_2$ .

Объем предварительного расширения для дизелей определяется как

$$V_z = \rho \cdot V_c = \frac{\rho \cdot V_h}{1 - \frac{1}{\varepsilon}}, \quad (4.50)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра двигателя (при выполнении проективных расчетов рабочий объем двигателя можно принять, как у двигателя прототипа), л.

Давление и температура в конце расширения равны:

– для карбюраторных двигателей

$$P_B = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа}; \quad (4.51)$$

$$T_B = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К}; \quad (4.52)$$

– для двигателей с впрыском топлива

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (4.53)$$

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (4.54)$$

где  $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$  – степень последующего расширения;

$n_2$  – показатель политропы расширения, определяемый по формулам, полученным профессором Салминым В.В.:

– для карбюраторных ДВС:

$$n_2 = 1,23 + \frac{100}{n_e}; \quad (4.55)$$

– для дизелей и бензиновых впрысковых ДВС:

$$n_2 = 1,14 + \frac{100}{n_e}. \quad (4.56)$$

#### 4.4.2.4. Определение основных показателей, характеризующих работу реального двигателя

К основным показателям реального двигателя относятся: индикаторное давление; эффективное давление; давление механических потерь; индикаторный, эффективный и механические КПД; часовой, удельный индикаторный и эффективный расход топлива.

Среднее индикаторное давление по нескругленной (теоретической) диаграмме определяется (в МПа) из зависимостей:

– для карбюраторных двигателей

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \quad (4.57)$$

– для дизелей и бензиновых ДВС с впрыском топлива

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (4.58)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла:

$$P_i = \upsilon \cdot P_i' - (P_r - P_a). \quad (4.59)$$

Средним эффективным давлением называется такое условное давление, которое снимается с коленчатого вала двигателя. Среднее эффективное давление:

$$P_e = P_i - P_M, \quad (4.60)$$

где  $P_M$  – условное давление механических потерь, учитывающее потери энергии на трение в узлах двигателя, насосные потери в тактах «впуска» и «выпуска», а также потери на привод вспомогательных механизмов двигателя (генератора, масляного насоса, водяного насоса и пр.), ориентировочно определяемое из зависимостей, предложенных профессором Салминым В.В., МПа:

– для карбюраторных ДВС:

$$P_M = 0,185 + 7,7 \cdot 10^{-6} \cdot n_{e(\max)}, \quad (4.61)$$

– для бензиновых ДВС с впрыском топлива

$$P_M = 0,066 + 5,1 \cdot 10^{-6} \cdot n_{e(\max)}, \quad (4.62)$$

– для дизелей

$$P_M = 0,095 + 1,6 \cdot 10^{-6} \cdot n_{ен}, \quad (4.63)$$

– для дизелей с наддувом

$$P_M = 0,085 + 1,4 \cdot 10^{-6} \cdot n_{ен}, \quad (4.64)$$

Где  $n_{e(\max)}$ ,  $n_{ен}$  – соответственно максимальная (номинальная) частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Определив значение условного давления механических потерь и среднее эффективное давление, развиваемое двигателем при максимальной (номинальной) мощности, зная величину среднего индикаторного давления, находим механический КПД двигателя по формуле:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}. \quad (4.65)$$

Индикаторный коэффициент полезного действия:

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot \ell_0 \cdot P_i}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_0}, \quad (4.66)$$

где  $\rho_0 = \frac{P_0}{287 \cdot T_0}$ , кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при температуре и давлении окружающей среды.

Эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (4.67)$$

Эффективный удельный  $g_e$  и часовой  $G_T$  расход топлива определяется по формулам:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (4.68)$$

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{ кг/ч}. \quad (4.69)$$

#### 4.4.2.5. Определение основных конструктивных параметров двигателя

Объем одного цилиндра двигателя находят по формуле:

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot i \cdot n_e}, \text{ л}, \quad (4.70)$$

где  $\tau$  – тактность двигателя;

$N_e$  – эффективная мощность ДВС, кВт, которая определяется по формуле

$$N_e = N_i \cdot \eta_m. \quad (4.71)$$

$i$  – число цилиндров двигателя;

$n_e$  – максимальная (номинальная) частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Рассчитав рабочий объем цилиндра двигателя, переходят к определению ориентировочного диаметра цилиндра двигателя по формуле

$$D = 0,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot k}}, \text{ м}, \quad (4.72)$$

где  $k = \frac{S}{D}$  – коэффициент, принимаемый в диапазоне от 0,8 до 1,4.

После определения ориентировочного диаметра поршня с целью унификации деталей двигателей диаметр цилиндра рекомендуется округлять с учетом существующих значений подобного рода двигателя выпускаемых в

нашей стране до ближайшего размера из стандартного ряда диаметров, а именно, 60, 72, 76, 82, 86, 92, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 140, 145, 160 мм и т.д.

После округления диаметра может измениться значение коэффициента  $k$  и величина рабочего объема цилиндра двигателя.

Расчет хода поршня производят по формуле:

$$S = \frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot D^2} \cdot 10^{-3}, \text{ м.} \quad (4.73)$$

Объем камеры сгорания в литрах определяется по формуле [4]:

$$V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (4.74)$$

Полный объем цилиндра в литрах будет равен:

$$V_a = V_h + V_C. \quad (4.75)$$

Радиус кривошипа  $r$  и длина шатуна  $l$  двигателя определяются по формулам:

$$r = \frac{S}{2}; \quad (4.76)$$

$$l = \frac{r}{\lambda}, \quad (4.77)$$

где  $\lambda = \frac{r}{l} = 0,22 \dots 0,31$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принимается по прототипу двигателя или из указанного диапазона.

#### 4.5. Тепловой баланс реального двигателя

Для дальнейшего расчета и проектирования ряда систем двигателя и в частности системы смазки, системы охлаждения, системы питания и пр. производят расчет теплового баланса ДВС.

Распределение тепла  $Q_T$ , выделяемого при сгорании топлива в двигателе, происходит на следующие составляющие:

$$Q_T = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{ост}} + Q_{\text{м}}, \quad (4.78)$$

где  $Q_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} \cdot H_u}{3600}$ , кДж/с;

$Q_e = N_e$  – тепло, превращенное в эффективную мощность, кДж/с;

$$Q_{\Gamma} \approx 0,00216 \cdot G_{\Gamma} \cdot (\alpha + 1) \cdot [0,9 \cdot T_r - T_0], \quad (4.79)$$

$Q_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{3600} (\mu_2 \cdot C_{p_{\Gamma}} \cdot T_r' - \mu_1 \cdot C_{p_0} \cdot T_0)$  – тепло, теряемое двигателем с обработавшими газами, кДж/с, в котором средние молекулярные теплоемкости продуктов сгорания  $C_{p_{\Gamma}}$  и свежего заряда при постоянном давлении  $C_{p_0}$  определяются следующим образом:

– при  $\alpha < 1$  (карбюраторные двигатели):

$$C_{p_{\Gamma}} = 8,32 + C_{v_z} = 8,32 + (18,43 + 2,60 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} T_r'; \quad (4.80)$$

– при  $\alpha \geq 1$  (дизель или бензиновый с впрыском топлива):

$$C_{p_{\Gamma}} = 8,32 + C_{v_z} = 8,32 + \left( 20,11 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left( \frac{13,83}{\alpha} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} T_r', \quad (4.81)$$

где  $T_r'$  – температура газов в выхлопной трубе, равная

$$T_r' = (0,9 \dots 0,92) \cdot T_r, \text{ К.} \quad (4.82)$$

Средняя молекулярная теплоемкость свежего заряда при постоянном давлении:

$$C_{p_0} = 8,32 + C_{v_0} = 8,32 + (20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3}) \cdot T_0', \quad (4.83)$$

где  $Q_{н.с}$  – тепло, потерянное в результате неполноты сгорания топлива (определяется только для бензиновых двигателей, работающих при  $\alpha < 1$ ):

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u \cdot G_{\Gamma}}{3600} = \frac{G_{\Gamma}}{3600} [61500 \cdot (1 - \alpha)], \text{ кДж/с.} \quad (4.84)$$

Тепло, отведенное в систему охлаждения двигателя:

$$Q_{охл} = Q_{\Gamma} - (Q_e + Q_{\Gamma} + Q_H + Q_{ост}), \text{ кДж/с,} \quad (4.85)$$

где  $Q_{ост}$  – тепло неучтенных тепловых потерь, кДж/с, принимаемое

$$Q_{ост} = (0,05 \dots 0,07) \cdot Q_{\Gamma}, \quad (4.86)$$

а тепло, отводимое моторным маслом от трущихся деталей, кДж/с, определяется как

$$Q_M = (0,03 \dots 0,05) \cdot Q_{\Gamma}. \quad (4.87)$$

Далее, для удобства анализа, все составляющие теплового баланса выражаются в процентах, при этом все входящие в состав уравнения теплового баланса составляющие в сумме должны давать 100 %, а величина этих составляющих в % рассчитывается по формулам:

$$g_{\Gamma} = 100\%, \quad g_e = \frac{Q_e}{Q_{\Gamma}} \cdot 100\%, \quad g_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Gamma}} \cdot 100\%, \\ g_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_{\Gamma}} \cdot 100\%, \quad g_i = \frac{Q_i}{Q_{\Gamma}} \cdot 100\%. \quad (4.88)$$

#### 4.6. Построение индикаторной диаграммы реального ДВС

Индикаторную диаграмму реального двигателя строят следующим образом. Проводят координатные оси  $P, V$  и отмечают их пересечение буквой  $O$  (рис. 4.14, 4.15). Давление газов откладывается по линии ординат, масштаб которого выбирается в пределах  $0,2-0,3$  МПа в 1 см.

