

М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВЫХ МАШИН**

Часть 1

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

2008

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»

М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВЫХ МАШИН**

Часть 1

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Конспект лекций

Харьков «ХАИ» 2008

УДК 621.1.01:62-843

Амброжевич М.В. Теория рабочих процессов тепловых машин: консп. лекций / М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “Харьк. авиац. ин-т”, 2008. – Ч. 1: Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – 113 с.

Представлены общие сведения о тепловых машинах, о конструкции двигателей внутреннего сгорания. Описаны рабочие процессы в поршневых двигателях внутреннего сгорания и показатели их качества. Приведена последовательность расчета цикла двигателя внутреннего сгорания.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 0905 «Энергетика».

Ил. 37. Библиогр.: 17 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук А.В. Русанов,
канд. техн. наук А.В. Белогуб

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ И СОКРАЩЕНИЙ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a – скорость звука, м/с;
- c – удельная молярная теплоемкость, кДж/(кмоль·°С); скорость, м/с;
- c_т – концентрация топлива;
- g – масса, кг; удельный расход жидкого топлива, г/(кВт·ч);
- i – удельная энтальпия, кДж/кг; число цилиндров двигателя; передаточное отношение редуктора;
- k – показатель адиабаты;
- l – удельная работа, Дж/кг;
- l₀ – стехиометрическое соотношение, кг/кг;
- m – молярная масса, г/кмоль;
- n – показатель политропы; частота вращения вала, об/мин; константа, определяющая характеристику равномерности распыления топлива;
- n_i – количество капель распыляемого топлива;
- n₁ – частота вращения вихря воздушного заряда в цилиндре, об/мин;
- p – давление, Па;
- p_i – среднее индикаторное давление, Па;
- Δp_i – поправка среднего индикаторного давления на насосные ходы, Па;
- p_t – среднее давление термодинамического цикла, Па;
- q – удельная теплота, кДж/кг;
- r – объемная доля;
- s – удельная энтропия, Дж/(кг·К);
- t – температура, °С;
- u – удельная молярная внутренняя энергия, кДж/кмоль;
- u_н – нормальная скорость распространения пламени, м/с;
- u_т – турбулентная скорость распространения пламени, м/с;
- v – удельный объем, м³/кг; удельный расход газового топлива, м³/(кВт·ч);
- w – скорость, м/с;
- x_i – средний диаметр капли топлива, мкм;
- x_s – средний диаметр Заутера капель распыляемого топлива, мкм;
- x_v – среднеобъемный диаметр капель распыляемого топлива, мкм;
- x₀ – характерный размер характеристики распыления топлива, мкм;
- x_{выд} – относительная характеристика выделения теплоты;
- C – массовая доля углерода в топливе, кг/кг;
- D – диаметр цилиндра, дм;

- G – масса, кг;
- H – массовая доля водорода в топливе, кг/кг; вихревое соотношение;
- $H_{\text{см}}$ – теплота сгорания горючей смеси, Дж/кмоль;
- $H'_{\text{см}}$ – теплота сгорания горючей смеси, Дж/м³;
- H_u – низшая теплота сгорания горючей смеси, Дж/кг;
- K – коэффициент, используемый при расчете неполного сгорания:

$$K = M_{\text{H}_2} / M_{\text{CO}};$$
- L – работа, Дж; длина факела впрыскиваемого топлива, м;
- L_0 – стехиометрическое соотношение, кмоль/кг (жидкое топливо), кмоль/кмоль (газовое топливо);
- M – количество вещества, кмоль/кг (жидкое топливо), кмоль/кмоль (газовое топливо);
- O – массовая доля кислорода в топливе, кг/кг;
- Q – теплота, Дж;
- R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);
- T – температура, К;
- U – внутренняя энергия, Дж;
- V – объем, м³;
- V_n – рабочий объем цилиндра, м³;
- α – коэффициент избытка воздуха;
- α_c – суммарный коэффициент избытка воздуха;
- β – химическая характеристика топлива;
- χ – коэффициент выделения теплоты при сгорании цикловой дозы топлива;
- δ – степень последующего расширения; толщина фронта пламени, мм;
- δ_n – толщина зоны прогрева, мм;
- δ_x – толщина зоны химических реакций, мм;
- ε – степень сжатия;
- γ – коэффициент остаточных газов;
- η – коэффициент полезного действия;
- η_i – индикаторный коэффициент полезного действия;
- η_t – термический коэффициент полезного действия;
- η_v – коэффициент наполнения;
- $\eta_{\text{и}}$ – коэффициент использования продувочного воздуха;
- φ – степень уменьшения объема; угол поворота вала съема мощности двигателя, °; коэффициент продувки; телесный угол факела впрыскиваемого топлива, °;
- φ_c – доля несгоревшего углерода;

- φ_k – коэффициент избытка продувочного воздуха; коэффициент, учитывающий потери при перетекании воздуха в разделенной камере сгорания;
- φ_p – поправочный коэффициент максимального давления в цикле;
- φ_n – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;
- κ – коэффициент полноты сгорания;
- λ – степень изохорного повышения давления;
- λ_p – степень изохорного снижения давления;
- μ – коэффициент молекулярного изменения смеси;
- μ_0 – коэффициент молекулярного изменения свежей смеси;
- π – степень повышения давления;
- θ – угол опережения впрыска топлива, °;
- θ_1 – продолжительность впрыска дозы топлива, °;
- ρ – плотность, кг/м³; степень предварительного расширения;
- σ – степень охлаждения;
- τ – число тактов в цикле двигателя;
- ξ – коэффициент использования теплоты (при сгорании);
- ψ – коэффициент потерь теплоты при диссоциации;
- ζ – отношение удельной мольной теплоемкости продуктов сгорания и рабочей смеси;
- $\zeta_{с.з}$ – изменение количества, кмоль, свежего заряда за период дозарядки;
- $\zeta_{см}$ – изменение количества, кмоль, рабочей смеси газов за период дозарядки;
- Ω – относительный объем капель впрыснутого топлива.

ИНДЕКСЫ

- α – избыточный воздух;
- e – эффективный параметр;
- h – рабочий (объем);
- i – индикаторный параметр;
- m – средний;
- p – изобарный;
- t – термический параметр;
- u – низший (теплота сгорания);
- v – изохорный;
- w – стенка (цилиндра);
- a – вспомогательные агрегаты ДВС;
- атм – атмосферный параметр;
- аг – охлаждающий агент;
- в – воздух, выпускной трубопровод;

- вп – впускной трубопровод;
- г – топливный газ;
- г.с – горючая смесь;
- д – трение (движущиеся детали и газ, воздух или масло);
- з.в – закрытие выпускного клапана (окна);
- з.вп – закрытие впускного клапана (окна);
- к – компрессор;
- кр – критический;
- к.ц – параметр воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр;
- л – литровый (параметр отнесен к единице объема цилиндра);
- м – механические потери;
- н.х – насосные ходы;
- о.в – открытие выпускного клапана (окна);
- о.вп – открытие впускного клапана (окна);
- ох – охладитель;
- п – поршневой (параметр отнесен к единице площади поршней);
- пр – предельный (граница дымного сгорания);
- п.с – продукты сгорания;
- с.з – свежий заряд;
- см – смешанный, смесь;
- т – топливо;
- тр – трубопровод, трение (движущиеся детали о неподвижные);
- т.ц – топливо в цилиндре за цикл;
- ц – цикл, цилиндр;
- ш – глушитель;
- 0 – относится к совершенному сгоранию; атмосферный параметр;
- 1 – до сгорания; относится к свежему заряду; процесс сжатия;
- 2 – после сгорания.

СОКРАЩЕНИЯ

- ВМТ – верхняя мертвая точка;
- ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
- КД – комбинированный двигатель;
- КД ИТ – комбинированный двигатель с импульсной турбиной;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- КС – камера сгорания;
- НМТ – нижняя мертвая точка;
- ТК – турбокомпрессор.

ВВЕДЕНИЕ

Тепловые машины прямого цикла (тепловые двигатели) – устройства, снабжающие энергией большинство технических установок различного назначения. Назначение всякого теплового двигателя состоит в преобразовании теплоты в работу. Необходимая для перевода в работу теплота получается при сгорании жидких, твердых или газообразных топлив. Топливо может сжигаться вне тепловой машины – это так называемые двигатели внешнего сгорания. К ним также относятся двигатели, получающие теплоту из внешних источников, например, ядерные силовые установки. Двигатели, в которых процесс сгорания осуществляется в рабочем пространстве машины, называют двигателями внутреннего сгорания.

Для проектирования тепловых машин необходимы знания их рабочих процессов, превосходящие элементарные сведения о них, изложенные в учебной дисциплине «Термодинамика». Данный цикл лекций предназначен дать студентам дополнительные сведения об основных видах тепловых двигателей и областях их применения, термодинамических, тепловых и газодинамических процессах, протекающих в тепловых машинах прямого цикла, и методах анализа эффективности тепловых двигателей. Это позволит им выполнять термодинамический анализ рабочих процессов тепловых машин, определять максимально возможную эффективность энергоустановок, находить основные источники потерь работоспособности тепловых двигателей и пути оптимизации их рабочих процессов.

Следует отметить, что в данной работе не ставится задача описания конструкции тепловых двигателей. Для ознакомления с ней рекомендуются работы [7 - 9]. Краткие сведения о конструкции двигателей внутреннего сгорания даны только для стройности изложения материала.

Основой для написания цикла лекций стала работа [3]. Хотелось бы поблагодарить авторов этой книги за их долгий, упорный труд, получивший воплощение в виде подробного исследования работы двигателей внутреннего сгорания, написанного доступным и понятным языком.

Дополнительные сведения о рабочих процессах двигателей внутреннего сгорания (ДВС) можно получить в работах [3, 6, 16], а информацию о методиках расчета и проектирования – в [10, 11, 13 - 15]. Методы управления ДВС изложены в работе [12].

В данной работе представлены краткие сведения о конструкции двигателей внутреннего сгорания, а также описаны протекающие в них рабочие процессы.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ МАШИНАХ

1.1. Основные типы тепловых машин

Непрерывно действующие устройства, преобразующие тепловую энергию в механическую работу или механическую работу в тепло, называются *тепловыми машинами*. Преобразование осуществляется вследствие изменения внутренней энергии рабочего тела — на практике обычно пара или газа. Тепловые машины разделяют на тепловые машины обратного цикла, рассматриваемые в рамках учебной дисциплины «Холодильная техника и кондиционирование», и тепловые машины прямого цикла или тепловые двигатели.

Тепловой двигатель представляет собой непрерывно действующее устройство, результатом работы которого является превращение теплоты в работу [5]. Существует большое разнообразие типов тепловых двигателей, наиболее распространены двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Двигатель внутреннего сгорания – это двигатель, в котором химическая энергия топлива, сгорающего непосредственно в рабочем теле двигателя, превращается в механическую работу. Основные типы ДВС – поршневые двигатели (ПД), газотурбинные установки (ГТУ), комбинированные двигатели (КД) и роторно-поршневые двигатели (РПД).

В *поршневых двигателях* камера сгорания (КС) - цилиндр, где тепловая энергия топлива превращается в механическую энергию, передающуюся к потребителю с помощью кривошипно-шатунного механизма. По характеру процесса сгорания ПД разделяют на двигатели с принудительным воспламенением и двигатели с воспламенением от сжатия.

В *двигателях с принудительным воспламенением* смесь топлива с воздухом приготавливают в карбюраторе или во впускном коллекторе посредством распыляющих форсунок (механических или электрических), или непосредственно в цилиндре с помощью распыляющих форсунок. Топливная смесь подаётся в цилиндр, она сжимается, затем ее поджигают с помощью искры, проскакивающей между электродами свечи. По типу используемого топлива эти двигатели подразделяют на двигатели жидкого топлива и газовые.

Зачастую (и не совсем корректно) двигатели с принудительным воспламенением называют карбюраторными или бензиновыми ДВС.

В *двигателях с воспламенением от сжатия* (дизели) топливо впрыскивается в предварительно сжатое рабочее тело. Возгорание смеси происходит под действием высокого давления и, как следствие, температуры в камере.

В газотурбинной установке газ, полученный при сгорании топлива в камере сгорания, направляется в турбину. Продукты сгорания, расширяясь в сопловом аппарате и частично на рабочих лопатках турбины, совершают на колесе турбины механическую работу [1].

Газотурбинные установки рассматриваются в рамках учебной дисциплины «Теория тепловых двигателей и энергоустановок».

Комбинированный двигатель объединяет в себе элементы ПД и ГТУ. Продукты сгорания, частично расширившиеся в цилиндре двигателя, направляются в турбину, где происходит их окончательное расширение. Таким образом, механическая работа производится как в цилиндре, так и в турбине. Кроме того, в комбинированном двигателе, как правило, подаваемое в цилиндр рабочее тело предварительно сжимается в компрессоре. Преимущество комбинированных двигателей перед поршневыми - их большая удельная мощность и экономичность.

Роторно-поршневой двигатель (двигатель Ванкеля) осуществляет аналогичный поршневому двигателю цикл. Особенность двигателя — применение вращающегося ротора (поршня), размещённого внутри корпуса, поверхность которого выполнена по эпитрохоиде. При вращении ротора его стенки и стенки корпуса динамически формируют объёмы, в которых происходит обычный цикл ДВС. В настоящее время данный тип двигателя не распространён, так как присущие ему недостатки (низкая экономичность и ресурс) не компенсируют достоинства – высокую удельную мощность.

1.2. Краткие сведения о конструкции двигателей внутреннего сгорания

На рис. 1.1 изображена принципиальная схема поршневого ДВС с клапанной системой газораспределения с принудительным

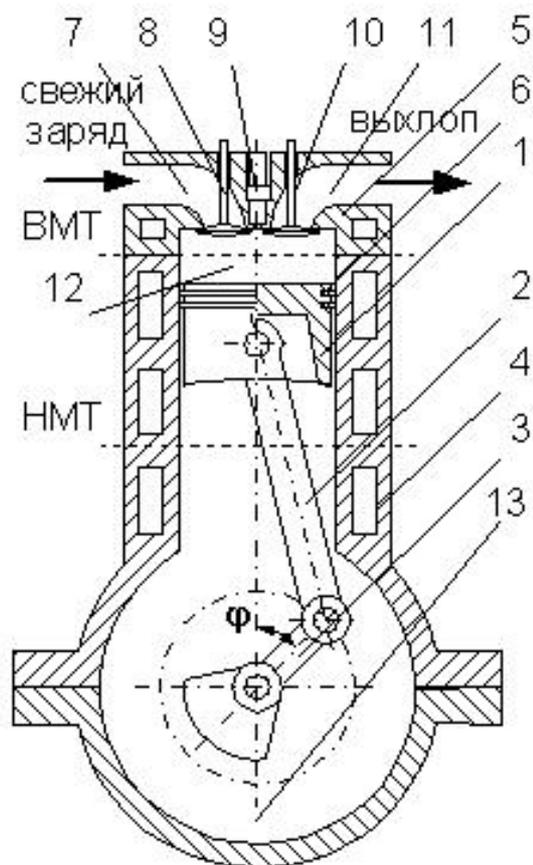


Рис. 1.1. Принципиальная схема четырехтактного ДВС

воспламенением. Рабочая полость цилиндра 12 формируется поршнем 1, цилиндром 4 и крышкой цилиндра 5. Поршень соединен с коленчатым валом 3 (валом съема мощности) шатуном 2. На поршне устанавливают поршневые кольца 6, предотвращающие просачивание рабочего тела между стенками цилиндра и поршня. Поступление *свежего заряда* (топливовоздушной смеси в двигателях с принудительным воспламенением, воздуха в двигателях с воспламенением от сжатия и двигателях с непосредственным впрыском топлива) из впускного трубопровода 7 регулируется впускным клапаном 8. Сжатая смесь воспламеняется посредством свечи зажигания 9. Выхлоп продуктов сгорания в выпускной трубопровод 11 регулируется выпускным клапаном 10. Трущиеся детали двигателя смазываются путем барботажа (разбрызгивания) масла, находящегося в полости картера 13. Разбрызгивание происходит при прохождении коленчатого вала через слой масла в полости картера. Для охлаждения горячих деталей цилиндр и крышка цилиндра могут иметь каналы для прокачки охлаждающей жидкости (двигатели с жидкостным охлаждением) или внешнее ребрение для интенсификации теплообмена с окружающей средой (двигатели с воздушным охлаждением).

В двигателе с воспламенением от сжатия вместо свечи 9 устанавливают форсунку, впрыскивающую топливо в сжатый в цилиндре воздух, в двигателе с принудительным воспламенением и непосредственным впрыском – свечу зажигания и форсунку.

Совокупность поршня, шатуна и коленчатого вала называют кривошипно-шатунным механизмом. Положения кривошипно-шатунного механизма, при которых ось шатуна лежит в плоскости кривошипа, называют мертвыми точками, так как в этом положении усилие, приложенное к поршню, не может вызвать вращательного движения коленчатого вала. Эти точки соответствуют крайним положениям поршня в цилиндре. Крайнее положение поршня, при котором расстояние между ним и осью вращения вала достигает максимума, называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ). Крайнее положение поршня, при котором расстояние между ним и осью вращения вала достигает минимума, называется *нижней мертвой точкой* (НМТ). Период работы ДВС, в течение которого поршень переходит от одной мертвой точки к другой, называется *тактом*.

Угол между текущим положением коленчатого вала и его положением в верхней мертвой точке называют *углом поворота коленчатого вала*. Его отсчитывают в направлении вращения вала от начала до конца рабочего процесса ДВС.

В двухтактных двигателях внутреннего сгорания вместо впускного и выпускного клапанов можно использовать впускное и выпускное окна, представляющие собой отверстия в боковой поверхности

цилиндра (рис.1.2). Течение газа через окна управляется непосредственно поршнем, открывающим и закрывающим их сечение при своем возвратно-поступательном движении. Данная схема газораспределения, так называемая *петлевая*, значительно упрощает конструкцию двигателя, но уменьшает его коэффициент полезного действия (КПД). Схема газораспределения двухтактного двигателя с использованием клапанов (или совместно клапанов и окон) называется *прямоточной*.

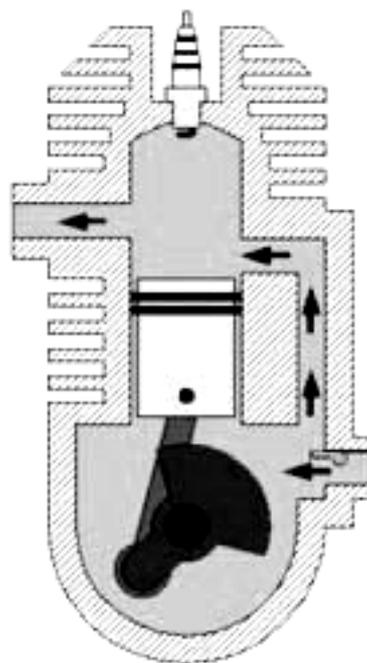
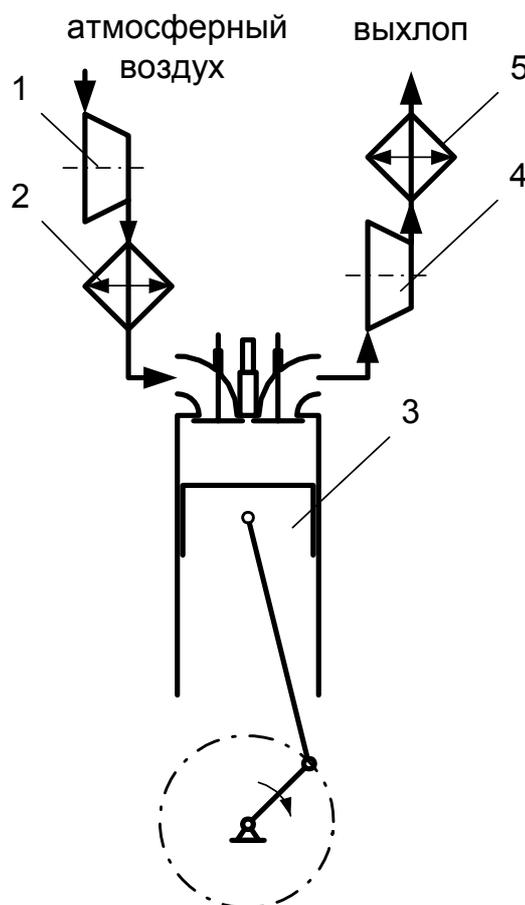


Рис. 1.2. Принципиальная схема двухтактного ДВС

Комбинированный двигатель состоит из поршневого двигателя, компрессорных и расширительных машин (устройств), а также устройств для подвода и отвода теплоты, объединенных между собой газовой связью. Одна из возможных принципиальных схем комбинированного двигателя показана на рис. 1.3.