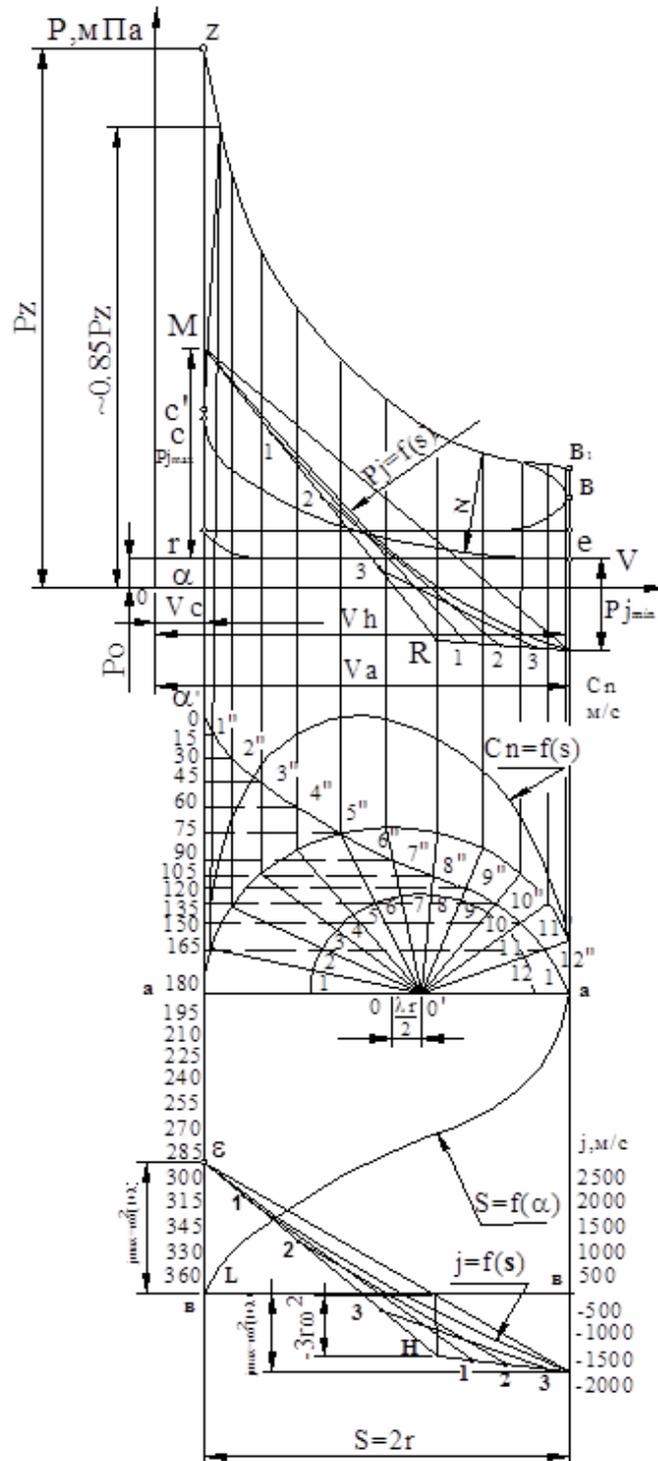


Рис. 4.14. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя и совмещенные с ней графические зависимости: хода поршня от угла поворота коленчатого вала двигателя  $S = f(\alpha)$ ; скорости поршня в зависимости от его хода  $C_{\Pi} = f(S)$ ; ускорения поршня в зависимости от хода

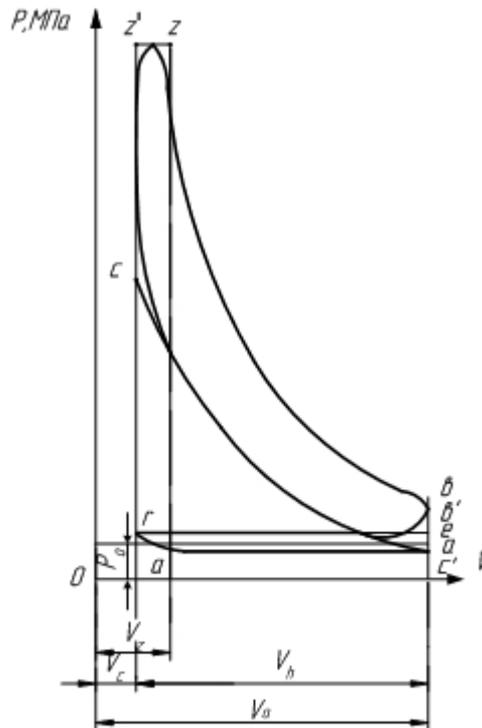


Рис. 4.15. Индикаторная диаграмма дизельного и бензинового с впрыском топлива двигателя

Условно принимают для дизельных двигателей объем камеры сгорания  $V_c = 1$  см, а для карбюраторных двигателей  $V_c = 2$  см. Тогда полный объем цилиндра для дизеля будет равен  $V_a = \varepsilon \cdot V_c = \varepsilon$  см, а для карбюраторных двигателей  $V_a = \varepsilon \cdot V_c = 2\varepsilon$  см.

Откладываем по оси абсцисс отрезки:

- $V_c = OD = 1$  см – для дизеля;
- $V_c = OD = 2$  см;
- $V_a = OC = \varepsilon$  см – для дизеля;
- $V_a = OC = 2\varepsilon$  см – для бензинового двигателя.

При этом масштаб по оси абсцисс будет:

– для дизеля  $\mu_V = \frac{\pi D^2 / 4}{\varepsilon} S, \text{ м}^3 / \text{см};$

– для бензиновых двигателей  $\mu_V = \frac{\pi D^2 / 4}{2\varepsilon} S, \text{ м}^3 / \text{см}.$

Проводят атмосферную линию 1–1 с ординатой  $P_o = 0,1 \text{ МПа} = \text{const}.$

Затем через точки Д и С проводят вертикали, на которых откладывают от оси абсцисс в принятом масштабе значения давлений в характерных точках цикла:

$$\overline{P_r} = \overline{Dr}; \quad \overline{P_c} = \overline{Dc}; \quad \overline{P_z} = \overline{Dz}; \quad \overline{P_a} = \overline{Ca}; \quad \overline{P_e} = \overline{Cv}; \quad P'_z = 0,85 \cdot P_z; \quad P'_c = 1,3 \cdot P_c.$$

Соединяют тонкими прямыми линиями точки  $c$  и  $z$ ,  $z$  и  $z'$ ,  $a$  и  $b$ . Из точки  $r$  и  $a$  проводят прямые  $ad$  и  $re$ , параллельные оси абсцисс. Для дизельного двигателя (рис. 4.15) из точки  $z'$  проводят горизонталь, на которой откладывают значение объема предварительного расширения газа  $V_z = \rho \cdot V_c$ .

Для построения линий давления сжатия  $ac$  и расширения  $zv$  используют уравнения политропы сжатия  $P_x \cdot V_x^{n_1} = P_c \cdot V_c^{n_1}$  и политропы расширения  $P_x \cdot V_x^{n_2} = P_z \cdot V_z^{n_2}$ , в которых  $P_x$  и  $V_x$  – параметры производных точек (текущие координаты) – определяются из выражений:

– для линии сжатия

$$P_x = \frac{P_c \cdot V_c^{n_1}}{V_x^{n_1}} = \frac{P_c}{\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_1}}, \quad (4.89)$$

– для линии расширения

$$P_x = \frac{P_z \cdot V_z^{n_2}}{V_x^{n_2}} = \frac{P_z}{\left(\frac{V_x}{V_z}\right)^{n_2}}, \quad (4.90)$$

Для дизельного и бензинового двигателя с впрыском топлива  $V_z = \rho \cdot V_c$ , поэтому линия расширения определится из следующей формулы:

$$P_x = \frac{P_z \cdot (\rho \cdot V_c)^{n_2}}{V_x^{n_2}} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_2}}. \quad (4.91)$$

Придавая отношению  $V_x/V_c$  последовательно числовые значения 1, 2, 3, 4... $\epsilon$ , получим соответствующие значения давлений для объемов  $1V_c$ ,  $2V_c$ ,  $3V_c$ ,  $4V_c$ , ...  $\epsilon V_c$ .