Атмосферный воздух поступает в компрессор 1, сжимается в нем и нагнетается в теплообменник-охладитель 2. Из охладителя воздух подается в поршневой двигатель 3.

Выходящие из поршневого двигателя продукты сгорания, имеющие достаточно высокие давление и температуру, отдают свою энергию лопаткам рабочего колеса газовой турбины 4. Для более полного использования энергии горячих продуктов сгорания устанавливают теплообменник-утили-

Рис. 1.3. Принципиальная схема комбинированного двигателя

затор 5.

Увеличение наполнения цилиндров двигателя путем повышения давления на входе в цилиндры двигателя называется наддувом. Он повышает плотность воздуха на входе в поршневой двигатель, что увеличивает количество свежего заряда, заполняющего цилиндр при впуске, по сравнению с зарядом воздуха в том же двигателе без наддува. Увеличение количества нагнетаемого в цилиндр воздуха, являющегося окислителем в реакции горения, позволяет увеличить количество подаваемого топлива, т. е. получить большую мощность.

Теплообменник-охладитель 2 увеличивает плотность воздуха на входе в цилиндр вследствие его охлаждения.

Турбина комбинированного двигателя может быть использована для привода компрессора. В этом случае они соединяются валом и выполняются в виде одного узла – *турбокомпрессора*. Изображенный на рис. 1.4 турбокомпрессор состоит из центробежного компрессора и осевой турбины.

1.3. Цикл четырехтактного двигателя внутреннего сгорания

Рабочий цикл ДВС может быть осуществлен за один или два

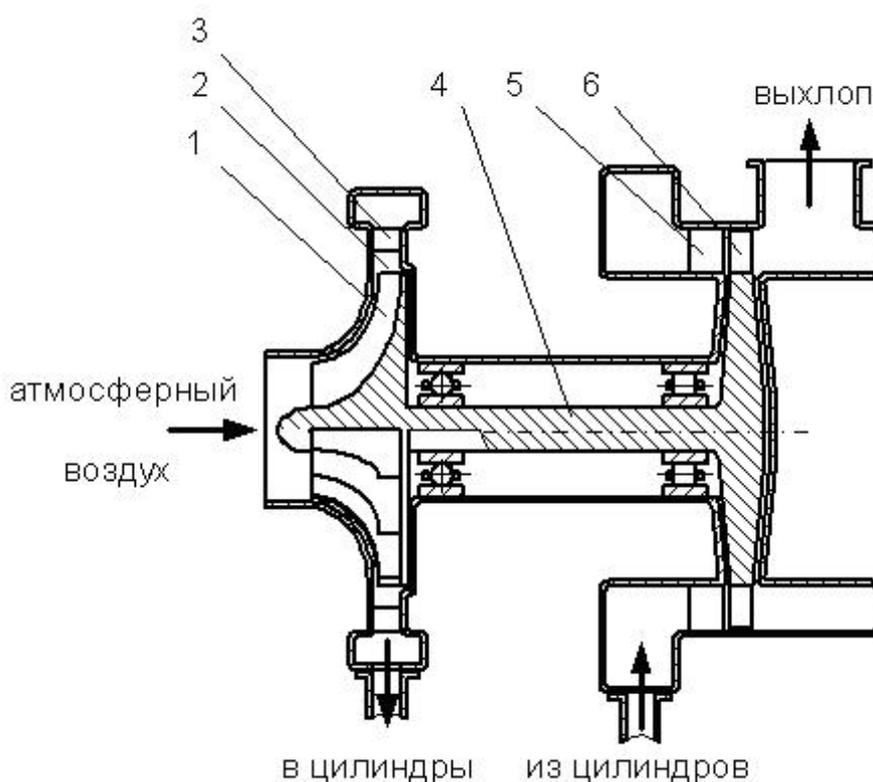


Рис. 1.4. Принципиальная схема турбокомпрессора: 1 – рабочее колесо компрессора; 2 – безлопаточный диффузор компрессора; 3 – лопаточный диффузор компрессора; 4 – приводной вал; 5 – сопловой аппарат турбины; 6 – рабочее колесо турбины

оборота коленчатого вала (т. е. за два или четыре такта). Рассмотрим работу четырехтактного двигателя.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя состоит из таких тактов: впуск, сжатие, сгорание и расширение, выпуск (рис.1.5).

В такте впуска поршень движется вниз, впускной клапан открыт. Цилиндр наполняется свежим зарядом (см. рис.1.5, процесс $r - a - m$). Затем впускной клапан закрывается и поршень, двигаясь вверх, осуществляет сжатие свежего заряда (см. рис. 1.5, процесс $m - c$). После этого в двигателях с принудительным воспламенением топливовоздушная смесь поджигается свечей зажигания, а в двигателях с воспламенением от сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, воспламеняющееся от высокой температуры сжатого воздуха. Вследствие выделения большого количества теплоты при сгорании температура и давление в цилиндре резко повышаются. Под действием давления продуктов сгорания поршень перемещается вниз, совершая полезную работу. Третий такт также называют

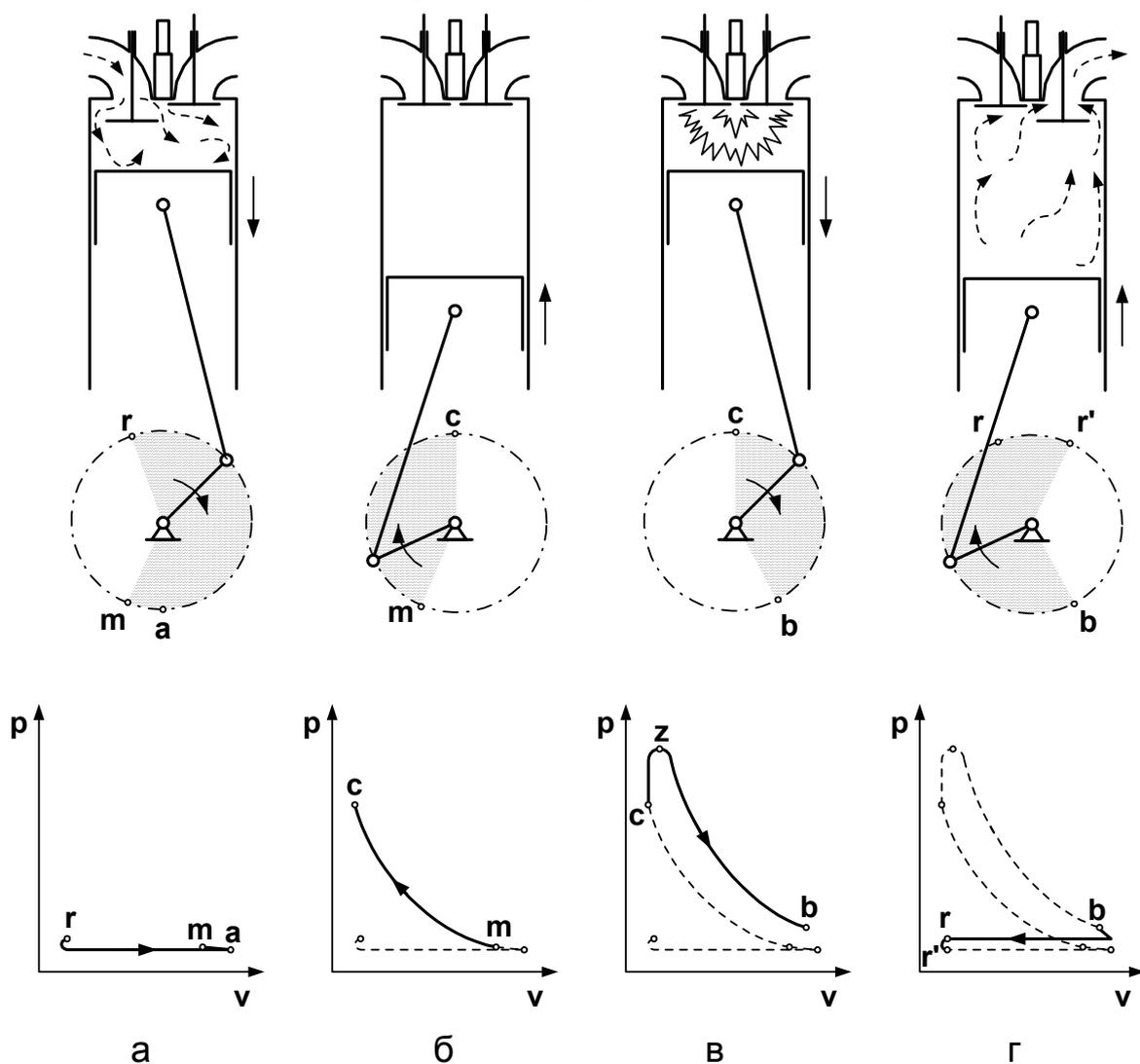


Рис. 1.5. Схема работы четырехтактного двигателя: а - расширение и впуск; б – сжатие; в - сгорание и расширение; г - выпуск

рабочим ходом (см. рис. 1.5, процесс с - z - b). Во время четвертого такта – выпуска – происходит очистка цилиндра от продуктов сгорания. Выпускной клапан открывается и поршень вытесняет продукты сгорания в выпускной трубопровод (см. рис. 1.5, процесс b - r - r'). Двигатель приходит в исходное положение и рабочий цикл повторяется.

Из описания работы четырехтактного двигателя следует, что он работает как тепловой двигатель только в тактах расширения и сжатия. Половину времени (в тактах впуска и выпуска) двигатель работает как воздушный насос, что уменьшает его мощность.

1.4. Цикл двухтактного двигателя внутреннего сгорания

На рис. 1.6 показана схема работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной схемой продувки.

Рабочий цикл двухтактного ДВС состоит из тактов расширения и сжатия.

Первый такт соответствует ходу поршня от ВМТ к НМТ. В цилиндре происходит сгорание (см. рис. 1.6, линия с - z) и осуществляется рабочий ход (см. рис. 1.6, линия z - m). Одновременно в полости картера поршень поджимает свежий заряд, повышая его давление. После того, как поршень откроет выпускное окно, продукты сгорания начинают покидать цилиндр, давление в цилиндре резко снижается (см. рис. 1.6, линия m - n). Впускные окна открываются

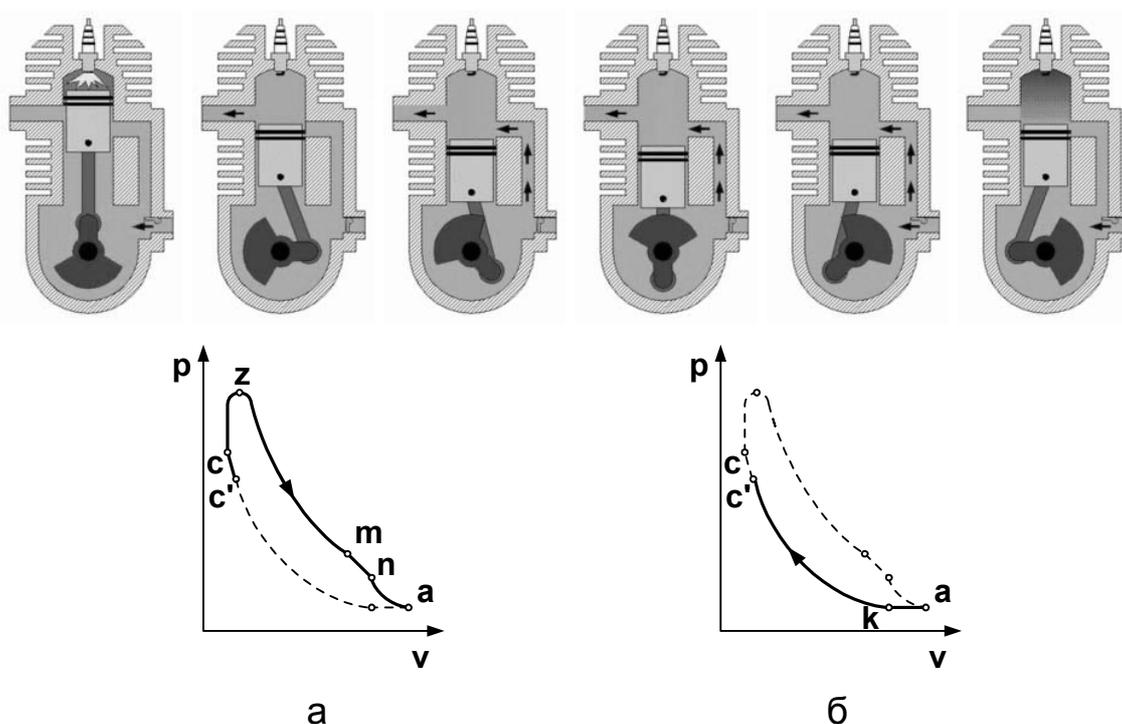


Рис. 1.6. Схема работы двухтактного двигателя: а – расширение; б - сжатие

после выпускных, при этом давление в цилиндре несколько меньше давления свежего заряда в полости картера. Воздух, поступая через впускные окна в цилиндр, вытесняет продукты сгорания через выпускные окна и заполняет цилиндр (см. рис. 1.6, линия п - а).

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ. В начале такта продолжается процесс продувки и заполнение цилиндра свежим зарядом (см. рис. 1.6, линия а - к). Конец продувки цилиндра определяется моментом закрытия впускных окон. После закрытия выпускных окон начинается процесс сжатия (см. рис. 1.6, линия к - с), завершающийся зажиганием сжатой топливовоздушной смеси в двигателе с принудительным воспламенением или впрыском топлива в двигателе с воспламенением от сжатия. В то же время при перемещении поршня вверх в полость картера из впускного трубопровода засасывается свежий заряд.

Двухтактные ДВС превосходят четырехтактные по простоте и мощности, однако значительно проигрывают им по экономичности. Это обуславливает их применение на мотодельтапланах, газонокосилках, мотоциклах, катерах и т.п. Кроме того, двухтактные двигатели используют в авиации, тепловозах, бронетанковой технике, где они ценны по сравнению с четырехтактными из-за меньших размеров и массы.

1.5. Схемы и принципы работы комбинированных двигателей

Комбинированные двигатели по виду связи поршневой части с компрессором и турбиной разделяют на двигатели с механической или гидравлической связью, газовой связью, комбинированной связью и поршневые генераторы газов с газовой турбиной, вал которой соединен с валом потребителя.

Механическая связь в двигателях возможна двух видов: компрессор и турбина имеют отдельную связь с валом поршневой части (рис. 1.7, а); турбина и компрессор соединены между собой (рис. 1.7, б) и на вал поршневой части передается мощность, равная разности мощностей турбины и компрессора, или с вала поршневой части снимается дополнительная мощность, которая передается компрессору, приводимому в действие от газовой турбины.

При гидравлической связи между валами поршневой, расширительной и компрессионной частями комбинированного двигателя устанавливаются гидромуфты. В этом случае возможны несколько типов соединений:

а) компрессор и турбина связаны с валом поршневой части двумя отдельными гидромуфтами;

б) турбина с валом поршневой части соединена зубчатой передачей, а компрессор — гидромуфтой;

в) турбина и компрессор связаны между собой жестко (установлены на одном валу или соединены зубчатой передачей), а с валом поршневой части — гидромуфтой (см. рис. 1.7, в).

Первые два типа соединений с гидромуфтой не получили практического применения вследствие больших размеров гидромуфт и сложной конструкции двигателя. Использование последнего типа соединений объясняется небольшими размерами гидромуфты, передающей только разность моментов турбины и компрессоров, и благоприятными условиями для работы турбины.

Принципиальные факторы, обуславливающие протекание рабочего процесса в комбинированном двигателе с механической связью:

а) «жесткая связь» между частотами вращения валов $n_K = i_K n$, $n_T = i_T n$. Если колеса турбины и компрессора расположены на одном валу, то $n_K = n_T = n_{TK} = i_{TK} n$, где i_K , i_T , i_{TK} — передаточные отношения передач между валами компрессора, турбины, турбокомпрессора и коленчатым валом поршневой части соответственно, n_K , n_T , n_{TK} , n — частоты вращения компрессора, турбины, турбокомпрессора и коленчатого вала двигателя;

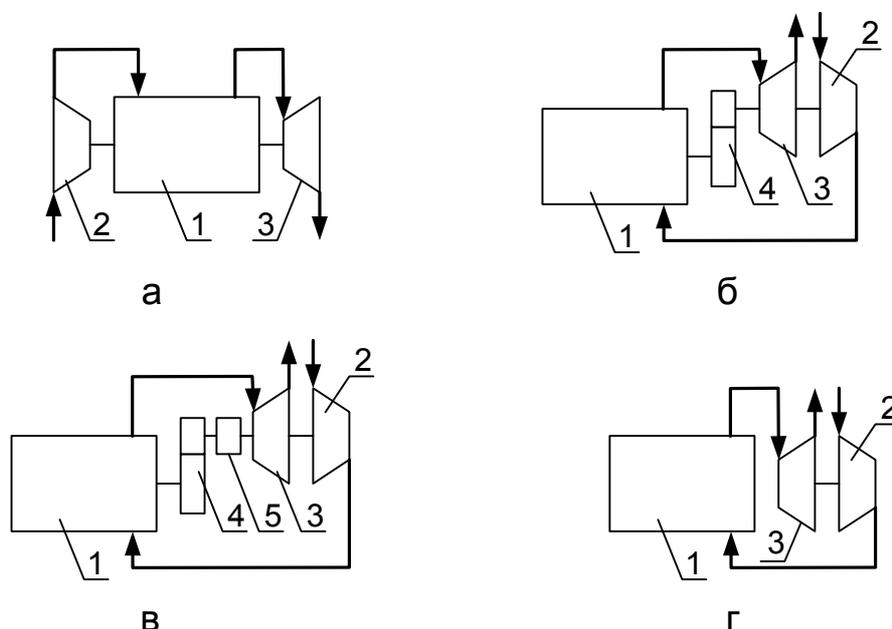


Рис. 1.7. Схема комбинированного двигателя: а - с механической связью, компрессор и турбина присоединены непосредственно к валу съема мощности; б - с механической связью, компрессор и турбина присоединены к валу съема мощности через редуктор; в - с гидравлической связью; г - с газовой связью; 1 – поршневой двигатель; 2 - компрессор; 3 – турбина; 4 – редуктор; 5 – гидромуфта

б) одинаковые расходы воздуха (смеси) через компрессор и двигатель и газов через двигатель и турбину (утечками рабочего тела можно пренебречь);

в) полное давление на выходе из компрессора больше полного давления на входе в поршневую часть на величину потерь в охладителях и трубопроводах;

г) полное давление газа на выпуске из поршневой части больше полного давления на входе в турбину на величину потерь давления в трубопроводах;

д) расход газа через турбину больше расхода воздуха через компрессор на величину расхода топлива в двигателях всех типов, за исключением бензиновых с карбюратором (или инжектором), установленным до компрессора; в последних расходы свежей смеси через компрессор и газов через турбину одинаковы.

В комбинированном двигателе с гидравлической связью наличие гидромуфты позволяет отбирать мощность от вала поршневой части при $N_T < N_K$ (мощность турбины меньше мощности компрессора) и передавать на вал избыточную мощность турбины при $N_T > N_K$. Кроме того, передаточное отношение между валами поршневой части и турбокомпрессора (ТК) изменяется в зависимости от степени заполнения гидромуфты в связи с изменением относительного скольжения роторов. Это дает возможность изменять параметры и количество воздуха, подаваемого компрессором ТК.

Принципиальная особенность протекания рабочего процесса в комбинированных двигателях с газовой связью (см. рис. 1.7, г) - равенство частот вращения и мощностей турбины и компрессора и отсутствие «жесткой связи» между частотами вращения валов поршневой части и турбокомпрессора. Другие условия протекания рабочего процесса такие же, как и в двигателях с механической связью.

В двигателе с газовой связью давление заряда определяется температурой и давлением газа на входе в турбину. Так как их величины ограничены теплонапряженностью поршневой части и турбины, то возможность форсирования комбинированного двигателя с газовой связью по мощности меньше, чем двигателя с механической связью. Известны и другие недостатки комбинированных двигателей с газовой связью: худшие приемистость, пусковые свойства и работа на переходных режимах, чем в двигателях с механической связью.

В двигателях с комбинированной связью подача заряда в цилиндр поршневой части может осуществляться компрессором, механически связанным с валом поршневой части, и компрессором ТК параллельно или последовательно. Преимущество схемы с параллельной по-

дачей заряда – относительно небольшие размеры компрессоров; недостатки – трудность согласования характеристик компрессоров, сложность конструкции впускного тракта и организации охлаждения заряда. Основное преимущество последовательного сжатия заряда в двигателях с комбинированной связью - возможность получения практически любого давления наддува, улучшение условий пуска и работы двигателя на переходных режимах и при малых нагрузках, а также удобство применения промежуточного охлаждения воздуха или смеси. К недостаткам следует отнести сложность конструкции газозаборного тракта и наличие двух компрессоров.

2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЦИКЛОВ ДВС

2.1. Показатели эффективности циклов двигателей

2.1.1. Принципы анализа эффективности циклов двигателей

Циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. Принципы анализа циклов тепловых двигателей рассмотрены в работах [1, 2]. Напомним основные моменты изложенного материала.

При анализе эффективности циклов двигателей решают следующие задачи:

- определяют, от каких факторов зависит КПД обратимого термодинамического цикла, и устанавливают, какие процессы можно совершенствовать в целях повышения КПД цикла;
- находят степень необратимости процессов действительного цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать в целях уменьшения необратимых потерь и повышения КПД цикла.

2.1.2. Термический КПД цикла

Основной показатель, достаточный для суждения о термодинамической эффективности обратимого цикла, - термический КПД цикла.

Термическим КПД цикла двигателя η_t называют отношение работы обратимого термодинамического цикла L_t к теплоте, подведенной к рабочему телу от горячего источника Q_1 :

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} \text{ или } \eta_t = \frac{l_t}{q_1}, \quad (2.1)$$

где $l_t = L_t/G$ – удельная работа обратимого термодинамического цикла двигателя;

$q_1 = Q_1/G$ – удельная теплота, подведенная к рабочему телу от горячего источника;

G – масса рабочего тела, участвующая в процессах цикла теплового двигателя.

Работа обратимого цикла

$$L_t = \oint pdV. \quad (2.2)$$

Другое выражение работы получают, интегрируя уравнение первого закона термодинамики для цикла

$$\oint dQ = \oint dU + \oint dL. \quad (2.3)$$

Так как внутренняя энергия – функция состояния и $\oint dU = 0$, то количество подведенной к рабочему телу за цикл теплоты равно работе цикла:

$$Q_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2 = L_t, \quad (2.4)$$

где $Q_{\text{ц}}$ – работа цикла;

Q_2 – теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику.

Подставив выражение для работы цикла (2.4) в (2.1), записываем

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \text{ или } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (2.5)$$

где $q_2 = Q_2/G$ – удельная теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику.

2.1.3. Индикаторный КПД цикла

Степень совершенства действительных необратимых процессов циклов характеризуется величиной индикаторного КПД.

Индикаторным КПД η_i называют отношение работы действительного цикла L_i к подведенной теплоте, равной низшей теплоте сгорания цикловой дозы топлива:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}. \quad (2.6)$$

Необратимость процессов действительного цикла уменьшает его полезную работу, поэтому при сравнимых условиях индикаторный КПД всегда меньше термического.

2.1.4. Среднее давление термодинамического цикла и среднее индикаторное давление

Технико-экономические показатели двигателя определяются не только расходом топлива, зависящего от КПД цикла, но и габаритными размерами и массой двигателя. Введем параметры, характеризующие мощность двигателя относительно его габаритных размеров. Отношение параметра, производного от мощности двигателя, к параметру, определяющему его размеры или массу, позволит сравнивать степень форсирования двигателей различных мощностей и типов. Отметим, что габаритные размеры поршневых ДВС в основном определяются размерами (объемом) цилиндров.

Средним давлением термодинамического цикла p_t называется отношение работы обратимого термодинамического цикла L_t к рабочему объему цилиндра V_h :

$$p_t = L_t / V_h. \quad (2.7)$$

Рабочий объем цилиндра находят как разность его максимального и минимального объемов, т.е. объемов в нижней и верхних мертвых точках:

$$V_h = V_{\max} - V_{\min} = V_a - V_c. \quad (2.8)$$

Средним индикаторным давлением p_i называется отношение работы действительного цикла L_i к рабочему объему цилиндра V_h :

$$p_i = L_i / V_h. \quad (2.9)$$

Представим (2.7) в другом виде, подставив выражение для L_t из (2.1):

$$p_t = Q_1 \eta_t / V_h = q_1 \eta_t / v_h, \quad (2.10)$$

где $v_h = V_h / G$ - удельный рабочий объем цилиндра.

Из выражения (2.10) можно сделать вывод, что среднее давление цикла зависит от термического КПД и удельного количества теплоты,

подведенной к рабочему телу. Повысить среднее давление цикла можно вследствие увеличения термического КПД цикла и удельного количества теплоты, подведенной к рабочему телу. Максимально допустимая удельная теплота определяется теплотой сгорания и химическим составом топлива, способом смесеобразования, степенью совершенства процесса сгорания и т. п.

2.2. Обратимые термодинамические циклы поршневых и комбинированных двигателей

2.2.1. Допущения при исследовании обратимых термодинамических циклов

При исследовании обратимых термодинамических циклов принимают следующие допущения:

- рабочее тело - идеальный газ;
- масса рабочего тела постоянна и одинакова во всех процессах;
- теплоемкость рабочего тела не зависит ни от давления, ни от температуры;
- подвод теплоты к рабочему телу осуществляется ее отдачей от горячего источника;
- процессы газообмена заменяются обратимым процессом с отводом теплоты от рабочего тела холодному источнику;
- процессы сжатия и расширения принимают адиабатными.

2.2.2. Циклы поршневых двигателей

Идеализированные циклы поршневых ДВС разделяют на такие виды:

- со смешанным подводом и отводом теплоты как при постоянном объеме, так и постоянном давлении;
- с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто);
- с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля);
- со смешанным подводом теплоты как при постоянном объеме, так и постоянном давлении и отводом теплоты при постоянном объеме (цикл Тринклера).

Цикл Отто характерен для поршневых ДВС с принудительным воспламенением, циклы Дизеля и Тринклера - для дизельных двигателей. Цикл со смешанным подводом теплоты - обобщающий для всех циклов ДВС.

Рассмотрим цикл со смешанным подводом теплоты. Он состоит из следующих процессов (рис. 2.1, а): а - с – адиабатное сжатие; с - z' – изохорный подвод теплоты; z' - z – изобарный подвод теплоты;

z - b – адиабатное расширение; b - g – изохорный отвод теплоты; g - a – изобарный отвод теплоты.

Цикл определяется заданием начального положения в точке a и параметрами цикла:

- степенью сжатия $\varepsilon = v_a / v_c$;
- степенью изохорного повышения давления $\lambda = p_{z'} / p_c$;
- степенью предварительного (изобарного) расширения $\rho = v_z / v_{z'}$;
- степенью уменьшения объема $\varphi = v_g / v_a$;
- степенью снижения давления $\lambda_p = p_g / p_a$.

Подводимая в цикле теплота q_1 определяется как сумма теплоты, подведенной в изохорном процессе q_1' и изобарном q_1'' :

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (2.11)$$

По аналогии теплота, отданная холодному источнику

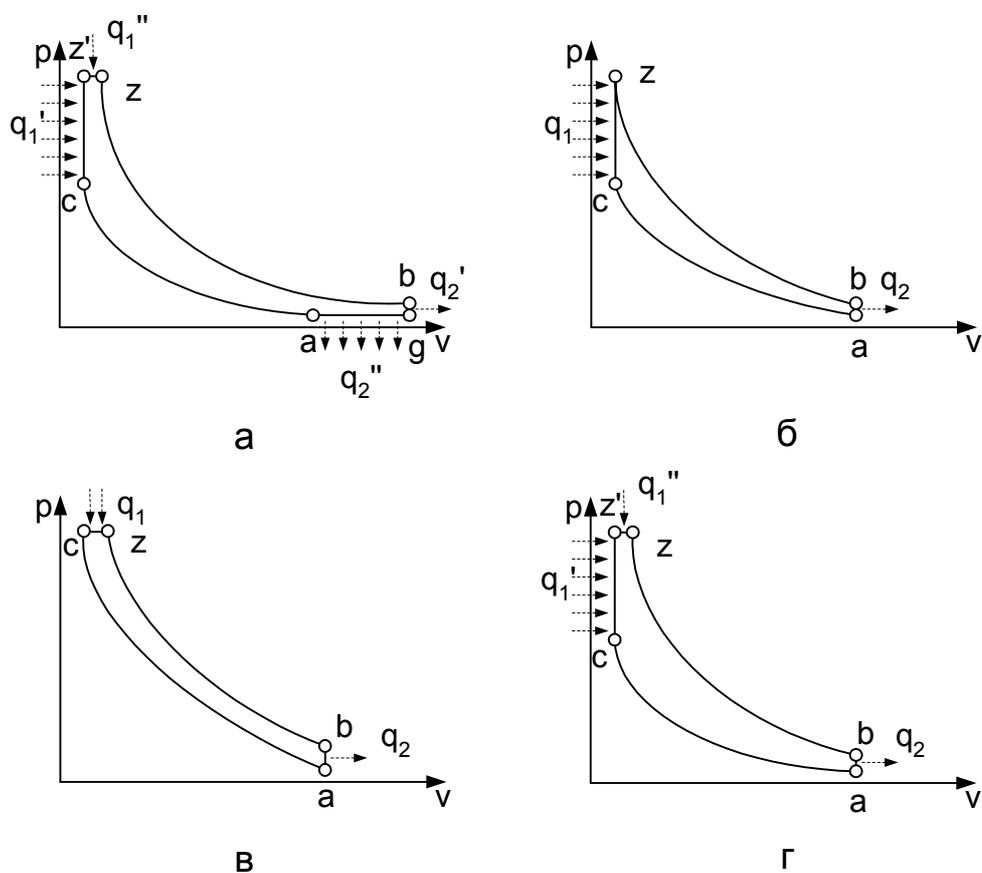


Рис. 2.1. Идеализированные циклы ДВС

$$q_2 = q'_2 + q''_2 = c_v T_a (\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)). \quad (2.12)$$

После подстановки (2.11) и (2.12) в (2.5) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.13)$$

Среднее давление цикла находим из (2.10):

$$p_t = \frac{q_1 \eta_t}{v_h} = \frac{p_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.14)$$

Цикл со смешанным подводом теплоты вырождается в цикл Отто при $\rho = 1$, $\varphi = 1$. Тогда КПД цикла Отто (см. рис. 2.1, б) определяется формулой

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.15)$$

Среднее давление цикла

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^k (\lambda - 1) \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.16)$$

В цикле Дизеля теплота подводится при постоянном давлении, а отводится при постоянном объеме ($\lambda = 1$, $\varphi = 1$) (см. рис. 2.1, в). Для данного цикла формула (2.13) приобретает вид

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}, \quad (2.17)$$

а (2.14)

$$p_t = \frac{q_1 \eta_t}{v_h} = \frac{p_a k \varepsilon^k (\rho - 1) \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.18)$$

КПД цикла Тринклера ($\varphi = 1$) (см. рис. 2.1, г)

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.19)$$

Среднее давление цикла Тринклера определяется формулой (2.14).

2.2.3. Циклы комбинированных двигателей

2.2.3.1. Общие сведения о циклах комбинированных двигателей

Комбинированные двигатели (КД) по условиям работы турбины разделяют на двигатели с импульсной турбиной и турбиной постоянного давления.

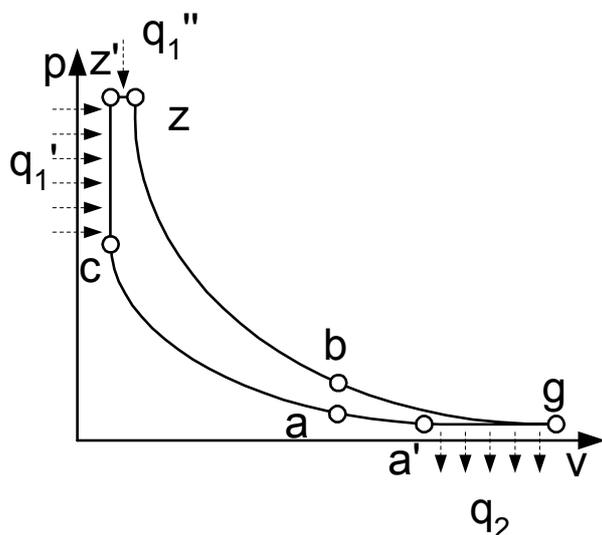


Рис. 2.2. Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной

амплитуды давления перед турбиной невелики в результате применения выпускного коллектора большого сечения.

Процессы сжатия и расширения рабочего тела в цилиндре, компрессоре и турбине КД принимают адиабатными. В обратимых циклах КД подвод теплоты к рабочему телу принимают, как и в циклах поршневых ДВС, в соответствии со способом воспламенения топлива (см. подразд. 2.2.2). Давление в выпускном патрубке за рабочим колесом турбины КД считается равным атмосферному. Процесс отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику принимают изобарным.

2.2.3.2. Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной

Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной изображен на рис. 2.2. Процесс a' - a соответствует сжатию в компрессоре, a - c - сжатию в цилиндре, z - g - последовательному расширению в цилиндре и турбине.

Для описания процесса расширения рабочего тела в цилиндре и турбине вводят специальный параметр цикла - степень

последующего расширения $\delta = v_g/v_z$. Отметим, что $\delta = \varphi\varepsilon / \rho$.

Подведенную к рабочему телу теплоту можно определить по формуле

$$q_1 = q'_1 + q''_1 = c_v T_{a'} \varepsilon_0^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (2.20)$$

где $\varepsilon_0 = \varepsilon_k \varepsilon$ – общая степень сжатия;

$\varepsilon_k = v_{a'}/v_a$ – степень сжатия рабочего тела в компрессоре;

$\varepsilon = v_a/v_c$ – степень сжатия рабочего тела в цилиндре.

Отведенная от рабочего тела теплота

$$q_2 = kc_v T_{a'} (\varphi - 1). \quad (2.21)$$

КПД цикла получим по (2.1)

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{k(\varphi - 1)}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.22)$$

Среднее давление цикла находим из (2.10)

$$p_t = \frac{q_1 \eta_t}{v_h} = \frac{p_{a'} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.23)$$

Если сгорание происходит при постоянном давлении, то $\lambda = 1$, $\varphi = \rho$, формулы (2.22) и (2.23) упрощаются:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (2.24)$$

$$p_t = \frac{p_{a'} k(\rho - 1) \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.25)$$

При сгорании при постоянном объеме ($\rho = 1$) формулы (2.22) и (2.23) преобразуются к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1)}, \quad (2.26)$$

$$p_t = \frac{p_{a'}(\lambda - 1) \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.27)$$

2.2.3.3. Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной и промежуточным охлаждением

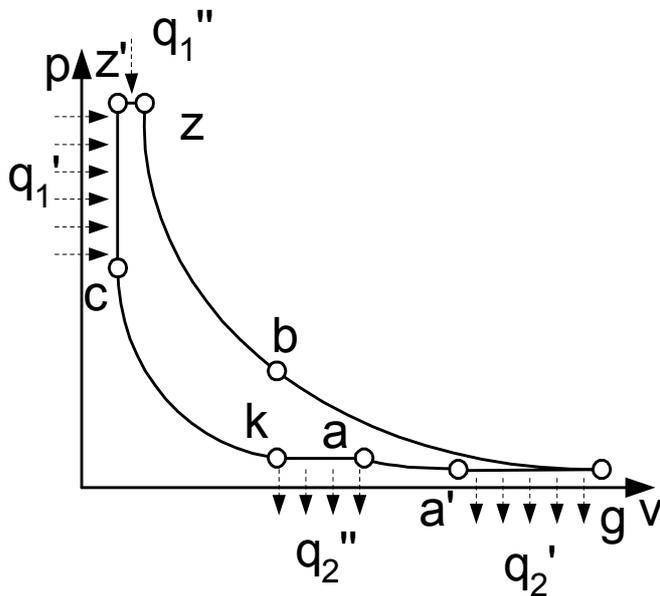


Рис. 2.3. Цикл КД с ИТ и промежуточным охлаждением

Охлаждение воздуха при сжатии применяют во многих комбинированных двигателях. Охладитель воздуха устанавливают за компрессором. Кроме того, если компрессор – многоступенчатый, то между его ступенями также целесообразно разместить охладитель. Данный цикл отличается от описанного ранее наличием изобарного процесса отвода теплоты $k - a$ (рис. 2.3).

В охладителе теплота от рабочего тела отводится в окружающую среду.

Поэтому температура на выходе из охладителя выше температуры окружающей среды и степень охлаждения

$$\sigma = (T_k - T_a) / (T_k - T_{a'}) \quad (2.28)$$

в реальных двигателях всегда меньше единицы и равна $\sigma = 0,5 \dots 0,8$.

Получим выражение для КПД цикла исходя из выражения (2.6).

Отводимая в цикле теплота определяется по формуле

$$\begin{aligned} q_2 &= c_p T_{a'} (\varphi - 1) + c_p (T_k - T_a) = \\ &= c_p T_{a'} \left[(\varphi - 1) + \frac{T_k}{T_{a'}} (1 - 1/\omega) \right], \end{aligned} \quad (2.29)$$

где $\omega = v_k / v_a = T_k / T_a$ – степень уменьшения объема в охладителе.

Степень охлаждения и степень уменьшения объема в охладителе связаны между собой:

$$\omega = 1 / \left(1 - \sigma \left(1 - 1/\varepsilon_k^{k-1} \right) \right). \quad (2.30)$$

Так как $\frac{T_k}{T_{a'}} = \left(\frac{v_{a'}}{v_k}\right)^{k-1} = \varepsilon_k^{k-1}$, то

$$q_2 = c_p T_{a'} (\varphi - 1 + \varepsilon_k^{k-1} (1 - 1/\omega)). \quad (2.31)$$

Подставим (2.20) и (2.27) в (2.6) и после преобразований получим

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\rho \lambda^{1/k} - \omega + \varepsilon_k^{k-1}(\omega - 1))}{\varepsilon_o^{k-1}(\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1))}. \quad (2.32)$$

Среднее давление цикла определяется по формуле (2.23).