Откладывают по оси абсцисс ( $0 - V$ ) объемы, кратные  $V_c - 1V_c$ ,  $2V_c$ ,  $3V_c$ ,  $4V_c$ , ...  $\epsilon V_c$  и восстанавливают перпендикуляры в полученных точках, на которых в принятом масштабе откладывают давления, соответствующие этим объемам. Полученные ряды точек, принадлежащих искомым кривым сжатия и расширения, соединяются плавными линиями.

При построении диаграммы руководствуются следующими соотношениями:

$$P'_z = 0,85 \cdot P_z, \quad P'_c = 1,3 \cdot P_c \quad \text{и} \quad P'_e \approx \frac{P_a + P_e}{2}. \quad (4.92)$$

Начало скругления диаграммы близ верхней мертвой точки производят с учетом угла опережения зажигания или начала подачи топлива, близ нижней мертвой точки – с учетом опережения открытия выпускного клапана двигателей-прототипов.

#### 4.7. Расчет и построение регуляторной характеристики дизельного двигателя

Построение кривых регуляторной характеристики дизеля в безрегуляторной ветви ведут в интервале от  $n_{e(\min)} = 800 \dots 1000$  об/мин до  $n_{e(\max)} = n_{eH}$ .

Расчетные точки кривых на безрегуляторной ветви определяют по эмпирическим формулам:

– эффективная мощность, кВт:

$$N_{ei} = N_{eN} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{eH}} \cdot \left[ 0,5 + 1,5 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{eH}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{eH}} \right)^2 \right]; \quad (4.93)$$

– эффективный крутящий момент, Н·м:

$$M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}}; \quad (4.94)$$

– удельный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_{ei} = g_{eH} \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_{ei}}{n_{eH}} + \left( \frac{n_{ei}}{n_{eH}} \right)^2 \right]; \quad (4.95)$$

– часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}, \quad (4.96)$$

где  $i$  – текущие значения показателей.

Построение кривых регуляторной характеристики в регуляторной зоне ведут в интервале от  $n_{eH}$  до  $n_{e(X.X.)}$ .

Частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу определяют по формуле

$$n_{e(X.X.)} = (1 + \delta_p) n_{eH}, \text{ об/мин}, \quad (4.97)$$

где  $\delta_p$  – коэффициент неравномерности регулятора частоты вращения (для тракторных дизелей принимают  $\delta_p = 0,07 \dots 0,08$ , т.е. частота  $n_{XX}$  превышает номинальную на 7 ... 8 % или 180 ... 240 об/мин).

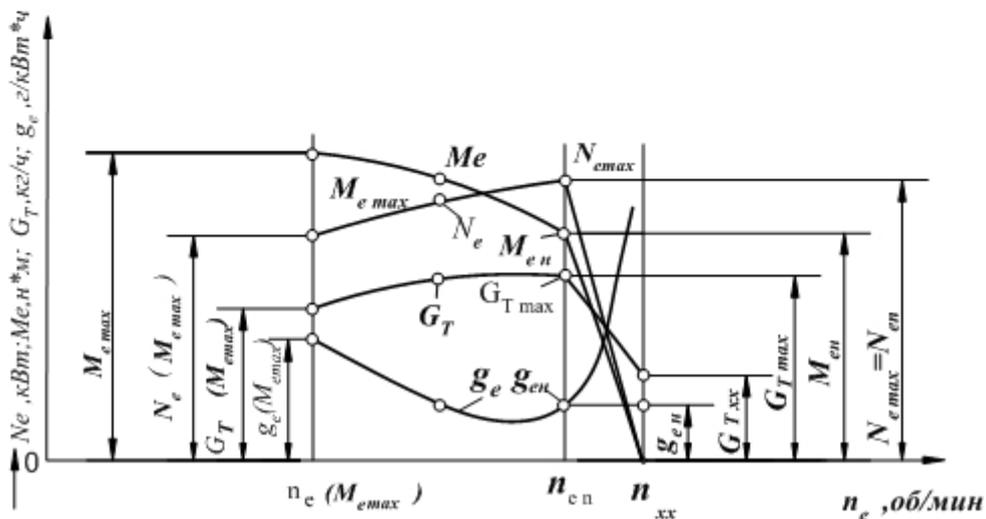
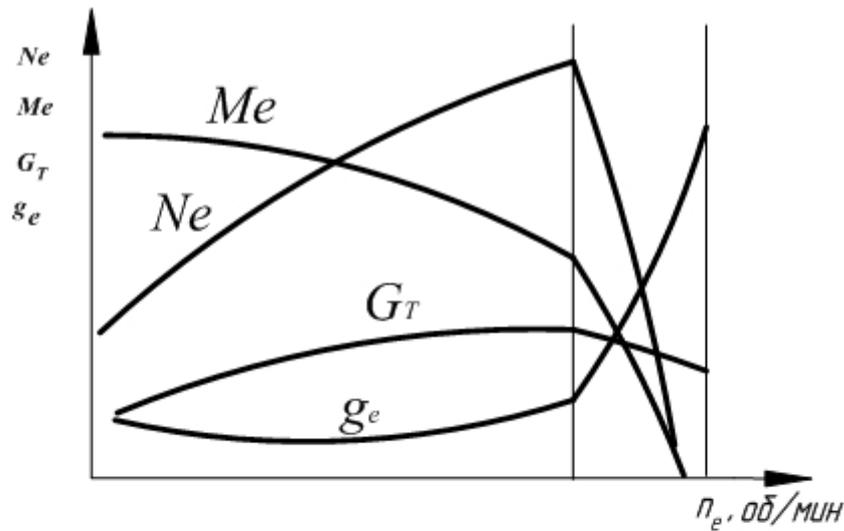


Рис. 4.16. Регуляторные характеристики дизеля

На регуляторной ветви регуляторной характеристики изменение мощности  $N_{ei}$  принимают по закону прямой линии – от  $N_{eH} = N_{e\max}$  (при  $n_{eH}$ ) до  $N_e = 0$  (при  $n_{XX}$ ).

Эффективный крутящий момент в регуляторной верви характеристики определяют по формуле (4.94). Проводят кривую крутящего момента, опускаясь вниз от  $M_{eH}$  (при  $n_{eH}$ ) до  $M_e = 0$  (при  $n_{XX}$ ).

Часовой расход топлива в регуляторной ветви характеристики изменяется по линейной зависимости от  $G_{T\max}$  до  $G_{TXX}$ ,

$$G_{TXX} = (1 - \eta_M) \cdot G_{T\max}, \text{ кг/ч}, \quad (4.98)$$

где  $G_{T\max}$  – максимальный часовой расход топлива, определяемый по формуле  $G_{T\max} = g_{eH} \cdot N_{eH} \cdot 10^{-3}$ , кг/ч.

Удельный расход топлива определяют из выражения:

$$g_{ei} = \frac{G_{Ti}}{N_{ei}} \cdot 10^3, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}, \quad (4.99)$$

где  $G_{Ti}$  – текущие (промежуточные) значения часового расхода топлива в регуляторной зоне, определяемые по формуле:

$$G_{Ti} = g_{eH} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}. \quad (4.100)$$

Кривая удельного расхода топлива  $g_{ei}$  поднимается вверх от  $g_{eH}$  (при  $n_{eH}$ ) по мере снижения нагрузки дизеля.

Пользуясь расчетными данными, строят регуляторную характеристику дизеля в функции от частоты вращения коленчатого вала (см. рис. 4.16).

#### 4.8. Расчет и построение внешней скоростной характеристики бензинового двигателя

Для вновь проектируемого двигателя скоростную характеристику строят с использованием эмпирических формул.

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале:

а) для бензиновых двигателей – от  $n_{e\min} = 600 \dots 1000$  об/мин до  $n_{e\max} = (1,05 \dots 1,20) \cdot n_{e_0}$  (двигатели грузовых автомобилей) или до  $n_{e\max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot n_{e(N_{e\max})}$  (двигатели легковых автомобилей), где  $n_{e_0}$  – частота вращения коленвала ДВС, при которой срабатывает ограничитель (регулятор);  $n_{e(N_{e\max})}$  – частота вращения коленвала ДВС при максимальной мощности.