2.2.3.4. Цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной

Конструктивно стабилизация давления перед турбиной обеспечивается установкой коллектора выхлопных газов большого объема. В обратимом термодинамическом цикле с постоянным давлением перед турбиной давление на входе в турбину принимается постоянным. В начале процесса выпуска давление в цилиндре в несколько раз выше давления перед турбиной. В процессе истечения газов в выпускной коллектор газ расширяется до давления в коллекторе, а полезная работа не производится. Происходит необратимый процесс дросселирования, который сопровождается диссипацией энергии. В исследованиях обратимых циклов двигателей необратимый процесс заменяют обратимыми так, чтобы параметры газа в конечном состоянии остались такими же, как и в конце необратимого процесса. В результате необратимый процесс истечения газа из цилиндра в коллектор заменяется обратимыми процессами изохорного охлаждения $b - a$ и изобарного нагрева $a - f$ (рис. 2.4), причем

$$Q_{b-a} = Q_{a-f}. \quad (2.33)$$

Исходя из (2.33) получим выражение для определения температуры на входе в турбину

$$T_f = T_b (1 + (k - 1)p_f / p_b) / k. \quad (2.34)$$

КПД данного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon_o^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.35)$$

Среднее давление цикла находим по формуле (2.23).

2.2.4. Исследование и оптимизация обратимых термодинамических циклов

2.2.4.1. Постановка задачи

Под оптимизацией обратимого термодинамического цикла понимают отыскание такого варианта организации цикла, при котором его КПД максимально приблизится к КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого между заданными предельными температурами.

Задача оптимизации циклов - это задача с ограничениями. Вид всех процессов циклов заранее установлен, характерные параметры цикла ограничены условиями надежности двигателя (например, максимальное давление и температура в цикле), состоянием окружающей среды (минимальная температура и давление рабочего тела в цикле), способом подвода теплоты (для сгорания топлива, как правило, окислителем служит само рабочее тело, следовательно, количество подводимого топлива и теплота его сгорания ограничены) и т. п.

В КД жестко ограничивают максимальное давление цикла и температуру газов перед турбиной, а в поршневых двигателях с принудительным воспламенением - верхний предел степени сжатия из-за детонации.

С математической точки зрения оптимизация циклов представляет собой задачу определения экстремума функций η_t и

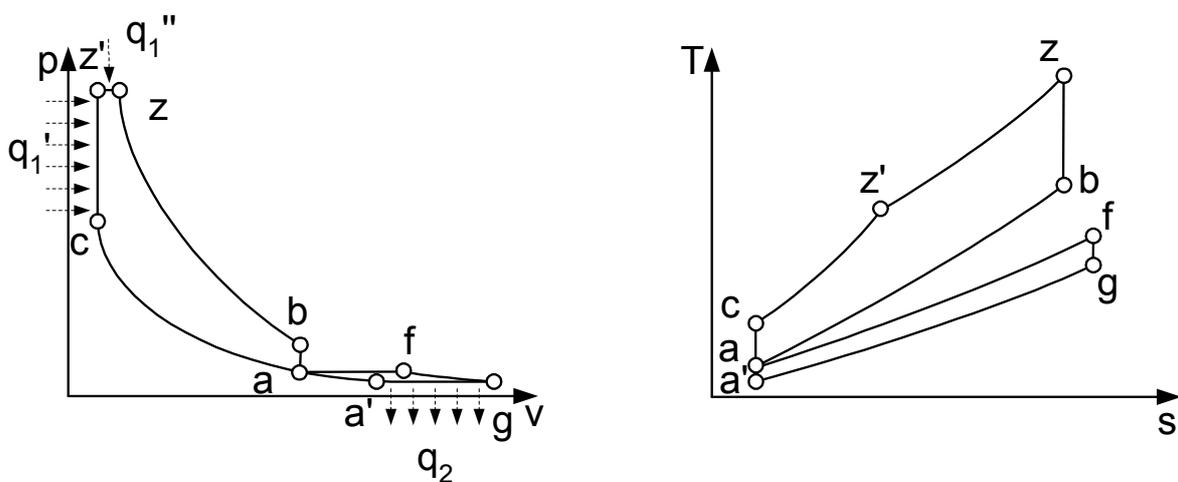


Рис. 2.4. Цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной

p_t от параметров цикла при выполнении наложенных на значения параметров цикла ограничений. Отметим, что в общем случае параметры цикла, соответствующие оптимальным значениям η_t и p_t , не совпадают между собой.

2.2.4.2. Влияние степени сжатия на эффективность циклов

Проанализируем изменение η_t и p_t , а также максимальной температуры и давления в цикле Отто при изменении степени сжатия и условии $q_1 = \text{const}$. Для этого воспользуемся формулами (2.13), (2.14) и следующими зависимостями:

$$T_z = T_a \varepsilon^{k-1} + \frac{q_1}{c_v}, \quad (2.36)$$

$$p_z = p_a \varepsilon^k \frac{T_z}{T_a \varepsilon^{k-1}}. \quad (2.37)$$

Результаты анализа показаны на рис. 2.5, откуда видно, что термический КПД и среднее термодинамическое давление цикла с увеличением степени сжатия монотонно возрастают. Однако это приводит к значительному увеличению максимального давления, в то время как максимальная температура возрастает незначительно. Это не противоречит второму началу термодинамики, так как КПД цикла определяется не максимальными температурами подвода и отвода теплоты, а их средними значениями, т.е.

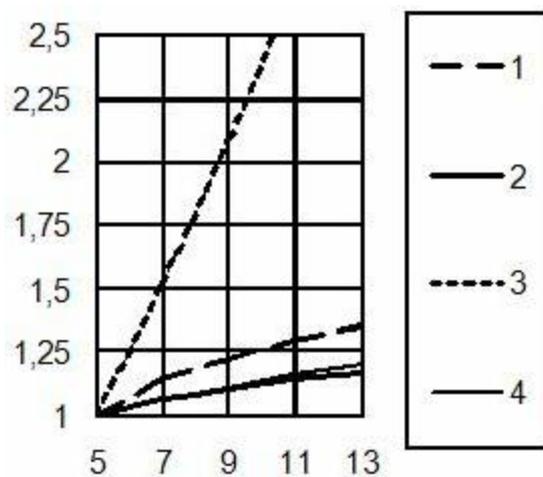


Рис. 2.5. Изменение параметров цикла Отто при изменении степени сжатия:

1 – $\bar{\eta}_t = \eta_t / (\eta_t)_{\varepsilon=5}$;

2 – $\bar{p}_t = p_t / (p_t)_{\varepsilon=5}$;

3 – $\bar{\pi}_c = p_z / (p_z)_{\varepsilon=5}$;

4 – $\bar{T}_z = T_z / (T_z)_{\varepsilon=5}$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{2cp}}{T_{1cp}}. \quad (2.38)$$

Согласно (2.38) термодинамический КПД цикла будет равен КПД цикла Карно, осуществляемого между изотермами T_{1cp} и T_{2cp} .

Повышение степени сжатия увеличивает термический КПД и среднее термодинамическое давление всех идеализированных циклов поршневых ДВС и КД. Однако максимально допустимое значение ε в двигателях с принудительным воспламенением ограничивается детонацией при сгорании топлива, а в двигателях с воспламенением от сжатия – предельно допустимыми напряжениями в деталях двигателя, определяемыми максимальным давлением цикла p_z .

Ограничение p_z в циклах с различными законами подвода теплоты соответствует различным значениям максимально допустимой общей степени сжатия ε_0 . Докажем это, рассматривая цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной. Примем ограничения: $p_z = \text{const}$, $q_1 = \text{const}$. Для некоторого значения общей степени сжатия определим температуру и давление в конце процесса сжатия

$$T_c = T_{a'} \varepsilon_0^{k-1}, \quad p_c = p_{a'} \varepsilon_0^k. \quad (2.39)$$

Степень повышения давления в цилиндре

$$\lambda = p_z / p_c = \pi_c / \varepsilon_0^k, \quad (2.40)$$

где $\pi_c = p_z / p_{a'}$ – общая степень повышения давления в цикле.

Так как при принятых ограничениях $\pi_c = \text{const}$, то в данном случае λ и ε_0 однозначно связаны между собой и каждому значению ε_0 соответствует вполне определенное количество теплоты, подведенной в изохорном и изобарном процессах: $q_v = q'_1 / q_1$, $q_p = q''_1 / q_1$.

q_v можно представить в следующем виде:

$$q_v = \frac{\lambda - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} = \frac{\pi_c / \varepsilon_0^k - 1}{\pi_c / \varepsilon_0^k - 1 + k \pi_c / \varepsilon_0^k (\rho - 1)}. \quad (2.41)$$

Степень предварительного расширения можно записать как

$$\rho = \frac{v_z}{v_{z'}} = \frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{(1 - q_v)q_1}{c_p \lambda \varepsilon_0^{k-1} T_{a'}} + 1 = \frac{(1 - q_v)q_1 \varepsilon_0}{c_p \pi_c T_{a'}} + 1. \quad (2.42)$$

Так как $\pi_c = \text{const}$, $q_1 = \text{const}$, $T_{a'} = \text{const}$, то количество теплоты, подведенной в изохорном процессе, однозначно определяет общую степень сжатия цикла, т.е. $\varepsilon_0 = f(q_v)$.

2.2.4.3. Анализ влияния степени сжатия и закона подвода теплоты на показатели эффективности цикла комбинированного двигателя

Сравним ряд циклов комбинированного двигателя с импульсной турбиной: $a'cz'zga'$ – со смешанным подводом теплоты; $a'c_1z_1g_1a'$ – с подводом теплоты в изохорном процессе; $a'c_2z_2g_2a'$ – с подводом теплоты в изобарном процессе при ограничениях $p_z = \text{const}$ и $q_1 = \text{const}$ (рис. 2.6).

Из ограничения $p_z = \text{const}$ следует, что точки z , z_1 , z_2 находятся на одной изобаре. Выше показано, что при принятых ограничениях зависимость степени сжатия от закона подвода теплоты приводит к неравенству

$$p_{z_2} > p_z > p_{z_1}. \quad (2.43)$$

Так как подведенная к рабочему телу от горячего источника теплота в обратимом процессе численно равна площади под кривой процесса на s - T -диаграмме (т.е. $mcz'zom$ – для цикла со смешанным подводом теплоты, mc_1z_1lm – для цикла с подводом теплоты в изохорном процессе и mc_2z_2nm – для цикла с подводом теплоты в изобарном процессе), то из ограничения $q_1 = \text{const}$ следуют неравенства

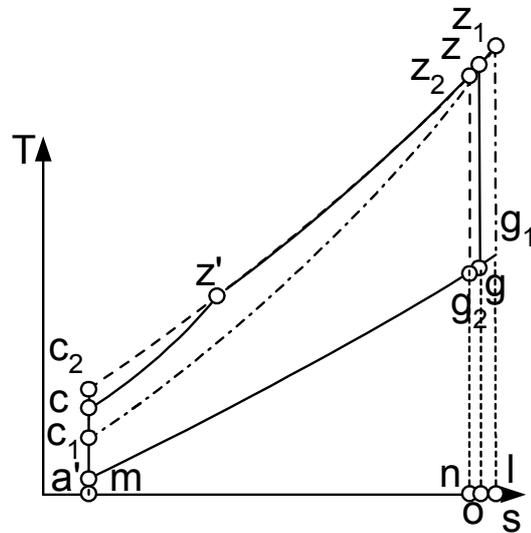


Рис. 2.6. Зависимость параметров цикла Отто при изменении степени сжатия

$$T_{z_2} < T_z < T_{z_1}, T_{g_2} < T_g < T_{g_1}. \quad (2.44)$$

Так как точки g , g_1 и g_2 лежат на одной изобаре, а отведенная от рабочего тела к холодному источнику теплота в обратимом процессе численно равна площади под кривой процесса на s - T -диаграмме (т.е. $ma'g_1m$ – для цикла со смешанным подводом теплоты, $ma'g_1lm$ – для цикла с подводом теплоты в изохорном процессе и $ma'g_2lm$ – для цикла с подводом теплоты в изобарном процессе), то из неравенств (2.44) следует, что наибольшее количество теплоты отводится от рабочего тела к холодному источнику в цикле с изохорным процессом подвода теплоты, а наименьшее – в цикле с изобарным процессом подвода теплоты. Согласно формуле (2.5) при условии $Q_1 = \text{const}$ большему значению термического КПД соответствует меньшее значение Q_2 . Следовательно, наибольшее значение КПД будет в цикле с изобарным процессом подвода теплоты, а наименьшее – в цикле с изохорным процессом подвода теплоты, т.е.

$$\eta_{tp} > \eta_{t_{cm}} > \eta_{tv}. \quad (2.45)$$

Причина данного неравенства - различные значения общей степени сжатия, полученные для рассмотренных циклов при принятых ограничениях и, следовательно, различные значения средней температуры подвода теплоты $T_{1_{cp}}$.

2.2.4.4. Сравнение КПД циклов ДВС

Сравним циклы Тринклера ($a'sz'zea'$) и комбинированных двигателей с импульсной турбиной ($a'sz'zga'$) и турбиной постоянного давления ($a'sz'zbafg_1a'$) при условии одинаковой общей степени сжатия и одинакового процесса подвода теплоты (рис. 2.7).

В цикле Тринклера совершается работа, эквивалентная в s - T -диаграмме площади $a'sz'zea'$. Она меньше площади $a'sz'zga'$, эквивалентной работе цикла комбинированного двигателя с импульсной турбиной. Согласно (1.1) это означает, что термический КПД цикла с импульсной турбиной выше КПД поршневого двигателя.

КПД цикла комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления вследствие потери на дросселирование при истечении из цилиндра в выпускной трубопровод ниже, чем в цикле КТ ИТ. Согласно (2.19) и (2.35) КПД КД ТПД комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления равен КПД цикла поршневого двигателя при условии равенства общей степени сжатия, т.е. $\varepsilon = \varepsilon_0$. Соответственно при условии равенства общей степени сжатия КПД цикла

комбинированного двигателя с импульсной турбиной выше, чем КПД комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления.

2.2.4.5. Влияние охлаждения после компрессора на КПД комбинированного двигателя

Сравним циклы комбинированного двигателя со сгоранием при постоянном давлении с охлаждением $a'a_1aszg$ и без охлаждения $a's_1z_1g_1$ после компрессора при условии одинакового максимального давления цикла и одинакового значения удельной подводимой теплоты (рис.2.8).

Отметим, что максимальная температура в цикле с охлаждением меньше. Это снижает тепловую напряженность двигателя.

В процессе изобарного охлаждения $a_1 - a$ плотность рабочего тела увеличивается, т. е. $\rho_a > \rho_{a'}$.

Масса рабочего тела в цикле и количество подведенной теплоты пропорциональны плотности в начале процесса сжатия. Если $\sigma = 1$ при принятых ограничениях, то количество подведенной теплоты в цикле с охлаждением больше в ε_k^{k-1} раз.

Для оценки влияния охлаждения на КПД цикла представим цикл с охлаждением, состоящий из двух циклов – $a'a_1c_1zga'$ и acc_1ka .

Так как циклы $a's_1z_1ga'$ и $a'a_1c_1z_1ga'$ ограничены одними и теми же изобарами и адиабатами, то КПД данных циклов равны между собой:

$$\eta_{t_{a'a_1c_1zga'}} = \eta_{t_{a'a_1c_1z_1ga'}} =$$

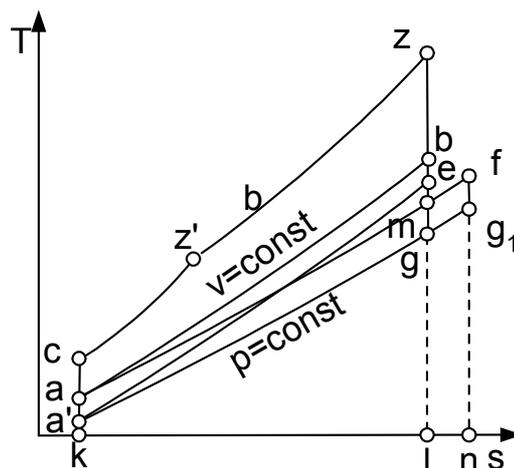


Рис. 2.7. Циклы поршневого ДВС, КТ ИТ, КД ТПД

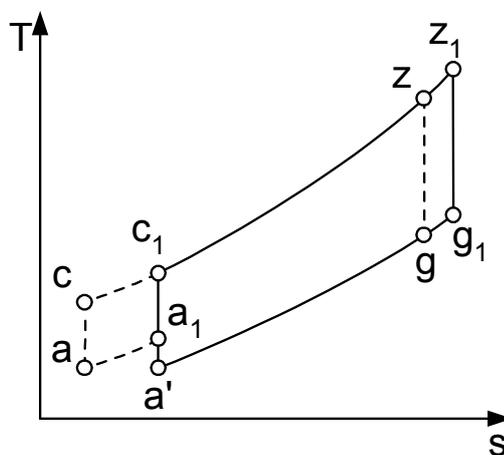


Рис. 2.8. Циклы КД с охлаждением и без охлаждения после компрессора

$$= 1 - 1/\varepsilon_0^{k-1} = 1 - T_{a'}/T_{c'} = 1 - T_g/T_z = 1 - T_{g_1}/T_{z_1}. \quad (2.45)$$

Во вспомогательном цикле асс₁ка отношение температур

$$T_a/T_c = T_{a_1}/T_{c_1} < T_{a'_1}/T_{c_1}. \quad (2.46)$$

Из (2.46) следует, что термический КПД цикла асс₁ка меньше КПД цикла без охлаждения. Следовательно, КПД цикла а'касзга' с охлаждением также меньше КПД цикла без охлаждения. Объясняется это тем, что средняя температура в процессе подвода теплоты в цикле двигателя с охлаждением ниже.

3. РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

3.1. Реакции сгорания и продукты сгорания

3.1.1. Введение

Рабочим телом называется вещество, с помощью которого осуществляется действительный цикл двигателя. Рабочее тело в ДВС состоит из окислителя, топлива и продуктов сгорания. Для большей части ДВС окислителем служит атмосферный воздух, содержащий 21% кислорода (по объему), а остальное – инертные газы, в основном азот. Возможно применение окислителей с большим содержанием кислорода.

В ДВС рабочее тело претерпевает физические и химические изменения. Свойства рабочего тела изменяются в зависимости от его температуры и состава, что учитывается при расчетах. Кроме того, для расчета действительного рабочего цикла также необходимо знать низшую теплоту сгорания топлива.

В данной работе рассмотрены общие принципы описания свойств рабочего тела. Более подробно этот вопрос изложен в работе [1].

3.1.2. Полное сгорание топлива

Полным сгоранием называется такой процесс сгорания топлива, при котором оно превращается в продукты полного окисления. Для углеводородного топлива продукты конечного окисления - двуокись углерода (CO₂) и водяной пар (H₂O).

Если в продуктах полного сгорания отсутствует кислород, то такое сгорание называется совершенным.

Обозначим:

С – массовая доля углерода в топливе, кг/кг;

Н – массовая доля водорода в топливе, кг/кг;

O – массовая доля кислорода в топливе, кг/кг.

Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания топлива массой один килограмм, выражают *стехиометрическим соотношением*, кмоль/кг,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (3.1)$$

Формулу (3.1) можно преобразовать к виду

$$L_0 = \frac{C}{1,99} (0,79 + \beta), \quad (3.2)$$

где $\beta = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left(H - \frac{O}{8} \right) = 2,37 \frac{H - O/8}{C}$ – химическая характеристика топлива, зависящая от состава топлива и окислителя.

Для нефтяных топлив $\beta = 0,33 \dots 0,42$.

Получим стехиометрическое соотношение для газовых топлив. Для каждого химического соединения вида $C_n H_m O_r$, входящего в состав газообразного топлива, реакцию полного сгорания можно записать так:



Поэтому выражение для количества воздуха, кмоль или m^3 , теоретически необходимого (стехиометрического) для сгорания 1 кмоль или $1 m^3$ топлива, имеет вид

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum (n + m/4 - r/2) C_n H_m O_r. \quad (3.4)$$

Здесь $C_n H_m O_r$ – объемная доля компонента $C_n H_m O_r$ в топливе. Отметим, что $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$, где N_2 – объемная доля азота в топливе.

Отношение действительного количества воздуха L , находящегося в цилиндре, к стехиометрическому L_0 называют *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = L/L_0. \quad (3.5)$$

В действительности полное сгорание топлива происходит при $\alpha > 1$. Необходимое условие для совершенного сгорания - $\alpha = 1$.

В ДВС со смешанным смесеобразованием до начала сгорания горючая смесь состоит из воздуха и испарившегося топлива. Количество горючей смеси на один килограмм топлива определяют по формуле

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (3.6)$$

где m_T - молярная масса топлива.

В газовых двигателях до сгорания горючая смесь состоит из воздуха или газообразного топлива, поэтому количество горючей смеси, кмоль (или m^3), на 1 кмоль (или $1 m^3$) газа

$$M_1 = \alpha L_0 + 1. \quad (3.7)$$

В двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия объемом жидкого топлива, впрыск которого в цилиндр начинается в самом конце хода сжатия, можно пренебречь по сравнению с объемом воздуха. Поэтому для двигателей данного типа

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (3.8)$$

Продукты полного сгорания состоят из углекислого газа (CO_2), водяного пара (H_2O), избыточного кислорода (O_2) и азота (N_2), поступившего с воздухом. Для одного килограмма жидкого топлива количество компонентов продуктов сгорания, кмоль, выражают в виде

$$M_{CO_2} = C/12; \quad (3.9)$$

$$M_{H_2O} = H/2;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0 = [C/(12 \cdot 0,79)](\alpha - 1)(0,79 + \beta);$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = [\alpha C/(12 \cdot 0,21)](0,79 + \beta).$$

Общее количество продуктов сгорания определяют по формуле

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = M_0 + (\alpha - 1) L_0, \quad (3.10)$$

где

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79L_0. \quad (3.11)$$

Здесь M_0 - количество продуктов сгорания, кмоль, получающихся при сгорании одного килограмма топлива принятого состава с теоретически необходимым (стехиометрическим) количеством воздуха ($\alpha = 1$), а $(\alpha - 1) L_0$ - избыточное количество воздуха, находящегося в продуктах сгорания.

Если масса продуктов сгорания равна сумме масс топлива и воздуха до сгорания, то в общем случае $M_2 \neq M_1$. Количество рабоче-

го тела изменяется вследствие изменения числа газообразных продуктов сгорания по сравнению с числом молекул горючей смеси до сгорания:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (3.12)$$

Для двигателей с воспламенением от сжатия формула (3.12) с учетом (3.6) и (3.10) имеет вид

$$\Delta M = \alpha L_0 + (H + O/8)/4 - \alpha L_0 = H/4 + O/32. \quad (3.13)$$

Аналогично для двигателей с внешним смесеобразованием, подставив (3.8) и (3.10) в (3.12), получим

$$\Delta M = H/4 + O/32 - 1/m_T. \quad (3.14)$$

Относительное изменение объема при сгорании горючей смеси характеризуется *коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси* μ_0 , который представляет собой отношение количества продуктов сгорания к количеству горючей смеси до сгорания, т. е.

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 1 + \Delta M/M_1. \quad (3.15)$$

На рис. 3.1,а показана зависимость коэффициента молекулярного изменения свежей смеси от коэффициента избытка воздуха для бензина, а на рис. 3.1,б – аналогичная зависимость для дизельного топлива. Как видно из рисунка, зависимости имеют гиперболический характер: по мере увеличения α значение μ_0 асимптотически приближается к единице.

Возрастание объема при сгорании жидкого топлива - положитель-

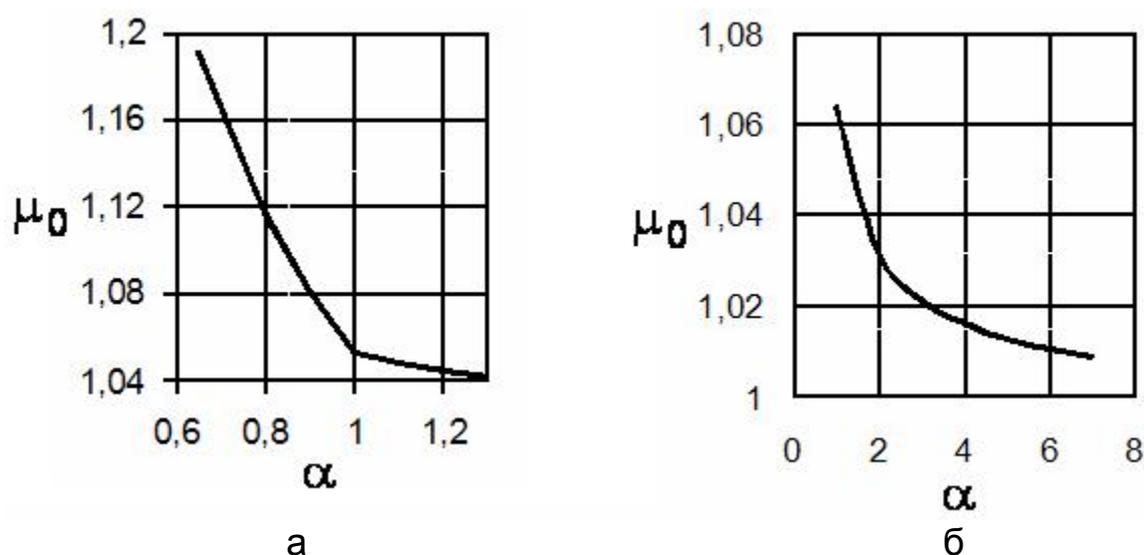


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента молекулярного изменения свежей смеси от коэффициента избытка воздуха

ный фактор, так как при этом полезная работа газов в цилиндре двигателя при расширении продуктов сгорания возрастает.

Количество различных продуктов сгорания газообразного топлива определяют по выражению (3.3), которое позволяет подсчитать количество CO_2 и H_2O , получаемое при сгорании различных соединений вида $\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r$.

Количество, кмоль (или м^3), отдельных компонентов продуктов сгорания 1 кмоль (или м^3) газообразного топлива при полном сгорании находят следующим образом:

$$M_{\text{CO}_2} = \sum n \text{C}_n \text{H}_m \text{O}_r; \quad (3.16)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \frac{m}{2} \text{C}_n \text{H}_m \text{O}_r;$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0;$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79L_0 + N_2.$$

Отсюда общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = 1 + \alpha L_0 + \sum (m/4 + r/2 - 1) \text{C}_n \text{H}_m \text{O}_r \quad (3.17)$$

или

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) L_0, \quad (3.18)$$

где M_0 - количество продуктов сгорания, образующееся при сгорании 1 кмоль газового топлива при $\alpha = 1$; $(\alpha - 1) L_0$ - количество воздуха, находящегося в продуктах сгорания.

Изменение количества рабочего тела при сгорании 1 кмоль газового топлива

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \sum (m/4 + r/2 - 1) \text{C}_n \text{H}_m \text{O}_r. \quad (3.19)$$

При сгорании газообразного топлива возможно как уменьшение, так и увеличение объема продуктов сгорания. Так, при горении генераторного газа $\Delta M < 0$, а при горении природного газа $\Delta M \approx 0$.

Объемные доли отдельных компонент продуктов сгорания находят, разделив выражения (3.9) на (3.10) для жидких топлив и (3.16) на (3.17) для газообразных топлив. Во влажных продуктах сгорания

$$\begin{aligned} r_{\text{CO}_2} &= M_{\text{CO}_2} / M_2 = M_{\text{CO}_2} / [M_0 + (\alpha - 1) L_0]; \\ r_{\text{H}_2\text{O}} &= M_{\text{H}_2\text{O}} / M_2 = M_{\text{H}_2\text{O}} / [M_0 + (\alpha - 1) L_0]; \\ r_{\text{O}_2} &= M_{\text{O}_2} / M_2 = M_{\text{O}_2} / [M_0 + (\alpha - 1) L_0]; \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$r_{N_2} = M_{N_2} / M_2 = M_{N_2} / [M_0 + (\alpha - 1) L_0].$$

Согласно (3.20) объемные доли отдельных компонент продуктов сгорания зависят от коэффициента избытка воздуха. На рис. 3.2 показаны данные об объемном составе влажных (а) и сухих (б) продуктов сгорания дизельного топлива.

Для оценки качества сгорания состав продуктов сгорания исследуют с помощью газоанализаторов. При этом водяной пар из продуктов сгорания конденсируется. Обезвоженные продукты сгорания называются *сухими*.

Количество сухих продуктов сгорания жидкого топлива определяют по формуле

$$(M_2)_c = M_2 - M_{H_2O} = \frac{C}{12} \frac{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21 \cdot \beta}{0,21 \cdot 0,79}. \quad (3.21)$$

Объемные доли отдельных компонентов сухих продуктов сгорания находят так:

$$(r_{CO_2}) = \frac{M_{CO_2}}{(M_2)_c} = \frac{0,21 \cdot 0,79}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21 \cdot \beta}; \quad (3.22)$$

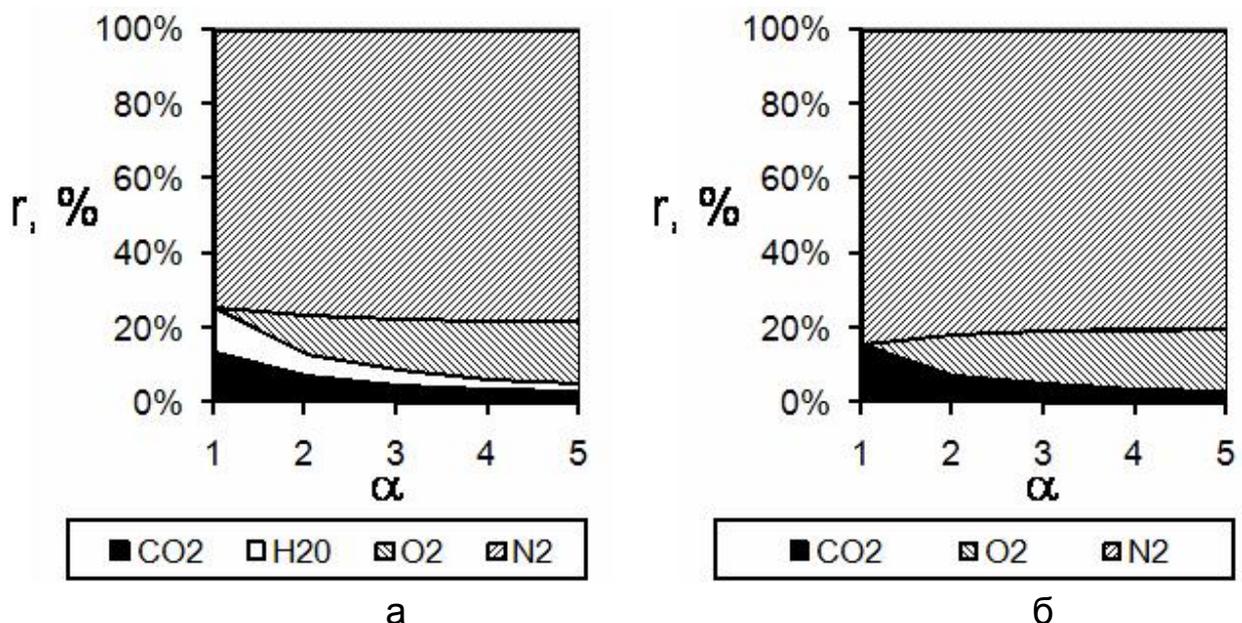


Рис. 3.2. Объемный состав влажных (а) и сухих (б) продуктов сгорания дизельного топлива

$$(r_{O_2}) = \frac{M_{O_2}}{(M_2)_c} = \frac{0,21(\alpha - 1)(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21 \cdot \beta}; \quad (3.23)$$

$$(r_{N_2}) = \frac{M_{N_2}}{(M_2)_c} = \frac{0,79 \cdot \alpha(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21 \cdot \beta}. \quad (3.24)$$

Формула (3.22) позволяет найти выражение для коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{0,21}{(0,79 + \beta)} [0,79 / (r_{CO_2}) + \beta]. \quad (3.25)$$

Преобразовав (3.24), получим аналогичное выражение

$$\alpha = 0,21 \cdot \beta (r_{N_2})_c / ((0,79 + \beta)((r_{N_2})_c - 0,79)), \quad (3.26)$$

где

$$(r_{N_2})_c = 1 - (r_{CO_2})_c - (r_{O_2})_c. \quad (3.27)$$

Воспользовавшись выражениями (3.25), (3.26), (3.27), запишем равенство

$$(r_{CO_2})_c + (r_{O_2})_c = 0,21 - \beta (r_{CO_2})_c. \quad (3.28)$$

Уравнение (3.28) называют контрольным, так как оно позволяет судить о качестве сгорания по результатам анализа выпускных газов двигателя. Если равенство соблюдается, то происходит полное сгорание, если правая часть контрольного уравнения больше левой – сгорание неполное. Если левая часть контрольного уравнения больше правой, то имеется ошибка в анализе или дефект газоанализатора.

3.1.3. Неполное сгорание топлива

Неполным сгоранием называется такой процесс сгорания топлива, при котором часть его горючих составляющих превращается в продукты неполного окисления. Причиной неполного сгорания может быть общий недостаток окислителя ($\alpha < 1$), местный недостаток кислорода в зоне горения вследствие несовершенства смесеобразования или недостаточность времени для сгорания переобедненной смеси.

Рассмотрим горение углеводородных топлив при $\alpha < 1$, например, при работе двигателя с принудительным воспламенением на богатых смесях. Опыты показывают, что в этом случае продукты сгорания состоят из углекислого газа (CO_2), окиси углерода (CO), водяного

пара (H_2O), водорода (H_2), азота (N_2) и его окислов (NO_x), небольшого количества (0,2...0,3%) метана (CH_4) и следов других углеводородов и кислорода. Из анализа продуктов неполного сгорания видно, что отношение содержания водорода к содержанию окиси углерода очень слабо зависит от коэффициента избытка воздуха, т. е. для конкретного топлива

$$M_{H_2} / M_{CO} = K = \text{const}. \quad (3.29)$$

Значение K связано с отношением массовых долей водорода и углерода в топливе. Для бензина $K = 0,45...0,5$, для природного газа $K = 0,6...0,7$.

При упрощенном расчете неполного сгорания считают, что продуктами сгорания являются только CO_2 , CO , H_2O , H_2 и N_2 . В этом случае уравнение баланса исходных компонентов смеси (углерода, водорода, кислорода и азота) имеет вид

$$\begin{aligned} M_{CO_2} + M_{CO} &= C/12; \\ M_{H_2O} + M_{H_2} &= H/2; \\ M_{CO_2} + 0,5M_{CO} + 0,5M_{H_2O} &= \\ &= \alpha(C/12 + H/4 - O/32) + O/32; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha L_0. \end{aligned} \quad (3.30)$$

С помощью выражений (3.29) и (3.30) можно получить

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \\ &= \frac{H}{2} + \frac{C}{12} + 0,79\alpha L_0 = \frac{H}{2} + \frac{C}{12} + \frac{0,21 + \alpha(0,79 + \beta)}{0,21}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Изменение объема при неполном сгорании

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_2 - M_1 = 0,21 \cdot (1 - \alpha) L_0 + H/4 + O/32 - \\ &- 1/m_T. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Принятое допущение о составе продуктов сгорания верно только до предельного значения $\alpha_{пр}$, при котором весь углерод топлива сгорает и $M_{CO_2} = 0$. При дальнейшем уменьшении α часть углерода не будет окисляться и в продуктах сгорания появится сажа. Значение $\alpha_{пр}$ можно найти из равенства $M_{CO_2} = 0$:

$$\alpha_{\text{пр}} = 1 - \frac{1+K}{2} \frac{0,79}{0,79 + \beta}. \quad (3.33)$$

Для бензина среднего состава $\alpha_{\text{пр}} = 0,5$. Такие богатые смеси практически не используют.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при $\alpha_{\text{пр}} < \alpha < 1$ рассчитывают так:

$$\mu_0 = 1 + \frac{0,21 \cdot L_0 (1 - \alpha) + H/4 + O/32 - 1/m_T}{\alpha L_0 + 1/m_T}. \quad (3.34)$$

Из рис. 3.1,а следует, что при $\alpha < 1$ изменение состава горючей смеси оказывает большее влияние на μ_0 , чем при полном сгорании.

В том случае, если общий коэффициент избытка воздуха $\alpha > 1$, может наблюдаться местный недостаток воздуха из-за несовершенства смесеобразования. При этом неполнота сгорания характеризуется появлением несгоревшего углерода (сажи) при отсутствии водорода и ничтожно малом содержании окиси углерода в продуктах сгорания. Подобная неполнота сгорания имеется в дизелях.

При неполном сгорании топлива с образованием сажи уравнение сгорания углерода принимает следующий вид: C кг углерода + $C/12$ кмоль кислорода = $(1 - \varphi_c)C/12$ кмоль углекислого газа + $\varphi_c C$ кг сажи, где φ_c – доля несгоревшего углерода. Отметим, что в данном случае состав продуктов сгорания не зависит от совершенства процесса сгорания: $M_{2\text{неполн}} = M_{2\text{полн}}$, так как количество молекул углекислого газа, образовавшегося при горении, равно количеству молекул кислорода, затраченного на сжигание углерода.

Объемное содержание углекислого газа в сухих продуктах при неполном сгорании

$$(r_{\text{CO}_2})_c = \frac{C (1 - \varphi_c)}{12 (M_2)_c}, \quad (3.35)$$

при полном сгорании

$$(r_{\text{CO}_2})_{\text{с.полн}} = \frac{C/12}{(M_2)_c}, \quad (3.36)$$

откуда

$$\varphi_c = 1 - (r_{CO_2})_c / (r_{CO_2})_{c.полн} \quad (3.37)$$

Определим из контрольного уравнения (3.28) $(r_{CO_2})_{c.полн}$ и подставим его в (3.37):

$$\varphi_c = 1 - \beta (r_{CO_2})_c / (0,21 - (r_{CO_2})_c + (r_{O_2})_c) \quad (3.38)$$

Выражение (3.38) дает возможность оценить неполноту сгорания с образованием сажи по результатам анализа продуктов сгорания. Значение φ_c при нагрузке, несколько меньшей номинальной, обычно не превосходит 0,01 и возрастает как в области перегрузок двигателя, так и при холостом ходе.

3.2. Теплота сгорания горючих смесей

В ДВС топливо сгорает в замкнутом объеме цилиндра. Эффективность использования объема цилиндра зависит от объемной теплоты сгорания горючей смеси $H_{см}$, т. е. от количества теплоты, выделяющейся при полном сгорании единицы его объема.

Если теплота сгорания горючей смеси отнесена к 1 кмоль, то

$$H_{см} = H_u / M_1, \quad (3.39)$$

где H_u - низшая теплота сгорания одного килограмма жидкого или 1 м^3 газообразного топлива.