Расчетные (промежуточные) точки кривых для бензиновых двигателей определяют по формулам:

– эффективную мощность:

$$N_{ei} = N_{e\max} \frac{n_{ei}}{n_{e\max}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{e\max}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{e\max}} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (4.101)$$

где  $N_{e\max}$  – максимальная мощность заданная в задании, кВт;

– эффективный крутящий момент:

$$M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.102)$$

– удельный расход топлива:

$$g_{ei} = g_{e(N_{e\max})} \left[ 1,2 - 1,2 \frac{n_{ei}}{n_{e\max}} + \left( \frac{n_{ei}}{n_{e\max}} \right)^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}, \quad (4.103)$$

– часовой расход топлива

$$G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.} \quad (4.104)$$

Пользуясь расчетными данными, строят внешнюю скоростную характеристику автомобильного двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала (рис. 4.17).

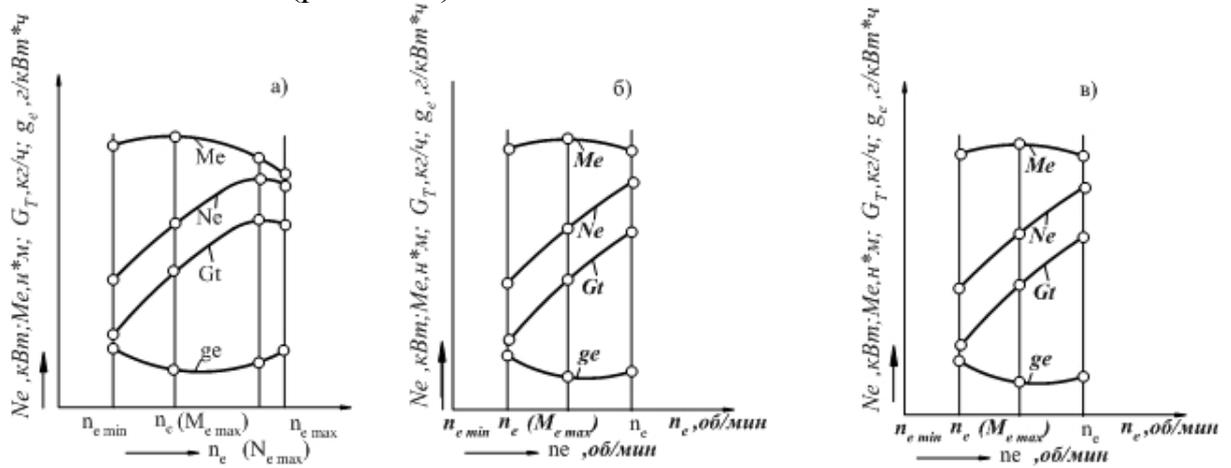


Рис. 4.17. Внешняя скоростная характеристика двигателей:  
а – карбюраторного без ограничителя; б – карбюраторного с ограничителем;  
в – дизельного

## II. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

### ЗАДАЧА 1

Условие: В процессе изменения состояния 1 кг газа внутренняя энергия его увеличивается на  $\Delta U$ . При этом над газом совершается работа, равная  $l$ . Известны начальная температура газа, конечное давление.

Определить для заданного газа показатель политропы, начальные и конечные параметры, изменение энтропии и изменение энтальпии. Представить процесс в  $P, V$  и  $Ts$ -диаграммах. Изобразить также в  $P, V$  координатах (без расчета) изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный процессы, проходящие через ту же начальную точку, и дать их сравнительный анализ с рассчитанным вами политропным процессом.

#### Исходные данные

Т а б л и ц а 1

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Род газа	воз- дух	СО	СО <sub>2</sub>	СН <sub>4</sub>	Н <sub>2</sub>	Н <sub>2</sub>	О <sub>2</sub>	воз- дух	СО	СО <sub>2</sub>
$\Delta U$ , кДж/кг	120	130	160	80	150	20	140	160	180	190
$l$ , кДж/кг	-80	-50	-60	-100	-90	-10	-80	-70	-100	-120

Т а б л и ц а 2

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
$P_a$ , МПа	0,12	0,20	0,14	0,18	0,16	0,17	0,22	0,10	0,16	0,18
$t$ , °С	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110

#### Основные теоретические положения

Для решения первой задачи контрольной работы необходимо уяснить основные положения первого закона термодинамики (ПЗТ), а также формулы для расчета параметров состояния идеальных газов в политропных процессах.

Первый закон термодинамики является частным случаем закона сохранения энергии, впервые установленного М.В. Ломоносовым. ПЗТ устанавливает эквивалентность при взаимных превращениях механической и тепловой энергии и математически может быть выражен следующим образом:

$$Q = L, \quad (1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, превращенной в работу;

$L$  – работа, полученная за счет теплоты.

Количество теплоты  $Q$  и работы  $L$  измерены в данном случае в соответствии с системой единиц СИ в одних и тех же единицах – в джоулях.

Кроме того, ПЗТ устанавливает количественный переход одного вида энергии в другой и может быть записан дифференциальным уравнением:

$$dQ = dU + dL, \quad (2)$$

где  $dQ$  – количество теплоты, сообщенное извне рабочему телу массой  $M$ , кг;

$dU$  – изменение внутренней энергии рабочего тела;

$dL$  – работа, совершенная рабочим телом по преодолению внешнего давления, «внешняя работа» расширения (сжатия).

Каждый из трех членов этого уравнения может быть в зависимости от характера изменения состояния положительным, или отрицательным, или равным нулю.

Для бесконечно малого изменения состояния 1 кг любого газа уравнение (2) примет вид:

$$dq = du + dl. \quad (3)$$

Так как

$$dl = p \cdot dv, \text{ Дж,}$$

то

$$dq = du + p \cdot dv, \quad (4)$$

где  $p$  – давление газов,  
 $v$  – удельный объем.

Для конечного изменения состояния уравнения (2) и (3) соответственно имеют вид:

$$Q = \Delta U + L, \text{ Дж} \quad (5)$$

и

$$q = \Delta u + l. \quad (6)$$

Для большинства теплоэнергетических процессов под внутренней энергией понимают энергию хаотического движения молекул и атомов, включающую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения как молекулярного, так и внутримолекулярного движения, а также потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами.

Поскольку внутренняя энергия есть функция состояния тела, то она может быть представлена в виде (для 1 кг):

$$dU = C_V \cdot dt \text{ или } \Delta U = C_V \cdot (t_2 - t_1), \text{ Дж,} \quad (7)$$

где  $C_V$  – изохорная теплоемкость газа,  $\left[ \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ ;

$t_1, t_2$  – соответственно начальная и конечная температуры газа, °С.

Таким образом, внутренняя энергия идеального газа, в котором отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, не зависит от объема газа или давления, а определяется только его температурой.

С учетом уравнения (7) выражения (5) и (6) могут быть записаны в удобной для практических расчетов форме:

$$Q = M \cdot C_v \cdot (t_2 - t_1) + M \cdot P \cdot (V_2 - V_1), \quad (8)$$

$$q = C_v \cdot (t_2 - t_1) + M \cdot P \cdot (V_2 - V_1). \quad (9)$$

Часто для описания реальных термодинамических процессов, происходящих в природе, используют несколько иную форму записи ПЗТ, которая имеет вид (для 1 кг):

$$dq = dh - v \cdot dp, \quad (10)$$

где  $dh$  – математическая функция, называемая энтальпией,  $\left[ \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right]$ , равная:

$$dh = du + d(pv), \quad (11)$$

или

$$dh = C_v \cdot dt + R \cdot dt = C_p \cdot dt. \quad (12)$$

Здесь  $C_p$  – изобарная теплоемкость газа,  $\left[ \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ ;

$R$  – универсальная газовая постоянная.

Для практических расчётов уравнение вычисления энтальпии может быть записано следующим образом:

$$\Delta h = C_p \cdot (t_2 - t_1), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (13)$$

Так как при совершении эквивалентного обмена между теплотой  $Q$  и работой  $L$  происходит изменение параметров состояния рабочего тела ( $P$ ,  $V$ ,  $T$ ), то любой произвольный процесс можно описывать в  $P$ ,  $V$ -координатах уравнением:

$$P \cdot V^n = \text{const}. \quad (14)$$

Процесс, описываемый уравнением (14), называется политропным.

Показатель политропы « $n$ » может принимать любое численное значение в пределах от  $-\infty$  до  $+\infty$ , но для данного процесса он является величиной постоянной.

Характеристикой политропного процесса является величина

$$\alpha = \frac{\Delta U}{q}, \quad (15)$$

которая может быть определена из выражения:

$$\alpha = \frac{n-1}{n-k}, \quad (16)$$

где  $k = \frac{C_P}{C_V}$  – показатель адиабаты газа.