Теплота сгорания смеси, отнесенная к 1 м^3 при температуре $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $0,1013 \text{ МПа}$:

$$H'_{см} = H_u / (M_1 \cdot 22,4). \quad (3.40)$$

Значения $H_{см}$ для различных топлив при $\alpha = 1$ представлены в табл. 3.1. При сравнении их с величинами H_u для разных топлив можно сделать вывод, что значения $H_{см}$ для жидких топлив мало отличаются. Это объясняется тем, что для сгорания топлива с большей теплотой сгорания требуется примерно пропорционально большее количество кислорода.

Приведенные выше уравнения справедливы только при $\alpha \geq 1$. При $\alpha < 1$ в формулы (3.39) и (3.40) вместо H_u нужно подставить

$H_u - \Delta H_u$, где ΔH_u - теплота сгорания продуктов неполного сгорания.

Количество невыделившейся теплоты в случае неполного сгорания жидкого топлива определяют на основании следующих соображений. Согласно принятым в подразд. 3.1.3 допущениям недогоревшими остатками в продуктах сгорания будут только H_2 и CO . Из уравнения сгорания получим



Следовательно,

$$\Delta H_u = M_{CO} \cdot 565220 / 2 + M_{H_2} \cdot 481480 / 2. \quad (3.43)$$

С учетом (2.29) формулу (2.43) преобразуем к виду

$$\Delta H_u = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 \cdot L_0 (282610 + 240740 \cdot K). \quad (3.44)$$

Для бензина среднего состава ($C = 0,855$, $H = 0,145$), принимая $K = 0,5$, при $\alpha_{пр} < \alpha < 1$ получаем, кДж/кг,

$$\Delta H_u = 57780(1 - \alpha). \quad (3.45)$$

Величина $H_{см}$ определяет максимальную температуру сгорания и скорость распространения пламени. Зависимость скорости распространения пламени от теплоты сгорания имеет максимум. Для углеводородных топлив максимальная скорость распространения пламе-

Таблица 3.1. Теплота сгорания горючих смесей при $\alpha = 1$

Топливо	H_u , МДж/кг	$H_{см}$, кДж/кмоль	$H'_{см}$, кДж/м ³
Бензин	42...43,9	83860	3739
Керосин	40,8...43,5	83900	3747
Дизельное топливо	37,7...43	84150	3755
Этиловый спирт	25	81180	3626
Бутан	92,89*	80180	3580
Пропан	123,65*	79130	3534
Генераторный газ:			
- из дров	5,4...6,3*	52335	2324
- из антрацита	3,8...6,7*	58010	2587
Природный газ	33,5*	76200	3404

* МДж/м³

Таблица 3.2. Концентрационные пределы распространения пламени

Топливо	Концентрационные пределы			
	верхний		нижний	
	$\Gamma_T, \%$	α_{\min}	$\Gamma_T, \%$	α_{\max}
Водород	65,2	0,22	9,5	4,0
Окись углерода	70,9	0,17	15,5	2,3
Метан	11,9	0,78	6,5	1,5
Бензин	5,9	0,3	1,5	1,3
Этиловый спирт	13,7	0,4	4,0	1,7

ни наблюдается не при $\alpha = 1$, а при $\alpha = 0,8...0,9$ вследствие влияния диссоциации продуктов сгорания. При отклонении от оптимума скорость распространения пламени сначала снижается, а затем при достижении так называемых *концентрационных пределов распространения пламени* прекращается. Таким образом, горение топлива возможно только в определенном диапазоне значений коэффициентов избытка воздуха. В табл. 3.2 приведены концентрационные пределы распространения пламени в смесях топлива с воздухом. Из табл. 3.2 видно, что наличие концентрационного верхнего предела не оказывает влияния на конструкцию и рабочие процессы ДВС, так как ДВС не работают на настолько переобогащенных смесях. Нижний концентрационный предел, напротив, является серьезным ограничением, не позволяющим сильно обеднять смесь. Это ограничение частично снимается при использовании неоднородных смесей.

Для неоднородных (двухфазных) смесей понятие «концентрационные пределы распространения пламени» неприменимо, так как вокруг каждой капли жидкого топлива образуется слой смеси паров топлива с воздухом. В этом слое при соответствующих температуре и давлении имеются зоны горючей смеси, в то время как в других частях воздушного заряда пары топлива могут отсутствовать.

3.3. Термодинамические свойства свежего заряда и продуктов сгорания

Для расчета цикла ДВС необходимо знать зависимость теплоемкости рабочего тела при постоянном объеме и постоянном давлении от температуры.

При точных расчетах ДВС теплоемкость свежего заряда $C_{V_{c.3}}$, кДж/(кмоль·°С), определяют по формуле

$$C_{V_{c.3}} = \sum_{k=1}^n r_k C_{V_k}, \quad (3.46)$$

где C_{V_k} – теплоемкость k -го компонента свежего заряда, кДж/(кмоль·°С);

r_k – объемная доля k -го компонента свежего заряда.

Свойства продуктов сгорания находят как по формуле, аналогичной (3.46), так и посредством табличных данных о свойствах продуктов совершенного сгорания.

Общее количество продуктов, получающихся при сгорании одного килограмма топлива, рассчитывают по выражению (3.10). Объемная доля продуктов совершенного сгорания

$$r_0 = M_0 / M_2, \quad (3.47)$$

а объемная доля избыточного воздуха

$$r_\alpha = [(\alpha - 1)L_0] / M_2. \quad (3.48)$$

Обозначим C_{V_0} – теплоемкость продуктов совершенного сгорания. Тогда теплоемкость продуктов сгорания можно определить как

$$C_{V_{п.с}} = r_0 C_{V_0} + r_\alpha C_{V_{возд}}, \quad (3.49)$$

где $C_{V_{возд}}$ – теплоемкость воздуха при постоянном объеме, кДж/(кмоль·°С).

Полученные формулы (3.46), (3.49) позволяют определить зависимость теплоемкости рабочего тела от параметров процесса с помощью данных, приведенных в справочной литературе.

4. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

4.1. Периоды газообмена

4.1.1. Введение

Периодами газообмена называют процессы выпуска из цилиндра продуктов сгорания и наполнения его свежим зарядом. Продолжительность и последовательность процессов выпуска и наполнения определяются продолжительностью и последовательностью открытия клапанов (или окон), т. е. *фазами газораспределения*, задаваемыми угловыми координатами кривошипа в градусах относительно

верхней мертвой точки, указывая начало открытия и закрытия клапана (или окна).

4.1.2. Фазы газораспределения четырехтактных двигателей

На рис 4.1 показаны фазы газораспределения четырехтактных двигателей - поршневого (а) и комбинированного (б).

Выпускной клапан открывается в конце процесса расширения с опережением относительно нижней мертвой точки (НМТ) на угол $\varphi_{0.В} = 30...75^\circ$ и закрывается после верхней мертвой точки (ВМТ) с запаздыванием на угол $\varphi_{3.В}$. Впускной клапан открывается до ВМТ на угол $\varphi_{0.ВП}$ и закрывается после НМТ с запаздыванием на угол $\varphi_{3.ВП}$. Большая часть процессов выпуска и наполнения протекает отдельно, но около ВМТ впускной и выпускной клапаны открыты некоторое время одновременно. Наблюдается так называемое *перекрывание клапанов*. Продолжительность перекрывания клапанов, равная сумме углов $\varphi_{3.В} + \varphi_{0.ВП}$, невелика в поршневых двигателях, а в комбинированных - может быть значительной. Общая продолжительность газообмена $\varphi_{0.В} + \varphi_{3.ВП} + 360^\circ = 400...520^\circ$, в высокооборотных двигателях она больше.

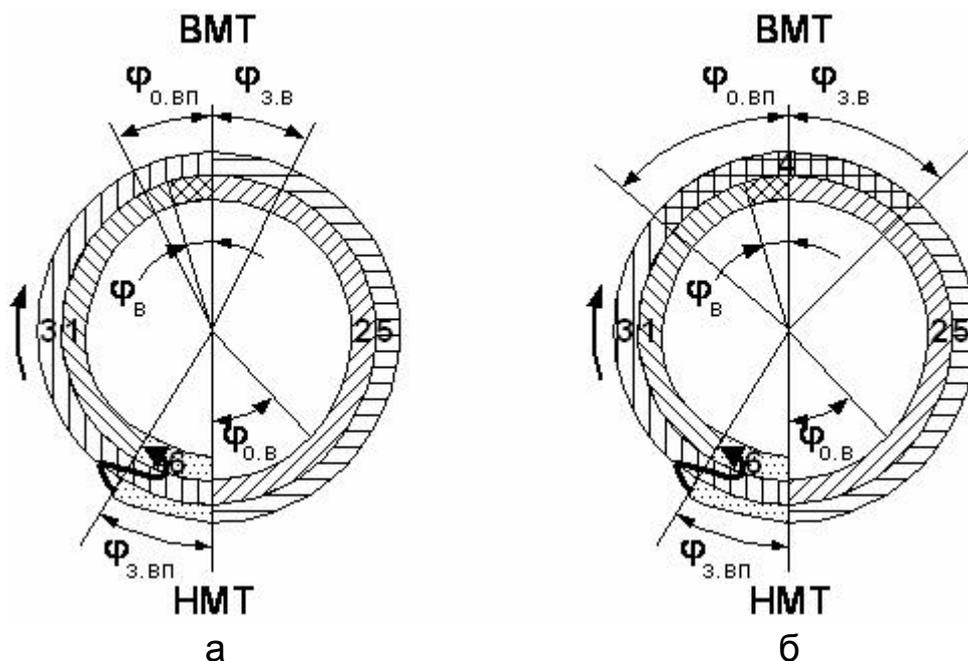


Рис. 4.1. Фазы газораспределения четырехтактного двигателя: а - поршневого, б - комбинированного. Условные обозначения: 1 - сжатие; 2 - сгорание и расширение; 3 - выпуск; 4 - продувка; 5 - наполнение; 6 - дозарядка

4.1.3. Индикаторная диаграмма процессов газообмена

Анализ процессов газообмена проводят с учетом индикаторной диаграммы. Примеры кривых процессов газообмена на индикаторной диаграмме даны на рис. 4.2.

При анализе процессов принимаются следующие допущения:

- предполагается, что давление и температура газа в различных частях пространства цилиндра равны;
- давление перед впускным и за выпускным клапанами принимают равным среднему давлению за цикл. В поршневом двигателе это атмосферные температура и давление, в КД – параметры после охладителя за компрессором и перед турбиной, измененные с учетом гидравлических потерь во входном и выхлопном патрубках.

В поршневом двигателе давление за выпускным клапаном определяют по формуле

$$p_p = p_0 + \Delta p_B + \Delta p_{г.ш}. \quad (4.1)$$

4.1.4. Периоды газообмена

В четырехтактном двигателе выделяют такие периоды газообмена:

- свободный выпуск;
- принудительный выпуск;
- продувка (только для комбинированных двигателей);
- наполнение;
- дозарядка.

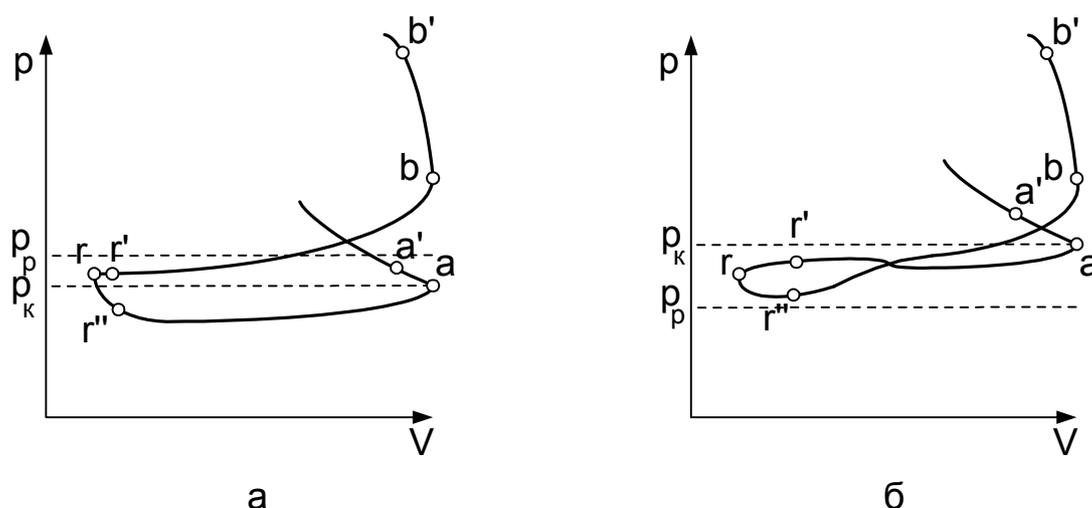


Рис. 4.2. Индикаторная диаграмма процессов газообмена четырехтактного двигателя: а - поршневого или комбинированного при $p_k < p_p$, б - комбинированного при $p_k > p_p$

Рассмотрим каждый из указанных периодов.

Свободный выпуск (см. рис. 4.2, процесс $b' - b$) протекает от момента начала открытия выпускного клапана до нижней мертвой точки. В этот период давление в цилиндре p значительно превышает давление за выпускным клапаном p_p . Как правило, перепад давления в выпускном клапане меньше критического:

$$p_p / p < (p_p / p)_{кр} = [2 / (k + 1)]^{k / (k - 1)}. \quad (4.2)$$

Таким образом, в минимальном сечении кольцевой клапанной щели поток движется со скоростью, равной местной скорости звука. Предположив течение потока до критического сечения квазистационарным, одномерным и изэнтропным, получим следующее выражение для критической скорости:

$$w_{кр} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k + 1} RT}. \quad (4.3)$$

Если принять показатель адиабаты для продуктов сгорания $k = 1,3$, температуру продуктов сгорания $T_b = 1600 \dots 1000$ К, то $w_{кр} = 720 \dots 550$ м/с.

Принудительный выпуск (см. рис. 4.2, процесс $b - r$) протекает от нижней мертвой точки до верхней. Продукты сгорания вытесняются в выпускной трубопровод посредством перемещающегося вверх поршня. Скорость истечения газов определяет в основном скорость движения поршня. Средняя скорость в клапанной щели составляет $80 \dots 250$ м/с.

При перекрытии клапанов процессы газообмена в поршневом и комбинированном двигателях существенно различаются (см. рис. 4.2, процесс $r' - r''$).

В поршневых двигателях в начале открытия впускного клапана давление в цилиндре выше давления во впускном трубопроводе, что приводит к забросу продуктов сгорания во впускной трубопровод. Во избежание чрезмерного заброса продуктов сгорания углы открытия впускного клапана и закрытия выпускного клапана выбирают небольшими.

В комбинированном двигателе среднее давление во впускном трубопроводе, как правило, выше давления в выпускном и во время перекрытия клапанов происходит продувка цилиндра. Поступающий во время продувки в цилиндр свежий заряд смешивается с продуктами сгорания и часть его попадает вместе с ними в выпускной трубопровод. Благодаря продувке достигают двух положительных эффек-

тов: уменьшения массы остаточных газов в цилиндре и понижения температурных напряжений в днище головки цилиндра и поршня, а также в выпускных клапанах. Поэтому угол перекрытия клапанов в комбинированных двигателях намного больше, чем в поршневых (см. рис. 4.2).

От верхней мертвой точки до нижней происходит *наполнение* (см. рис. 4.2, процесс $r - a$). Скорость в клапанной щели определяется скоростью перемещения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. На скорость также существенно влияют волны во впускном трубопроводе. Средняя скорость в минимальном сечении составляет 80...200 м/с.

Процесс *дозарядки* продолжается от нижней мертвой точки до закрытия впускного клапана (см. рис. 4.2, процесс $a - a'$). Пока давление в цилиндре ниже давления во впускном трубопроводе, свежий заряд будет продолжать поступать в цилиндр. Если давления в цилиндре и во впускном трубопроводе выравниваются до того, как впускной клапан закрывается, то возникает обратное течение газов из цилиндра во впускной трубопровод.

4.1.5. Работа процессов газообмена

В расчете процесса газообмена состояние газа в цилиндре принимают равновесным. Работа равновесного процесса

$$L_{12} = \int_1^2 p dV. \quad (4.4)$$

Работу процессов газообмена в четырехтактном двигателе определяют для тактов выпуска и наполнения и называют *работой насосных ходов*. Согласно (4.4) она определяется как

$$L_{н.х} = \int_{V_b}^{V_c} p dV + \int_{V_c}^{V_a} p dV. \quad (4.5)$$

При равновесных процессах газообмена в поршневом двигателе $L_{н.х} = 0$, в комбинированном - $L_{н.х} = (p_k - p_p) V_h$.

4.1.6. Периоды газообмена в двухтактных двигателях

В двухтактном двигателе процессы газообмена происходят при перемещении поршня вблизи НМТ и занимают часть хода поршня в тактах расширения и сжатия.

На рис. 4.3 показаны фазы газораспределения двухтактного двигателя. В двигателях с петлевой схемой газообмена впускные и выпускные окна открываются и закрываются поршнем, поэтому фазы газораспределения симметричны относительно НМТ (см. рис. 4.3,а). В двигателях с прямоточными схемами газообмена фазы газораспределения выполняются несимметричными, что улучшает наполнение цилиндра. Общая продолжительность процессов газообмена в двухтактных двигателях составляет $120...150^\circ$. Угол открытия выпускных окон (или клапанов) $\varphi_{о.в} = 50...90^\circ$ до НМТ, а угол предварения их открытия $\varphi_{пр} = 10...15^\circ$ (см. рис. 4.3).

В двухтактных двигателях различают периоды свободного выпуска, продувки-наполнения и принудительного выпуска и дозарядки (или дополнительного выпуска). Рассмотрим каждый из указанных периодов.

Свободный выпуск. Продолжается от открытия выпускных окон (клапанов) до начала поступления свежего заряда в цилиндр через впускные окна. Режим истечения в выпускных окнах (клапанах) во

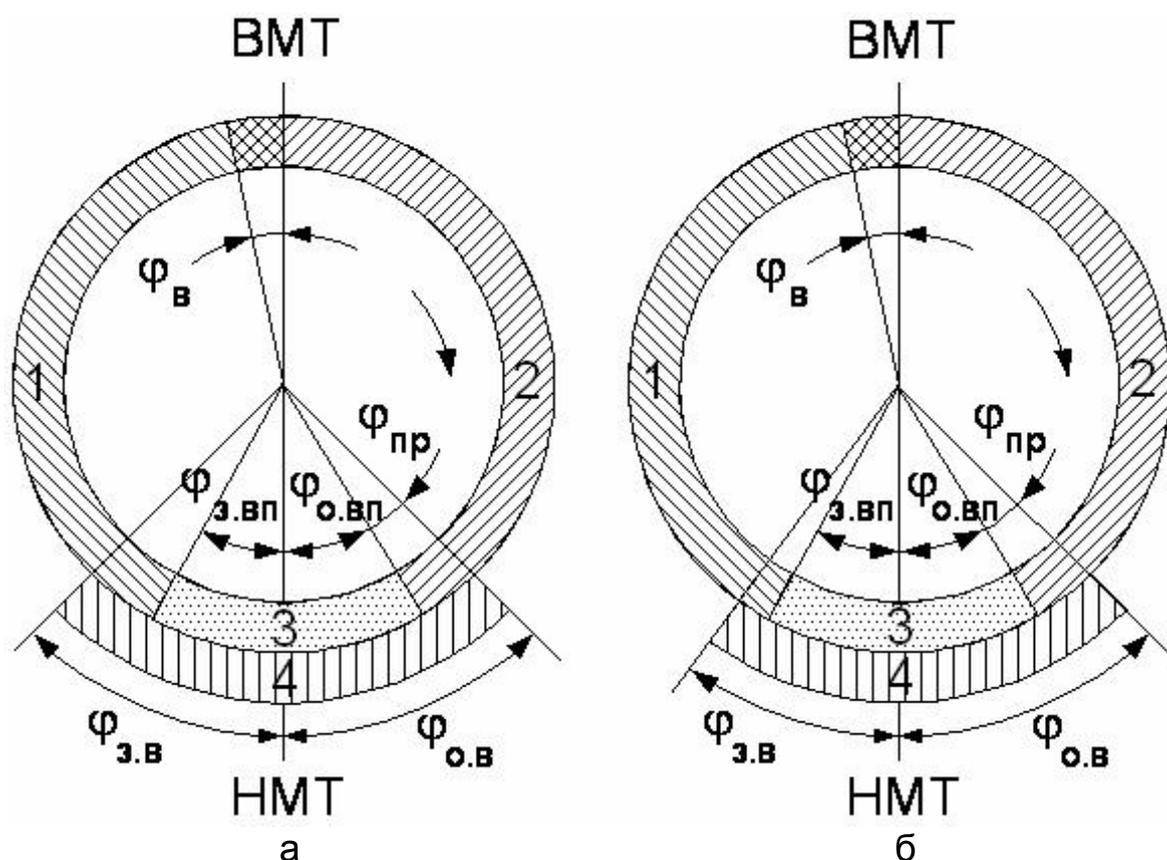


Рис. 4.3. Фазы газораспределения двухтактного двигателя: а - с петлевой схемой газообмена; б - с прямоточной. Условные обозначения: 1 – сжатие; 2 – сгорание и расширение; 3 – открыты впускные окна; 4 – открыты выпускные окна

время свободного выпуска соответствует (как и для четырехтактных двигателей) надкритической, а затем подкритической областям.