Для политропного процесса имеют место зависимости, устанавливающие связь между начальными и конечными значениями, в частности, между  $P$  и  $V$ :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n, \quad (17)$$

между  $T$  и  $V$ :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1}, \quad (18)$$

между  $P$  и  $T$ :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (19)$$

Работа 1 кг газа в политропном процессе определяется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \ell &= \frac{1}{n-1} \cdot (P_1 \cdot V_1 - P_2 \cdot V_2) \\ \ell &= \frac{R}{n-1} \cdot (T_1 - T_2) \\ \ell &= \frac{P_1 \cdot V_1}{n-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \right] \\ \ell &= \frac{P_1 \cdot V_1}{n-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (20)$$

Количество теплоты, сообщаемой газу или отнимаемой от него, можно определить, как

$$q = C_n \cdot (T_2 - T_1) = \ell \cdot \frac{k-n}{k-1}, \quad (21)$$

а изменение внутренней энергии газа в политропном процессе –

$$\Delta U = C_V \cdot (T_2 - T_1) = \frac{n-1}{n-k} \cdot q = \frac{n-1}{1-k} \cdot \ell. \quad (22)$$

Показатель политропы может быть определен по формулам:

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{\lg \frac{P_1}{P_2}}{\lg \frac{V_2}{V_1}} \\ n-1 &= \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{V_1}{V_2}} \\ \frac{n-1}{n} &= \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{P_2}{P_1}} \end{aligned} \right\}. \quad (23)$$

Теплоемкость политропного процесса находится по формуле:

$$C_n = C_V \cdot \frac{n-k}{n-1}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (24)$$

а изменение энтропии

$$\Delta S = C_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (25)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – начальное и конечное значение абсолютной температуры газа, К.

$$T = 273 + t,$$

где  $t$  – температура газа, °С.

Энтропией называется математическая функция, равная  $\frac{dq}{T}$  (приведенная теплота).

#### Порядок решения задачи

1. Определяется показатель политропы из формулы (16).
2. Из уравнения (22) определяют конечную температуру газа  $T_2$  (изохорную теплоемкость  $C_V$  – выбирают из приложения табл. п. 1).
3. Определяют значение конечного давления  $P_2$  из формулы (19).

4. Начальный удельный объём  $V$  определяется по уравнению

$$V_1 = \frac{R_{\Gamma} \cdot T_1}{P_1}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

где  $R_{\Gamma}$  – универсальная постоянная газа,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

$$R_{\Gamma} = \frac{R}{\mu_{\Gamma}} = \frac{8314}{\mu_{\Gamma}},$$

где  $\mu_{\Gamma}$  – молекулярная масса газа, кг/моль.

5. Определяется значение конечного объема  $V_2$  из уравнения (17).

6. Изменение энтальпии определяется из выражения (13), а изменение энтропии – по уравнению (25).

7. На основании расчетных данных постройте на миллиметровой бумаге график процесса в  $P, V$ ;  $P, T$ ;  $V, T$ ; и  $T, s$ -координатах.

8. Объясните характер протекания построенных линий процесса.

**Примечание.** Задача может быть решена и другим способом с использованием формул (1)–(25).

## ЗАДАЧА 2

Условие: Определить параметры рабочего тела в характерных точках идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты (смешанный цикл), если известны давление  $P_1$  и температура  $t_1$  рабочего тела в начале сжатия. Степень сжатия  $\epsilon$ , степень повышения давления  $\lambda$ , степень предварительного расширения  $\rho$  заданы.

Определить работу, получаемую от цикла, его термический КПД и изменение энтропии отдельных процессов цикла. За рабочее тело принять воздух, считая теплоемкость его в расчетном интервале температур постоянной.

Построить на миллиметровой бумаге в масштабе этот цикл в  $P, V$  и  $T, s$ -координатах. Дать к построенным графикам соответствующие пояснения.

### Исходные данные

Т а б л и ц а 1

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\epsilon$	6,8	7,2	7,0	7,4	8,2	8,4	8,0	6,6	7,4	7,5
$\rho$	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,8	1,5	1,5	1,4	1,4
$\lambda$	3,4	3,2	3,1	3,3	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,6

Т а б л и ц а 2

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_1$ , кПа	85	90	80	82	86	88	92	88	95	90
$t_1$ , °C	45	50	55	60	65	60	55	45	40	35

### Основные теоретические положения для расчёта теоретического цикла ДВС

В основе решения второй задачи контрольной работы лежит второй закон термодинамики (ВЗТ), а также формулы для расчета параметров состояния в характерных точках круговых процессов, по которым проходят циклы тепловых машин.

Известно, что  $DPN$  определяет направление, в котором протекают процессы, устанавливает условия преобразования тепловой энергии в механическую, а также определяет максимальное значение работы, которая может быть произведена тепловым двигателем.

Второй закон термодинамики математически может быть выражен следующим образом:

$$ds \geq \frac{dq}{T}, \quad (26)$$

где  $ds$  – бесконечно малое приращение энтропии системы,  $\left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ ;

$dq$  – бесконечно малое количество теплоты, полученной системой от источника теплоты,  $\left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$ ;

$T$  – абсолютная температура источника теплоты.

Из выражения (26) можно сформулировать современное определение ВЗТ: для каждой термодинамической системы существует физическая величина (энтропия), значение которой зависит от состояния системы (функция состояния), изменение которой происходит только под действием энергии, передаваемой в виде теплоты.

Совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние, называется круговым процессом, или циклом.

Работа кругового процесса изображается в диаграмме  $P, V$  площадью, заключенной внутри замкнутого контура (цикла), причем работа положительна, если цикл совершается по часовой стрелке (прямой цикл), и отрицательна, если он совершается против часовой стрелки (обратный цикл).

Работа, совершаемая за цикл, может быть определена по формуле

$$\ell_{\text{ц}} = q_1 - q_2, \text{ Дж}, \quad (27)$$

где  $q_1$  – количество теплоты, заимствованной одним килограммом рабочего тела от внешнего источника теплоты,  $\left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$ ;

$q_2$  – количество теплоты, отданной одним килограммом рабочего тела внешнему охладителю,  $\left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$ .

Степень совершенства процесса превращения теплоты в работу в циклах характеризуется термическим КПД.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{\ell_{\text{ц}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (28)$$

При решении второй задачи необходимо также помнить, что для изолированных систем, которые не обмениваются теплотой с окружающей

средой ( $q = 0$ ), выполняется принцип существования энтропии, который в математической форме записывается следующим образом:

$$\sum_1^i \Delta S_i = 0, \quad (29)$$

или

$$\sum_1^i \Delta S_i = S_{1-2} + S_{2-3} + \dots + S_{i-1} = 0. \quad (30)$$

При этом изменение энтропии в различных процессах определяется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_{1-2} &= C_V \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \\ \Delta S_{1-2} &= C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \\ \Delta S_{1-2} &= R \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} = R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2} \\ \Delta S_{1-2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

### Порядок решения задачи

Порядок решения задачи заключается в определении параметров состояния теоретического цикла ДВС с комбинированным подводом теплоты в характерных точках цикла (рис. 1), а также определении подведенной и отведенной теплоты, работы цикла, термического КПД и изменения энтропии в процессах, из которых состоит цикл ДВС.

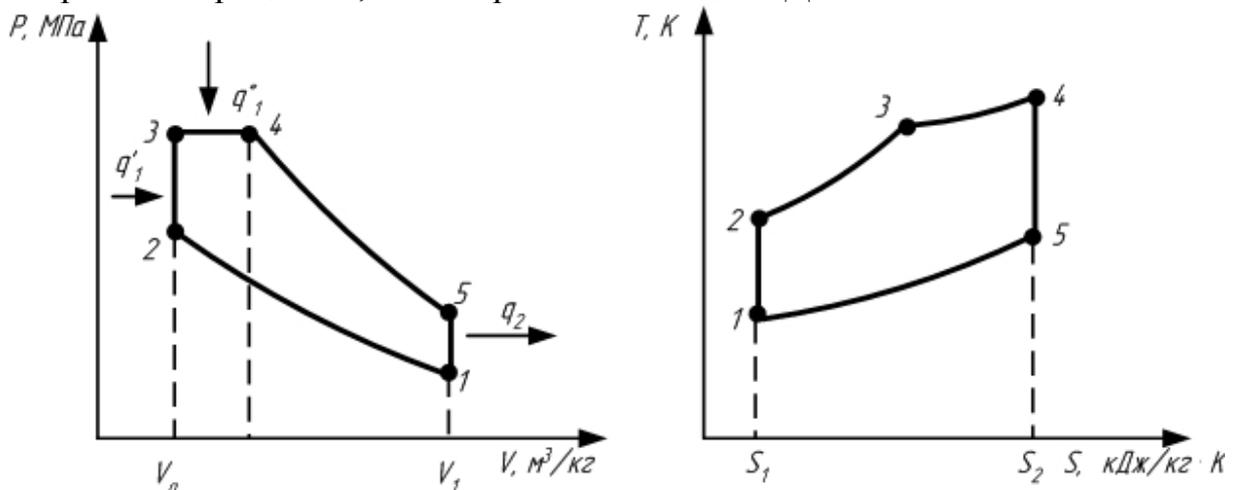


Рис.1. Термодинамический цикл ДВС со смешанным подводом тепла в  $P, V$ - и  $T, s$ -координатах

### Точка 1.

Неизвестные параметры первой точки можно определить из уравнения Клапейрона:

$$P_1 V_1 = R_B T_1, \quad (32)$$

где  $R_B$  – газовая постоянная воздуха,  $R_B = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

### Точка 2.

Т. к. процесс 1-2 является адиабатным, то параметры состояния в точке 2 могут быть определены по формулам

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= P_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 \cdot \varepsilon^k \\ T_2 &= T_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \\ V_2 &= V_1 / \varepsilon \end{aligned} \right\}, \quad (33)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия двигателя.