В начале открытия впускных окон давление в цилиндре обычно больше давления во впускном ресивере, в конце свободного выпуска происходит истечение (заброс) продуктов сгорания из цилиндра во впускной ресивер через впускные окна, что вызывает отложения нагара во впускных окнах и каналах.

Продувка-наполнение и принудительный выпуск. Продолжается от начала поступления свежего заряда через впускные окна (клапаны) до закрытия впускных окон (клапанов). Через выпускные окна продолжают вытекать сначала продукты сгорания, затем смесь продуктов сгорания со свежим зарядом. Одновременно через впускные окна (клапаны) в цилиндр поступает свежий заряд. Отметим, что вследствие возникновения волн давления и разрежения в выпускном трубопроводе давление в цилиндре при продувке может быть меньше, чем давление в выпускном трубопроводе.

Дополнительный выпуск и дозарядка. После закрытия впускных окон (клапанов) выпускные окна (клапаны) остаются некоторое время открытыми и свежий заряд вытесняется перемещающимся вверх поршнем в выпускной трубопровод (происходит дополнительный выпуск). Во всех отношениях дополнительный выпуск нежелателен.

В двигателях с прямоточными схемами газообмена выпускные окна (клапаны) закрываются одновременно с впускными. При этом дополнительный выпуск не происходит.

В двигателях, в которых впускные окна закрываются после выпускных, воздух (или топливовоздушная смесь) поступает в цилиндр через впускные окна после закрытия выпускных окон, что увеличивает массу свежего заряда цилиндра. Происходит так называемая *дозарядка*.

4.2. Термодинамический расчет процессов газообмена в цилиндре

4.2.1. Система уравнений для процессов газообмена в цилиндре

Система уравнений, описывающая процессы газообмена, состоит из уравнений первого начала термодинамики, закона сохранения массы и уравнения состояния.

Процессы газообмена протекают с переменной массой, так как происходит истечение через впускные и выпускные клапаны (окна). Уравнение первого закона термодинамики для открытой системы в дифференциальной форме для газа в цилиндре имеет вид

$$dQ_w + i_k^* dG_{вп} - i_b^* dG_b = dU + pdV, \quad (4.6)$$

где dQ_w – тепловой поток при теплообмене между газом и стенками цилиндра;

$i_k^* = c_{p_{с.з}} T_k + w_k^2/2$ – энтальпия заторможенного потока в граничном сечении впускного канала;

$dG_{вп}$ – масса газа, входящего в цилиндр;

i_b^* – энтальпия заторможенного потока в граничном сечении выпускного канала;

dG_b – масса газа, выходящего из цилиндра.

Запишем закон сохранения массы газа в цилиндре

$$dG = dG_{вп} - dG_b, \quad (4.7)$$

где dG – изменение массы газа в цилиндре.

Будем считать газ в цилиндре двигателя идеальным. Тогда уравнение состояния примет вид

$$pV = GR_{см} T, \quad (4.8)$$

где G – масса газа в цилиндре.

Система уравнений (4.6), (4.7), (4.8) – замкнутая, так как имеет три неизвестных – давление p , температуру T и массу газов в цилиндре G .

4.2.2. Задачи в расчетах процессов газообмена

Постановка задачи - определить зависимость параметров газа (p, T) от объема цилиндра V , работу газов в цилиндре и параметры нестационарного потока газа во впускном и выпускном трубопроводах (массу и состав смеси газов). Результат определяется численными методами путем решения системы уравнений (4.6), (4.7), (4.8) совместно с уравнениями граничных и начальных условий.

В термодинамических расчетах действительного цикла рассчитывают температуру смеси газов в начале процесса сжатия (в конце наполнения) T_a , определяют давление в начале процесса сжатия по опытным данным, а массу остаточных газов - из уравнения состояния (4.8), задавая температуру и давление в конце процесса выпуска по опытным данным (в четырехтактных двигателях).

4.2.3. Расчет температуры газов в цилиндре в начале процесса сжатия

Под температурой газов в цилиндре в начале процесса сжатия будем подразумевать температуру газов в начале сжатия в НМТ. Диаграмма процесса заполнения показана на рис. 4.4. Для упрощения задачи принимаем следующие допущения:

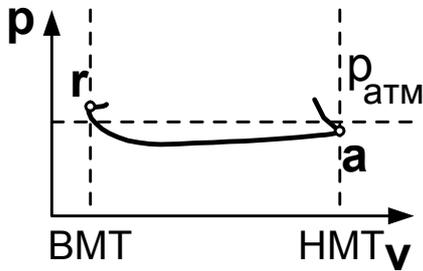


Рис. 4.4. Диаграмма процесса заполнения

- продувка цилиндра не происходит;
- размеры поперечного сечения впускного трубопровода достаточно велики, это позволяет не учитывать влияние волновых явлений на параметры потока во впускном трубопроводе и принять

- давление, температуру и энтальпию заторможенного потока постоянными: $T_K^* = \text{const}$, $i_K^* = \text{const}$, $p_K^* = \text{const}$;
- давление газов в цилиндре во время заполнения не изменяется и равно давлению в НМТ p_a .

Таким образом, данная задача превращается в задачу об изобарном смешении газов.

В начале периода заполнения (в ВМТ) объем камеры сгорания занимают продукты сгорания (остаточные газы) с параметрами p_r , T_r , u_r . Обозначив их массу G_r , получим полную внутреннюю энергию

$$U_r = G_r u_r. \quad (4.9)$$

Масса остаточных газов при наполнении не изменяется, следовательно, массу смеси газов в конце процесса наполнения G_a можно определить по формуле

$$G_a = G_r + G_{1a}, \quad (4.10)$$

где G_{1a} - масса свежего заряда в конце процесса наполнения.

Смесь в начале процесса сжатия занимает объем V_a , параметры смеси p_a , T_a , u_a . Полная внутренняя энергия

$$U_a = G_a u_a. \quad (4.11)$$

Запишем первое начало термодинамики для открытой системы (4.6). Интеграл этого уравнения для такта наполнения

$$Q_w + i_k^* G_{1a} = U_a - U_r + \int_{V_c}^{V_a} p dV. \quad (4.12)$$

Работу газов в цилиндре найдем по приближенной формуле

$$L_{\text{нап}} = \int_{V_c}^{V_a} p dV \approx p_a V_a - p_r V_c = p_a v_a G_a - p_r v_c G_c. \quad (4.13)$$

Перепишем (4.12) с учетом (4.13) и перейдем к удельным энтальпиям

$$Q_w + i_k^* G_{1a} + i_r G_r = i_a G_a. \quad (4.14)$$

Преобразуем (4.14), заменив удельные энтальпии и массы веществ температурами и количествами веществ:

$$i_k^* G_{1a} = c_{p_{c.3}} T_k^* M_{1a}; \quad (4.15)$$

$$i_a G_a = c_{p_{см}} T_a (M_{1a} + M_r); \quad (4.16)$$

$$i_r = c_{p_{п.с}} T_r M_r. \quad (4.17)$$

Здесь M_{1a} – количество свежего заряда в конце процесса наполнения, кмоль; M_r – количество продуктов сгорания в конце процесса наполнения, кмоль; $c_{p_{c.3}}$, $c_{p_{см}}$, $c_{p_{п.с}}$ – удельная молярная теплоемкость свежего заряда, рабочей смеси газов и продуктов сгорания соответственно, кДж/(кмоль $^{\circ}$ С).

Для упрощения зависимости предположим, что теплота от стенок подводится только к свежему заряду, в результате его температура повышается на ΔT :

$$Q_w = M_{1a} c_{p_{c.3}} \Delta T. \quad (4.18)$$

Подставив (4.15) - (4.18) в (4.14), получим

$$\begin{aligned} c_{p_{c.3}} (T_k + \Delta T) (M_{1ц} / \zeta_{c.3}) + c_{p_{c.3}} T_r M_r = \\ = c_{p_{см}} T_a ((M_{1ц} + M_r) / \zeta_{см}), \end{aligned} \quad (4.19)$$

где $\zeta_{см} = M'_a / M_a = (M_{1ц} + M_r) / (M_{1a} + M_r)$ – изменение количества вещества рабочей смеси газов за период дозарядки;

$\zeta_{c.3} = M_{1ц} / M_{1a}$ – изменение количества вещества свежего заряда газов за период дозарядки;

$M_{1ц}$ – количество свежего заряда, поступившего в цилиндр за цикл, кмоль.

Введем обозначение

$$\gamma = M_r / M_{1ц}, \quad (4.20)$$

тогда (4.19) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} c_{p_{с.3}} (T_k + \Delta T) / \zeta_{с.3} + c_{p_{с.3}} T_r \gamma &= \\ &= c_{p_{см}} T_a (1 + \gamma) / \zeta_{см}. \end{aligned} \quad (4.21)$$

В уравнении (4.21) теплоемкости зависят от температуры и состава смеси, поэтому (4.21) решают численным методом.

Для выполнения предварительных расчетов выражение (4.21) можно упростить. Приняв $c_{p_{п.с}} \approx c_{p_{см}}$, $\zeta_{см} / \zeta_{с.3} \approx 1$ и обозначив $\zeta = c_{p_{п.с}} / c_{p_{см}}$, получим

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \zeta_{с.3} \zeta \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (4.22)$$

Расчетное значение температуры рабочей смеси газов T_a , полученное по формуле (4.22), хорошо совпадает с результатами экспериментов, если $p_a \approx p_r$. В быстроходных двигателях это условие не выполняется, формула (4.22) дает заниженное значение T_a . В данном случае необходимо рассчитывать температуру, учитывающую действительную работу наполнения:

$$T_a = \frac{k_{с.3} (T_k + \Delta T)}{1 - \frac{\zeta p_r}{\varepsilon p_a} \left[1 - k_{п.с} \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \right] + \frac{(k_{см} - 1)(\varepsilon - 1) V_a}{p_a V_h} \int_{V_c}^{V_a} p dV}, \quad (4.23)$$

где $k_{см} = c_{p_{см}} / c_{v_{см}}$, $k_{с.3} = c_{p_{с.3}} / c_{v_{с.3}}$,

$k_{п.с} = c_{p_{п.с}} / c_{v_{п.с}}$.

4.2.4. Параметры воздуха или горючей смеси во впускном трубопроводе двигателя на жидком топливе

Исходные данные для расчета поршневой части двигателя - среднее давление p_k и температура T_k во впускном трубопроводе. При расчете цикла комбинированного двигателя p_k определяют из технического задания на проектирование двигателя. Достигается это подбором параметров компрессора.

Давление в выходном сечении компрессора с учетом гидравлических потерь в охладителе воздуха $\Delta p_{ох}$ и во впускном трубопроводе $\Delta p_{тр}$ рассчитывают по формуле

$$p_{k'} = p_k + \Delta p_{ох} + \Delta p_{тр}. \quad (4.24)$$

Температуру на выходе из компрессора находят с помощью газодинамического расчета компрессора. Приближенное значение можно найти так:

$$T_{k'} = T_0 \pi_k^{(n-1)/n}, \quad (4.25)$$

где T_0 – температура на входе в компрессор;

$n = 1,4 \dots 2,0$ – показатель политропы сжатия в компрессоре.

Запишем выражение (4.25) следующим образом:

$$T_{k'} = T_0 \left(1 + \left(\pi_k^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta_{кад} \right), \quad (4.26)$$

где $\eta_{кад} = L_{кад} / L_k = 0,65 \dots 0,85$ – адиабатный коэффициент компрессора.

Температура за охладителем

$$T_k = T_{k'} - \sigma_{ох} (T_{k'} - T_{аг}), \quad (4.27)$$

где $\sigma_{ох} = 0,5 \dots 0,7$ – степень охлаждения;

$T_{аг}$ – средняя температура охлаждающего агента в охладителе.

4.2.5. Параметры горючей смеси во впускном трубопроводе газового двигателя

Одна из особенностей газового двигателя - наличие во впускном трубопроводе камеры смешения, служащей для получения горючей

смеси из воздуха (окислителя) и топливного газа. Задача расчета - получение параметров газа на выходе из камеры смешения.

В камеру поступает M_K , кмоль, воздуха при температуре $T_{K'}$, давлении $p_{K'}$ и удельной энтальпии $i_{K'}^*$ и M_G газообразного топлива при температуре T_G , давлении p_G и удельной энтальпии i_G^* , а выходит из камеры $M_K + M_G$, кмоль, горючей смеси при температуре T_K , давлении p_K и удельной энтальпии i_{CM}^* . Считая процесс смешения адиабатным и пренебрегая разностью кинетической энергии потоков на входе и выходе из камеры смешения, получаем

$$i_{CM}^*(M_K + M_G) = i_{K'}^*M_K + i_G^*M_G. \quad (4.28)$$

Если все рассматриваемые газы - идеальные, то

$$C_{p_{г.с}} T_K = \frac{\alpha L_0 C_{p_B} T_{K'} + C_{p_G} T_G}{1 + \alpha L_0}, \quad (4.29)$$

где $C_{p_{г.с}}$, C_{p_B} , C_{p_G} - удельная молярная теплоемкость горючей смеси, воздуха и топлива.

Если предположить $C_{p_{г.с}} \approx C_{p_B} \approx C_{p_G}$, то

$$T_K = \frac{\alpha L_0 T_{K'} + T_G}{1 + \alpha L_0}. \quad (4.30)$$

4.3. Показатели качества газообмена

Совершенство процессов газообмена характеризует масса свежего заряда и работа насосных ходов. Для сравнения совершенства газообмена двигателей различных размеров и конструкций используют производные от них безразмерные параметры.

4.3.1. Коэффициент наполнения

Коэффициент наполнения η_V равен отношению количества свежего заряда в цилиндре двигателя к количеству заряда, который размещается в объеме, равном рабочему объему цилиндра при дав-

лении p_k и температуре T_k во впускном трубопроводе (за охладителем), а в двигателях без наддува – при атмосферном давлении и температуре.

Для комбинированного двигателя

$$\eta_v = \frac{G_{1ц}}{G_{1т}} = \frac{M_{1ц}}{M_{1т}} = \frac{G_{1ц}}{\rho_k V_h}, \quad (4.31)$$

где $G_{1т}$ - масса заряда, который размещается в объеме, равном рабочему объему цилиндра при давлении p_k и температуре T_k во впускном трубопроводе (за охладителем);

$M_{1т}$ - количество заряда, размещенного в объеме, равном рабочему объему цилиндра при давлении p_k и температуре T_k во впускном трубопроводе (за охладителем).

Для поршневого двигателя

$$\eta_v = \frac{G_{1ц}}{\rho_{атм} V_h} = \frac{M_{1ц}}{\mu_B \rho_{атм} V_h}, \quad (4.32)$$

где μ_B - молярная масса воздуха.

Коэффициент наполнения может быть больше единицы при наличии продувки цилиндра или в случае, когда в результате воздействия волновых явлений во впускном и выпускном трубопроводах давление в цилиндре в конце наполнения превышает среднее давление во впускном трубопроводе, и меньше единицы.

Рассчитаем значение коэффициента наполнения.

Рабочее тело в конце процесса наполнения состоит из смеси $M_{1ц}$ кмоль свежего заряда и M_r кмоль остаточных газов:

$$M_{a'} = M_{1ц} + M_r = M_{1ц} (1 + \gamma), \quad (4.33)$$

где $\gamma = M_r / M_{1ц}$ - коэффициент остаточных газов.

Коэффициентом остаточных газов называют отношение количества продуктов сгорания в конце процесса наполнения к количеству свежего заряда, поступившего в цилиндр за цикл.

Равенство (4.32) можно преобразовать следующим образом:

$$M_{1ц} = \frac{M_{a'}}{1 + \gamma} = \zeta_{см} \frac{M_a}{1 + \gamma} = \zeta_{см} \frac{\rho_a V_a}{R_\mu T_a (1 + \gamma)}. \quad (4.34)$$

С учетом того, что

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{V_a/V_c}{V_a/V_c - 1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}, \quad (4.35)$$

преобразуем (4.36) к виду

$$\eta_v = \zeta_{см} [\varepsilon/(\varepsilon - 1)] p_a T_k / [p_k T_a (1 + \gamma)]. \quad (4.36)$$

При испытаниях двигателей коэффициент наполнения определяют по формуле

$$\eta_v = 30 \cdot G_B \tau / (\rho_0 i V_h n), \quad (4.37)$$

где G_B – расход воздуха в двигателе, кг/с;

τ – число тактов за цикл;

i – число цилиндров двигателя;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³;

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

4.3.2. Коэффициент продувки

Данный коэффициент учитывает вытекание в выпускной трубопровод свежего заряда во время перекрытия клапанов.

Коэффициент продувки φ равен отношению количества воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр ($G_{к.ц}$), к количеству свежего заряда цилиндра

$$\varphi = G_{к.ц} / G_{1ц} = M_{к.ц} / M_{1ц}. \quad (4.38)$$

Величина, обратная коэффициенту продувки, называется *коэффициентом использования продувочного воздуха*

$$\eta_{и} = 1/\varphi. \quad (4.39)$$

Очевидно, что коэффициент продувки больше единицы, если продувка происходит, и равен единице, если продувки нет.

Массу продувочного воздуха находят по формуле

$$G_{пр} = G_k - G_{1ц} = G_k (\varphi - 1)/\varphi. \quad (4.40)$$

В двухтактных двигателях коэффициент продувки может достигать 1,4...1,6, в четырехтактных - не превышает 1,15...1,2; обычно $\varphi = 1,0...1,1$.

4.3.3. Коэффициент избытка продувочного воздуха

Данный коэффициент позволяет количественно оценить совершенство наполнения цилиндра.

Коэффициент избытка продувочного воздуха равен отношению расхода воздуха (или горючей смеси) в двигателе за цикл к количеству свежего заряда, который размещается в рабочем объеме цилиндра при температуре T_k и давлении p_k во впускном трубопроводе, т.е. к теоретическому количеству свежего заряда:

$$\varphi_k = G_{k.ц} / (\rho_k V_h) = \eta_v \varphi. \quad (4.41)$$

4.3.4. Суммарный коэффициент избытка воздуха

Данный коэффициент позволяет количественно оценить условия сгорания топлива.