### Точка 3.

Процесс 2-3 является изохорным. Для изохорного процесса параметры состояния будут определяться по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_3 &= P_2 \cdot \lambda \\ T_3 &= T_2 \cdot \lambda \\ V_3 &= V_2 \end{aligned} \right\}, \quad (34)$$

где  $\lambda$  – степень повышения давления.

Теплота, подводимая в процессе 2-3, будет равна

$$q'_1 = C_V \cdot (T_3 - T_2), \quad (35)$$

где  $C_V$  – средняя изохорная теплоемкость воздуха,  $C_V = 0,721 \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ .

### Точка 4.

Процесс 3-4 является изобарным, в котором параметры состояния в точке 4 будут определяться следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} P_4 &= P_3 \\ T_4 &= T_3 \cdot \rho \\ V_4 &= V_3 \cdot \rho \end{aligned} \right\}, \quad (36)$$

где  $\rho$  – степень предварительного расширения.

Количество подведенной теплоты в изобарном процессе:

$$q_1'' = C_p \cdot (T_4 - T_3), \quad (37)$$

где  $C_p$  – средняя изобарная теплоемкость воздуха,  $C_p = 1,01 \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ .

### Точка 5.

Расчет параметров состояния для адиабатного расширения 4-5 производится по формулам

$$\left. \begin{aligned} V_5 &= V_1 \\ T_5 &= T_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} \\ P_5 &= P_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^k \end{aligned} \right\}, \quad (38)$$

Для определения количества подведенной  $q_1$  и отведенной  $q_2$  теплоты за цикл можно воспользоваться формулами

$$q_1 = q_1' + q_1'', \quad (39)$$

и

$$q_2 = C_v \cdot (T_1 - T_5). \quad (40)$$

Решение задачи заканчивается определением значения термического КПД,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)}, \quad (41)$$

и работы по формуле (27), а также изменения энтропии  $\Delta s$  из выражений (29) и (31).

После окончания расчетов строится  $P, v$  и  $T, s$ -диаграмма цикла и делаются выводы.

### ЗАДАЧА 3

Условие: Определить потери тепла за 1 час с 1 м длины горизонтально расположенной цилиндрической трубы, охлаждаемой свободным потоком воздуха, если известны наружный диаметр трубы  $d$ , температура стенки трубы  $t_{ст}$  и температура воздуха  $t_B$  в помещении.

#### Исходные данные

Т а б л и ц а 1

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d$ , мм	48	50	55	42	60	65	66	70	80	60
$t_B$ , °С	25	30	35	30	40	20	25	30	35	30

Т а б л и ц а 2

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_c$ , °С	120	140	100	180	160	140	120	150	170	190

#### Основные теоретические положения

Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью называется теплоотдачей.

Согласно закону Ньютона – Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена  $F$  и разности температур по поверхности  $t_c$  и жидкости  $t_B$ :

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_c - t_B) \cdot \tau, \text{ Дж}, \quad (46)$$

где  $F$  – площадь поверхности трубы, определяемая по формуле

$$F = \tau \cdot D \cdot \ell, \text{ м}^2; \quad (47)$$

$\tau$  – время, за которое определяется потеря тепла (по условию задачи  $\tau = 3600$  с);

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы окружающему воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  характеризует интенсивность процесса теплоотдачи. Численное значение его равно тепловому потоку от единичной поверхности теплообмена при разности температур поверхности и жидкости в 1 К.

Коэффициент теплоотдачи обычно определяют экспериментально, измеряя тепловой поток и разность температур в процессе теплоотдачи от поверхности известной площади. Однако экспериментальное определение  $\alpha$  затруднительно, так как коэффициент теплоотдачи зависит от многих параметров, и в частности, от герметических размеров  $\ell$ , скорости

движения теплоносителя, плотности теплоносителя  $\rho$ , кинематической вязкости  $\nu$  и др.

Решение задач упрощается, если использовать для отыскания  $\alpha$  известные из теорем подобия критерии. Основным критерием для определения коэффициента теплоотдачи является критерий Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda_B}, \quad (48)$$

где  $\ell$  – определяющий размер, м (для трубы  $\ell = D$ );

$\lambda_B$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К), который находится по таблице сухого воздуха (см. табл. П2).

В процессе конвективного теплообмена коэффициент теплоотдачи зависит не только от физических свойств жидкости, но и от характера ее движения. В конвективном теплообмене различают естественное и вынужденное движение. Вынужденное движение создается внешним источником (насосом, вентилятором, ветром). Естественная конвекция возникает за счет теплового расширения теплоносителя, нагретого около теплоотдающей поверхности.

По условию задачи теплоотдача происходит при естественной конвекции. Для расчета критерия Нуссельта в условиях естественной конвекции обычно используют зависимость вида:

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n, \quad (49)$$

где  $C, n$  – коэффициенты, выбираемые по табл. П3 в соответствии со значением произведения  $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$ ;

$\text{Gr}$  – критерий Грасгофа;

$\text{Pr}$  – критерий Прандтля (см. табл. П2).

Критерий Грасгофа вычисляется по формуле

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot D^3 \cdot \beta_m \cdot \Delta t}{\nu^2}, \quad (50)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с<sup>2</sup>;

$D$  – диаметр трубы, м;

$\beta_m$  – коэффициент объемного расширения воздуха, для газов коэффициент равен величине, обратной средней абсолютной температуре газа (воздуха)  $T_m$ , т.е.

$$\beta = \frac{1}{T_m}, \quad (51)$$

$$T_m = \frac{t_c + t_B}{2} + 273, \quad (52)$$

$\Delta t$  – средняя разность температур,

$$\Delta t = t_c - t_{ж}, \quad (53)$$

$\nu$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ , (находится по табл. П2).

#### Порядок решения задачи

1. Вычисляется критерий Грасгофа по формуле (50).
2. По табл. П2 выбирается критерий Прандтля.
3. Определяется произведение  $Gr \cdot Pr$ .
4. По вычисленному в п.3 значению произведения  $Gr \cdot Pr$  в табл. П3 находятся значения  $C$  и  $n$ .
5. По формуле (49) определяется значение критерия Нуссельта.
6. Из формулы (48) находится коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .
7. Вычисленное значение  $\alpha$  подставляется в формулу (46) и определяется значение искомой величины  $Q$ , Дж.
8. По окончании расчетов даются выводы о факторах, влияющих на процесс конвективного теплообмена.

## ЗАДАЧА 4

Условие: определить площадь поверхности нагрева газовойводяного рекуперативного теплообменника, работающего по противоточной схеме. Греющий теплоноситель – дымовые газы с начальной температурой  $t'_Г$  и конечной  $t''_Г$ . Расход воды через теплообменник –  $G_В$ , начальная температура воды –  $t'_В$ , конечная –  $t''_В$ . Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы –  $\alpha_Г$  и от стенки трубы к воде  $\alpha_В$ . Теплообменник выполнен из стальных труб с наружным диаметром  $d = 50$  мм и толщиной стенки  $\delta = 0,001$  м. Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda = 62$  Вт/(м·К). Стенку считать чистой с обеих сторон.

Определить также площадь поверхности теплообмена при выполнении теплообменника по прямоточной схеме и сохранении остальных параметров неизменными.

Для обеих схем движения теплоносителей (противоточной и прямоточной) показать на основе расчета графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена. Указать, какая схема движения теплоносителя имеет преимущества.

### Исходные данные

Т а б л и ц а 1

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G_В$ , кг/ч	4800	4600	4400	4200	4000	3800	3600	3400	3200	3000
$\alpha_Г$ , Вт/м <sup>2</sup> ·К	2600	2500	2400	2300	2200	2100	2000	2800	3000	3200
$\alpha_В$ , Вт/м <sup>2</sup> ·К	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280

Т а б л и ц а 2

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{ВН}$ , °С	20	25	30	35	40	45	40	35	30	35
$t_{ВК}$ , °С	80	90	100	110	85	95	105	115	120	70
$t_{ГН}$ , °С	700	800	900	850	750	650	600	900	950	850
$t_{ГК}$ , °С	200	250	300	250	200	300	350	400	450	400

### Основные теоретические положения

Разделение процессов теплообмена на теплопроводность, конвекцию и излучение удобно для лучшего их изучения. В действительности же очень часто встречается сложный теплообмен, при котором теплота передается двумя или даже всеми тремя способами одновременно.

Наиболее распространенным случаем сложного теплообмена является теплопередача – процесс переноса тепла от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку. Количественной характеристикой

этого процесса является коэффициент теплопередачи  $k$ , значение которого определяет количество тепла, переданное в единицу времени от одной жидкости к другой при разности температур между ними в один градус. При этом расчетная формула имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ср.лог}}, \quad (54)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяемый по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_{\Gamma}}}, \quad (55)$$

где  $\alpha_B, \alpha_{\Gamma}$  – коэффициенты теплоотдачи от стенки трубы к воде и от газов к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_{\text{СТ}}$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{\text{СТ}}$  – коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м·К);

$\Delta t_{\text{ср.лог}}$  – средний логарифмический температурный напор.

В общем случае он может быть рассчитан по формуле

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (56)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$  – соответственно больший и меньший температурный напоры между горячим и холодным теплоносителем (рис.3).

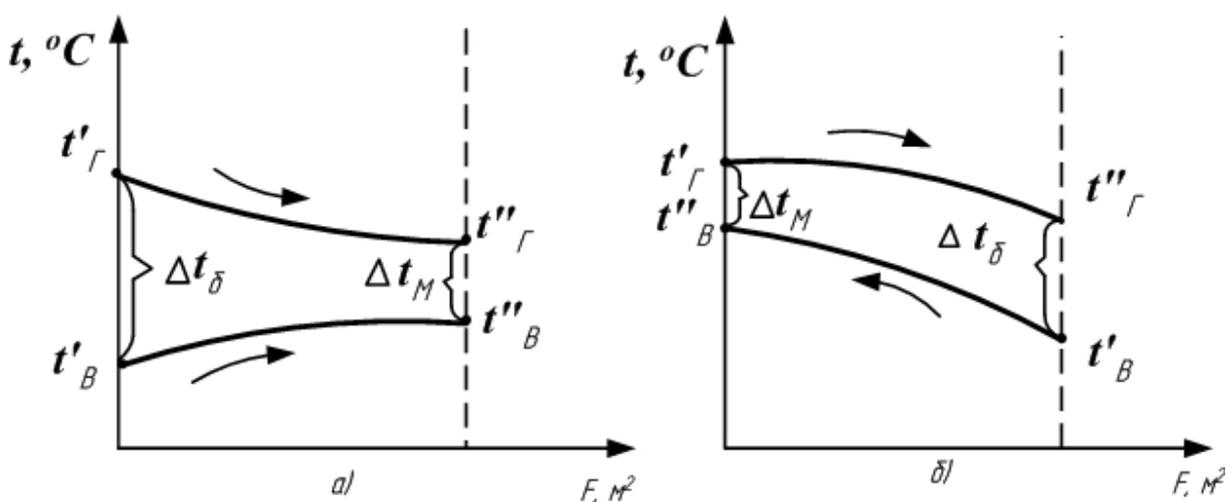


Рис. 2. Определение температурных напоров между горячими и холодными теплоносителями при прямоточной (а) и противоточной (б) схемах двигателя теплоносителя

Характер изменения аппаратов, работающих по прямоточной схеме движения теплоносителя, температурные напоры определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{\text{с}} &= t'_{\Gamma} - t'_{\text{В}} \\ \Delta t_{\text{м}} &= t''_{\Gamma} - t''_{\text{В}} \end{aligned} \right\} \quad (57)$$

а для противоточных теплообменных аппаратов

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{\text{с}} &= t''_{\Gamma} - t'_{\text{В}} \\ \Delta t_{\text{м}} &= t'_{\Gamma} - t''_{\text{В}} \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

где  $t'_{\Gamma}, t''_{\Gamma}$  – начальная и конечная температура газа (горячего теплоносителя);  
 $t'_{\text{В}}, t''_{\text{В}}$  – начальная и конечная температура воды (холодного теплоносителя).

Теплообменным аппаратом называется устройство, в котором осуществляется процесс передачи тепла от одного теплоносителя к другому.

По принципу действия теплообменные аппараты могут быть подразделены на рекуперативные (непрерывного действия), регенеративные (периодического действия) и смешительные.

Рекуперативными называются такие аппараты, в которых тепло от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую стенку. Примерами таких аппаратов являются паровые котлы, подогреватели, конденсаторы, радиаторы и др.

Регенеративными называются такие аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева смывается то горячим, то холодным теплоносителем. Примером таких аппаратов являются регенераторы мартеновских печей, воздухоподогреватели доменных печей и др.

В рекуперативных и регенеративных аппаратах процесс передачи тепла неизбежно связан с поверхностью твердого тела. Поэтому такие аппараты называются также поверхностными.

В смешительных аппаратах процесс теплопередачи происходит путем непосредственного соприкосновения и смешивания горячего и холодного теплоносителей. В этом случае теплопередача протекает одновременно с массообменом. Примером таких теплообменников являются башенные охладители (градирни), скрубберы, смесители и др.

В настоящее время рекуперативные аппараты наиболее распространены из-за простоты конструкции и обеспечения постоянства температуры. При этом наибольшее распространение получили трубчатые теплообменники, которые в зависимости от схемы движения теплоносителей подразделяются на прямоточные (рис.3а) противоточные (рис.3б), перекрестные (рис.3в), перекрестно-прямоточные (рис.3г), перекрестно-противоточные (рис.3д), смешанные (рис.3е).

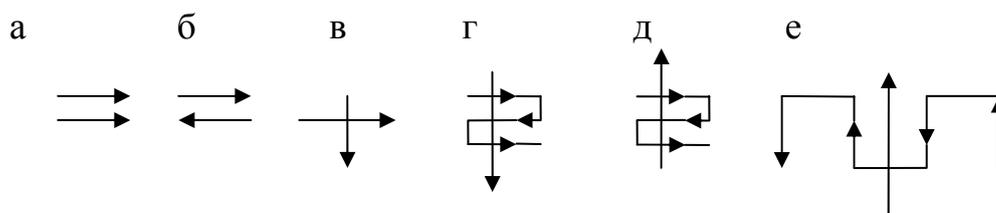


Рис.3. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах:  
а – прямоточные; б – противоточные; в – перекрестные;  
г – перекрестно-прямоточные; д – перекрестно-противоточные; е – смешанные

### Порядок решения задачи

Основой для решения задачи является уравнение теплового баланса теплообменного аппарата, определяющее равенство количества теплоты, отдаваемой греющими газами, с одной стороны, количеству теплоты, воспринимаемой нагреваемой водой.

$$Q = G_{\Gamma} \cdot C_{\Gamma} \cdot (t'_{\Gamma} - t''_{\Gamma}) = G_{\text{В}} \cdot C_{\text{В}} \cdot (t'_{\text{В}} - t''_{\text{В}}), \quad (59)$$

где  $G_{\Gamma}$ ,  $G_{\text{В}}$  – соответственно весовой расход газа и воды, кг/с;

$C_{\Gamma}$ ,  $C_{\text{В}}$  – теплоемкость газа и воды, [кДж/(кг·К)],  $C_{\text{В}} = 4,19$  кДж/(кг·К).

2. После определения количества тепла, передаваемого от газов к воде, необходимо определить коэффициент теплоотдачи. Так как толщина стенки трубы невелика, то для вычисления  $k$  можно использовать формулу (55). При вычислении  $k$  необходимо обратить внимание на то, что в условии задачи  $\lambda_{\text{СТ}}$ ,  $\alpha_{\text{В}}$  и  $\alpha_{\Gamma}$  даны не в кВт, а в Вт.

3. По формулам (57), (58) и (59) определяется средний температурный напор.

4. Из уравнения (54) определяется площадь поверхности теплообменного аппарата, работающего как по прямоточной, так и противоточной схеме.

5. Сделайте вывод об эффективности различного типа теплообменных аппаратов и объясните причины этой эффективности.

## ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА»

1. Дайте характеристику основным параметрам состояния рабочего тела ( $P, V, T$ ).
2. Запишите основное уравнение состояния рабочего тела (уравнение Клапейрона и Клапейрона – Менделеева) и дайте к нему пояснения.
3. Дайте формулировки и запишите основные газовые законы Бойля – Мариотта, Гей – Люссака, Шарля. Изобразите графики процессов.
4. Дайте понятие газовой смеси. Формулировка закона Дальтона. Массовые и объемные доли газовой смеси. Основное уравнение состояния газовой смеси.
5. Кажущаяся молекулярная масса смеси. Газовая постоянная газовой смеси. Формулы пересчета массовых и объемных долей.
6. Теплоемкость. Виды теплоемкости. Краткая характеристика и формулы вычисления теплоемкостей.
7. Формы задания теплоемкости от температуры. Вычисление средней теплоемкости. Таблица постоянных теплоемкостей. Показатель адиабаты газа. Формула Майера.
8. Первый закон термодинамики для закрытых термодинамических систем. Внутренняя энергия. Теплота. Полезная работа.
9. Первый закон термодинамики для открытых термодинамических систем. Закон эквивалентности теплоты и работы. Энтальпия. Располагаемая работа.
10. Прямой и обратный цикл Карно. Термический КПД. Холодильный коэффициент.
11. Второй закон термодинамики. Энтропия.  $T,s$ -диаграмма. Изображение цикла Карно и термодинамических процессов в  $T,s$ -координатах.
12. Доказательство второго закона термодинамики. Принцип существования и возрастания энтропии.
13. Рассмотрите термодинамические процессы и дайте их анализ на примере политропного процесса.
14. Рассмотрите термодинамические процессы и дайте их анализ на примере адиабатного процесса.
15. Рассмотрите термодинамические процессы и дайте их анализ на примере изотермического процесса.
16. Рассмотрите термодинамические процессы и дайте их анализ на примере изобарного процесса.
17. Рассмотрите термодинамические процессы и дайте их анализ на примере изохорного процесса.
18. Проанализируйте термодинамический цикл ДВС с подводом тепла при  $V = \text{const}$ .

19. Проанализируйте термодинамический цикл ДВС с подводом тепла при  $P = \text{const}$ .

20. Проанализируйте термодинамический цикл ДВС со смешанным подводом тепла.

21. Компрессорные машины. Термодинамический цикл компрессорных машин.

22. Основные понятия и определения теории теплообмена. Теплопроводность, теплоотдача, радиация и теплопередача.

23. Коэффициент теплопроводности. Теплопроводность плоской одно- и многослойной стенки.

24. Закон Фурье. Теплопроводность цилиндрической одно- и многослойной стенки.

25. Теплоотдача. Коэффициент теплоотдачи. Закон Ньютона – Рихмана.

26. Основы теории подобия. Основные критерии подобия (Нуссельта, Рейнольдса, Грасгофа, Прандтля, Пекле). Понятие и виды критериальных уравнений.

27. Основные законы лучистого теплообмена (Закон Планка, Вина, Стефана – Больцмана, Кирхгофа). Лучистый теплообмен между телами.

28. Сложный теплообмен. Коэффициент теплопередачи. Теплопередача через плоскую одно- и многослойную стенку.

29. Сложный теплообмен. Термическое сопротивление стенки. Теплопередача через цилиндрическую одно- и многослойную стенку.

30. Теплообменные аппараты. Методика расчета теплообменных аппаратов рекуперативного типа.

31. Принцип работы поршневых 2- и 4-тактных ДВС.

32. Расчет рабочих процессов (впуска, выпуска, сжатия, сгорания и расширения) 4-тактных ДВС.

33. Индикаторная диаграмма ДВС (свернутая и развернутая) и ее анализ на примере 4-тактного ДВС.

34. Основные индикаторные показатели ДВС и формулы их вычисления.

35. Факторы, оказывающие влияние на повышение индикаторных показателей.

36. Механические потери ДВС и факторы, влияющие на их изменение.

37. Основные эффективные показатели ДВС и формулы их вычисления.

38. Тепловой баланс ДВС. Факторы, оказывающие влияние на повышение эффективных показателей.

39. Показатели энергоэффективности теоретических и реальных ДВС (термический, относительный, индикаторный, эффективный, механический КПД) и их сравнительный анализ.

40. Показатели тепловой и механической напряженности ДВС. Массо-габаритные показатели ДВС. Методы форсирования ДВС. Преимущества и недостатки различных методов форсирования.

41. Основные компоновочные схемы ДВС. Назначение основных агрегатов, узлов и систем ДВС. Общее устройство ДВС.

42. Химические процессы сгорания топлива. Экологические показатели ДВС. Факторы, влияющие на экологические показатели ДВС.

43. История создания ДВС. Классификация ДВС. Принцип выбора ДВС для транспортных средств.

44. Понятие о режимах и характеристиках ДВС. Методы испытаний ДВС.

45. Рабочее тело поршневых ДВС. Марки и эксплуатационные свойства бензинов и дизельных топлив. Понятие высшей и низшей теплоты сгорания топлива. Элементный состав топлива. Стехиометрическая формула Менделеева.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Транспортные энергетические установки, а именно двигатели внутреннего сгорания, являются наиболее распространенным видом энергетических установок. Идея сжигания топлива внутри цилиндра поршневой машины возникла еще в конце 18 века, но только в 1859 году французскому механику Э. Ленуару удалось создать первый двигатель внутреннего сгорания. С тех пор прошло более 150 лет, а ученые и инженеры продолжают совершенствовать эти энергетические установки. Лучшие современные ДВС имеют индикаторный коэффициент полезного действия не более 60 %, а эффективный – не более 50 %. Эти цифры свидетельствуют о том, что современные силовые агрегаты далеки от совершенства и требуют дальнейших доработок.

Освоение основ расчета транспортных энергетических установок позволит студентам лучше понять принципы работы и проектирования ДВС, разобраться в причинах, приводящих к ухудшению их технико-экономических показателей и в дальнейшем разработать комплекс новых конструкторско-технологических и эксплуатационных мероприятий, обеспечивающих повышение надежности, топливной экономичности и экологичности двигателей.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Т а б л и ц а П 1

Теплофизические параметры газов  
(при барометрическом давлении 101,3 кПа)

Род газа	Молекулярная масса, кг/моль	Теплоемкость, кДж/(кг·К)		Показатель адиабаты, $k$
		$C_p$	$C_v$	
Воздух	29	1,01	0,721	1,4
СО	28	1,05	0,746	1,4
СО <sub>2</sub>	44	0,855	0,666	1,29
Н <sub>2</sub>	2	14,65	10,45	1,4
N <sub>2</sub>	28	1,05	0,746	1,4
О <sub>2</sub>	32	0,916	0,653	1,4
СН <sub>4</sub>	16	2,350	1,831	1,29

Т а б л и ц а П 2

Физические параметры сухого воздуха  
(при барометрическом давлении 101,3 кПа)

Температура воздуха, °С	Коэффициент теплопроводности, $\lambda \cdot 10^{-2}$ , Вт/(м·К)	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	Термический критерий Прандтля, Pr
0	2,44	18,8	13,28	0,707
10	2,51	20,0	14,16	0,705
20	2,59	21,4	15,06	0,703
30	2,67	22,9	16,00	0,701
40	2,76	24,3	16,96	0,699
50	2,83	25,7	17,95	0,698
60	2,90	27,2	18,97	0,696
70	2,96	28,6	20,02	0,694
80	3,05	30,2	21,09	0,692
90	3,13	31,9	22,10	0,690
100	3,21	33,6	23,13	0,688

Т а б л и ц а П 3

Значения констант для критериального уравнения Михеева

Значения интервалов произведения Gr·Pr	$c$	$n$
0,001 – 500	0,125	1,18
500 – 20000	0,250	0,540
20000 – 20000000	0,286	0,350
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	0,333	0,135

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Котиков, Ю.Г. Транспортная энергетика: учеб. пособие [Текст] / Ю.Г. Котиков, В.Н. Ложкин; под. ред. Ю.Г. Котикова. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 272 с.
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высшая школа, 2008. – 467 с.
3. Луканин, В.Н. Теплотехника: учебник для вузов [Текст] / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2005. – 673 с.
4. Салмин, В.В. Транспортная энергетика: метод. указания к курсовому проектированию [Текст] / В.В. Салмин, П.И. Аношкин, Л.А. Долгова, А.В. Лахно. – Пенза: ПГУАС, 2010. – 54 с.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ.....	3
I. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ	4
1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ .....	4
2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА.....	32
3. ТОПЛИВО ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК .....	59
4. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС.....	70
II. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.....	104
ЗАДАЧА 1 .....	104
ЗАДАЧА 2 .....	110
ЗАДАЧА 3 .....	115
ЗАДАЧА 4.....	118
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА».....	122
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	125
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	126
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	127

Учебное издание

Салмин Владимир Васильевич  
Долгова Лариса Васильевна

ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА  
Учебное пособие

Редактор       Н.Ю. Шалимова  
Верстка        Н.А. Сазонова

Подписано в печать 20.01.14. Формат 60×84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл. печ.л. 7,44. Уч.-изд.л. 8,0. Тираж 80 экз.  
Заказ № 7.



---

Издательство ПГУАС.  
440028, г.Пенза, ул. Германа Титова, 28.