Суммарный коэффициент избытка воздуха равен отношению массового расхода воздуха в двигателе за цикл к массе воздуха в стехиометрической смеси:

$$\alpha_c = G_{k.ц} / (l_0 g_{т.ц}) = G_k / (l_0 G_T) = \alpha \varphi, \quad (4.42)$$

где l_0 – стехиометрическое соотношение, кг/кг.

5. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

5.1. Общие положения

Процесс сжатия в цикле ДВС предназначен:

- для расширения температурных пределов рабочего цикла;
- создания условий для воспламенения и сгорания горючей смеси, эти условия обеспечивают эффективное преобразование теплоты в полезную работу;
- дополнительного перемешивания топливовоздушной смеси (в двигателях с внешним смесеобразованием);
- повышения температуры в цилиндре в целях воспламенения топливовоздушной смеси (в двигателях с воспламенением от сжатия).

В дизельных двигателях целесообразно повышать степень сжатия выше минимально необходимой для воспламенения топлива, так как при этом сокращается период между впрыском топлива и его воспламенением, что обеспечивает более мягкий режим работы двигателя, снижая заброс давления при сгорании. Кроме того, увеличение степени сжатия обеспечивает надежный запуск двигателя при низкой температуре воздуха, а также запуск непрогретого двигателя, когда

при увеличенной потере теплоты в стенки температура заряда в конце сжатия сильно снижается.

Ориентировочные пределы степеней сжатия для двигателей различных типов представлены в табл. 5.1.

Допустимая степень сжатия двигателей с принудительным воспламенением определяется октановым числом топлива. Зависимость степени сжатия от октанового числа приведена в табл. 5.2.

Отметим, что с увеличением степени сжатия в двигателе увеличивается максимальная температура цикла, что приводит к росту выбросов окиси углерода и окислов азота; большая степень сжатия также означает рост нагрузок на кривошипно-шатунный механизм, увеличение работы сил трения. Если $\varepsilon > 20$, то термический КПД цикла с ростом степени сжатия возрастает лишь незначительно. Таким образом, максимально допустимое значение степени сжатия ограничивается не только видом принятого топлива, но и экологическими и конструктивными требованиями.

5.2. Теплообмен и тепловой баланс в процессе сжатия

Действительный процесс сжатия отличается от рассмотренного в разд. 2 идеализированного обратимого процесса наличием утечек рабочего тела из цилиндра, изменением состава рабочего тела в результате испарения и окисления топлива и масла, а также наличием теплообмена со стенками.

В начале процесса сжатия к рабочему телу подводится теплота от стенок цилиндра, нагретых продуктами сгорания. Показатель политропы процесса сжатия n_1 на данном этапе больше показателя адиабаты k_1 : $n_1 > k_1$. Через некоторое время температуры рабочего тела и стенок цилиндра выравниваются, поэтому процесс сжатия проходит почти адиабатно: $n_1 = k_1$. При дальнейшем сжатии температура рабочего тела продолжает повышаться и на последнем этапе газ нагревает стенки цилиндра: $n_1 < k_1$.

Процесс теплоотдачи между рабочим телом и стенкой цилиндра

Таблица 5.1. Характерные степени сжатия ДВС

Тип двигателя	ε
Двигатели с принудительным воспламенением	6,5...11
Газовые двигатели	6...10
Дизели без наддува	15...22
Дизели с наддувом	11...16

определяется следующими факторами:

- изменением площади поверхности теплообмена в процессе сжатия, вызванным перемещением поршня к ВМТ;
- изменением состояния заряда;
- зависимостью теплоемкости рабочего тела от температуры.

Таким образом, сжатие рабочего тела в действительном цикле представляет собой процесс с переменным показателем политропы. На практике переменный показатель часто заменяют усредненным значением $n_1 = 1,32 \dots 1,39$.

Основные факторы, влияющие на показатель политропы: интенсивность охлаждения цилиндра, его размеры, частота вращения коленчатого вала и интенсивность движения заряда.

Повышение интенсивности охлаждения двигателя увеличивает количество теплоты, отведенной от рабочего тела к стенкам цилиндра, что уменьшает значение n_1 .

Увеличение размеров цилиндра уменьшает относительную площадь внутренней поверхности цилиндра (т. е. отношение площади его поверхности к объему цилиндра), что приводит к уменьшению значений удельных тепловых потоков и увеличению среднего значения показателя политропы сжатия n_1 .

Частота вращения коленчатого вала влияет на суммарное количество теплоты, передаваемое рабочим телом стенкам цилиндра. С ростом частоты вращения среднее значение показателя политропы сжатия стремится к показателю адиабаты.

Нагрузка на двигатель и степень сжатия не оказывают на показатель политропы процесса сжатия существенного влияния.

5.3. Получение среднего показателя политропы сжатия методом Мазинга

Запишем выражение первого начала термодинамики для процесса сжатия а - с:

$$Q_{a-c} = U_c - U_a + L_{a-c}. \quad (5.1)$$

Преобразуем (5.1) с учетом того, что рабочее тело при сжатии его

Таблица 5.2. Допустимые степени сжатия

Октановое число	66...72	73...76	77...80	81...90	91...100	более 100
ϵ	5,5...6,5	6,6...7,0	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12,5

в цилиндре состоит из $M_{1ц}$, кмоль, свежего заряда и M_r , кмоль, продуктов сгорания:

$$g_{Т.ц} \left((u_{с.з} M_{1ц} + u_{с.п.с} M_r) - (u_{а.з} M_{1ц} + u_{а.п.с} M_r) \right) + \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c) = \vartheta H_u g_{Т.ц}, \quad (5.2)$$

где $g_{Т.ц}$ – масса впрыснутого в цилиндр топлива, кг;

$u_{а.з}$, $u_{с.з}$ – внутренняя энергия 1 кмоль свежего заряда в начале и конце процесса сжатия соответственно, кДж/кмоль;

$u_{а.п.с}$, $u_{с.п.с}$ – внутренняя энергия 1 кмоль продуктов сгорания в начале и конце процесса сжатия соответственно, кДж/кмоль.

Преобразовав (5.2), получим

$$u_{с.з} + \gamma u_{с.п.с} - u_{а.з} - \gamma u_{а.п.с} - \frac{(\gamma + 1) R_\mu}{n_1 - 1} (T_c - T_a) = \vartheta H_u / M_1. \quad (5.3)$$

Если свежий заряд представляет собой не топливовоздушную смесь, а чистый воздух, и $\alpha > 1$, то выражение (5.3) преобразуется к виду

$$q_1 (u_{с.з} - u_{а.з}) + q_2 (u_{с_0} - u_{а_0}) - R_\mu (T_c - T_a) / (n_1 - 1) = \vartheta H_u / (M_1 (1 + \gamma)), \quad (5.4)$$

где $u_{а_0}$, $u_{с_0}$ – внутренняя энергия 1 кмоль продуктов совершенного сгорания в начале и конце процесса сжатия соответственно, кДж/кмоль;

$$q_1 = (1 + \gamma r_\alpha) / (1 + \gamma);$$

$$q_2 = \gamma r_0 / (1 + \gamma).$$

Объемные доли продуктов совершенного сгорания Γ_0 и избыточного воздуха Γ_α можно определить по формулам (3.47), (3.48).

С другой стороны, исходя из уравнения политропного процесса

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (5.5)$$

Температуру в конце процесса сжатия T_c и показатель политропы n_1 находим путем численного решения системы уравнений (5.3) и (5.5). После вычисления показателя политропы давление в конце процесса сжатия определяется как

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (5.6)$$

6. ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ

6.1. Процессы образования горючих смесей

6.1.1. Общие сведения о процессах образования горючих смесей

Процессы образования горючих смесей и сгорания достаточно подробно изложены в специальных работах, например [17]. В данном разделе приведены только краткие сведения.

Для реакции окисления топлива нужен контакт молекул топлива и окислителя. Необходимое количество таких контактов обеспечивается смешением компонентов горючей смеси. Полнота и скорость сгорания топлива определяются не только коэффициентом избытка воздуха, но и однородностью смеси, скоростью, местом и временем образования смеси.

Смешение компонентов горючей смеси происходит вследствие молекулярной диффузии одного газа в другой через условную поверхность, разделяющую их неподвижные объемы или ламинарные потоки. Обычно смесеобразование продолжается 0,0005...0,06 с, что требует максимально интенсифицировать процессы диффузии. Для этого увеличивают температуры компонентов горючей смеси, поверхность смешения, делят потоки компонент горючей смеси в цилиндре на отдельные струи, организуют турбулентную диффузию, способствующую переходу из одной среды в другую не только отдельных молекул, но и определенных объемов компонентов.

Процессы смесеобразования в разнотипных двигателях различаются между собой. В газовых двигателях, как правило, осуществляют внешнее смесеобразование. Однако в двухтактных газовых двигателях лучше использовать внутреннее смесеобразование, устраняющее потерю топлива при продувке цилиндра и опасность взрывов в выпускной системе. В данном случае топливо подается в начале процесса сжатия через клапаны-форсунки, причем для улучшения смешения применяют завихрение воздуха при наполнении цилиндров, многодырчатые форсунки и впуск газа под давлением, обеспечивающим втекание газа в цилиндр со сверхзвуковой скоростью.

Образование горючей смеси из воздуха и легко испаряющихся жидких топлив затрудняет различные агрегатные состояния компонентов: диффузии паров топлива должно предшествовать его испарение. Усложняет процесс смесеобразования то, что отношение объемов воздуха и паров топлива в смеси для метанола не менее 5,8 и для бензина - 6,5. Кроме того, сам процесс диффузии молекул жидкого топлива протекает менее интенсивно из-за большей, чем в газовом топливе, молярной массы.

Для ускорения испарения жидкого топлива при впрыске в карбюратор (инжектор и т.п.) его распыляют на отдельные капли диаметром 100...300 мкм. Во впускном трубопроводе до входа в цилиндр испаряется 60...80% топлива. Остальное топливо попадает в цилиндр в виде капель и пленки. При этом вследствие сепарации взвешенных капель и пленки в топливном коллекторе жидкая фаза топлива распределяется по цилиндрам неравномерно. Это приводит к тому, что состав смеси в многоцилиндровом карбюраторном двигателе может отличаться от среднего на 5...15%. Более тонкое распыление и более инверсивный подогрев двухфазной топливовоздушной смеси повышают равномерность состава смеси, однако при этом уменьшается наполнение цилиндров. Поэтому карбюрирование осуществляют при температурах 250...350 К и относительно малых скоростях воздуха в диффузорах карбюраторов (25...150 м/с).

Значительно улучшить смесеобразование можно при использовании впрыска топлива во впускные патрубки (под давлением 0,25...0,5 МПа) или непосредственно в цилиндры (под давлением 0,9...1,5 МПа). При этом улучшается наполнение цилиндров и равномерность состава смеси. Кроме того, при этом можно применять повышенные степени сжатия, так как при позднем впрыске топлива можно устранить подогрев воздуха во впускной трубе.

Использование непосредственного впрыска облегчает запуск двигателей, уменьшает расход топлива (в четырехтактных двигателях - до 10%, в двухтактных - до 25%), повышает мощность на 6...10% и снижает токсичность выхлопных газов.

Особенности процессов смесеобразования в двигателях с воспламенением топлива от сжатия связаны с плохой испаряемостью топлива. Это приводит к совпадению значительной части процесса смесеобразования с процессом сгорания и неравномерностью распределения топлива в объеме камеры сгорания. Для ускорения испарения топлива необходимо обеспечить мелкое распыление и прогрев капель. Это в значительной степени определяет момент начала впрыска, его продолжительность и давление топлива при впрыске.

Угол опережения впрыска топлива θ составляет 10...30° до ВМТ, продолжительность впрыска дозы топлива, соответствующей полной

мощности, $\theta_1 = 12...40^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Для обеспечения тонкости распыления принимают давление впрыска не менее 7,5 МПа для разделенных камер сгорания и 25 МПа - для разделенных камер сгорания в начале впрыска, доводя его в процессе впрыска до 25...250 МПа.

6.1.2. Схема строения факела распыляемого топлива

Схема строения факела распыляемого топлива показана на рис. 6.1. В факеле можно выделить две различные по концентрации топлива C_T зоны - оболочку 1 и стержень 2. В стержне факела топливо находится в основном в виде капель и струй. При взаимодействии струй топлива в стержне с воздушным зарядом от стержня отделяются отдельные капли, формируя оболочку. Таким образом, оболочка факела состоит из отдельных капель и шлейфов топливных паров, остающихся за каплями. При смешении топливных паров с воздушным зарядом в оболочке формируется топливовоздушная смесь.

Следует отметить, что строение факела, его длина L и телесный угол Φ изменяются непрерывно во время впрыска. На него влияют множество факторов: давление впрыска, состояние газа в цилиндре, наличие и характер горения и т. п.

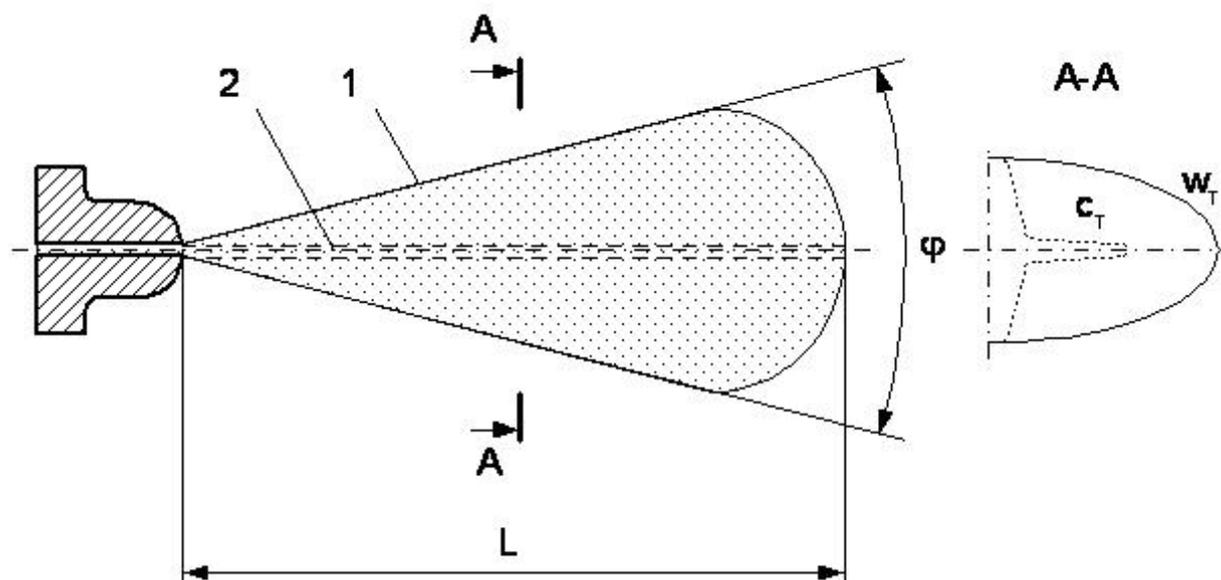


Рис. 6.1. Схема строения факела распыляемого топлива

При распылении топлива образуются капли различных форм и размеров. Качество распыла топлива оценивается следующими среднестатистическими параметрами:

- среднеобъемный диаметр

$$x_v = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{n_i} x_i^3}{n_i}}, \quad (6.1)$$

где x_i – средний диаметр капли, мкм;

n_i – количество капель;

- средний диаметр Заутера (отношение объема капель к площади их поверхности):

$$x_s = \frac{\sum_{i=1}^{n_i} x_i^3}{\sum_{i=1}^{n_i} x_i^2}. \quad (6.2)$$

Среднеобъемный диаметр позволяет судить о средних размерах и массе капель, средний диаметр Заутера – о средней поверхности.

При однородном распылении $x_v = x_s$.

Распределение капель по размерам оценивают с помощью кривой распределения объема капель Ω , диаметр которых не превышает текущего диаметра x_i .

Параметр Ω представляет собой отношение суммы объемов капель диаметром $0 \leq x \leq x_i$ к общему объему капель. Пример зависимости данного параметра от текущего диаметра x_i показан на рис. 6.2.

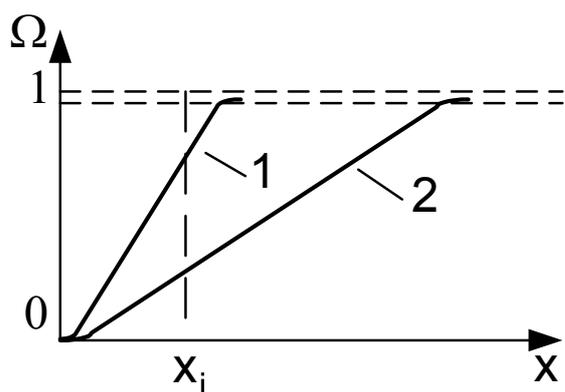


Рис. 6.2. Кривая сумм объемов капель диаметром $x < x_i$ в долях полного объема впрыснутого топлива: 1 – при n_1 ; 2 – при n_2 ; $n_1 > n_2$

Зависимость (см. рис. 6.2) подчиняется уравнению Розина – Рамлера

Зависимость (см. рис. 6.2) подчиняется уравнению Розина – Рамлера

$$\Omega = 1 - e^{-(x/x_0)^n}, \quad (6.3)$$

где x_0 - константа, определяющая размерную характеристику распыления (размер капли, при котором $\Omega = 0,632$);

n – константа, характери-

зующая размерность распыления.

Рассматривая кривые (см. рис. 6.2), можно сделать такие выводы:

- в факеле всегда присутствуют маленькие и большие капли топлива;
- чем круче кривая Ω (больше параметр Π), тем равномернее распыление.

Для дизельных двигателей, разработанных в середине 1980-х годов, характерны следующие параметры распыла: максимальный диаметр капель $X_{\max} \approx 200$ мкм, $X_V \approx 40$ мкм, $X_S \approx 60$ мкм, $X_O \approx 50 \dots 80$ мкм, $\Pi \approx 2 \dots 3$.

Распределение топлива в воздушном заряде начинается в процессах впрыска, распыления и испарения топлива. Процессы молекулярной диффузии паров топлива ускоряются путем перемещения капель в заряде со скоростью до 600 м/с, вследствие чего пары, сдуваемые с поверхности капель, образуют шлейфы, объем которых в сотни раз превышает объем капель. Из этих шлейфов молекулы топлива диффундируют в соседние объемы воздуха.

Скорость диффузии в топливовоздушной смеси увеличивается благодаря специальным конструктивным мерам: организации турбулентности внутри топливных факелов и увеличению их числа, оптимизации геометрии факелов, завихрению воздушного заряда камер сгорания и т. п.

6.1.3. Типы камер сгорания ДВС

Для различных топлив и двигателей оптимальны разные типы камер сгорания. Их подразделяют на разделенные, неразделенные и полуразделенные. Рассмотрим каждый тип отдельно.

6.1.3.1. Неразделенные камеры сгорания

Неразделенные камеры сгорания используют практически на всех двигателях с диаметром цилиндра D более 100 мм. Их основные достоинства: простота конструкции, наивысшая топливная экономичность при умеренной степени сжатия ($\varepsilon = 12 \dots 17$), высокая компактность элементов системы охлаждения цилиндра и хорошие пусковые свойства. Главные недостатки данной конструкции: резкое ухудшение качества смесеобразования на нерасчетных режимах работы вследствие рассогласования форм и размеров факела распыленного топ-

лива и камеры сгорания, вихревого соотношения (см. ниже) и частоты вращения, а также трудности в создании эффективных многотопливных ДВС при таком конструктивном решении камеры сгорания.

Пример конструкции неразделенных камер сгорания показан на рис. 6.3. Как видно из рис. 6.3, поршень 1, стенки цилиндра 2 и крышка цилиндра 3 формируют надпоршневую камеру сгорания 4. При впрыске в камеру форсункой 5 топлива образуются факелы 6.

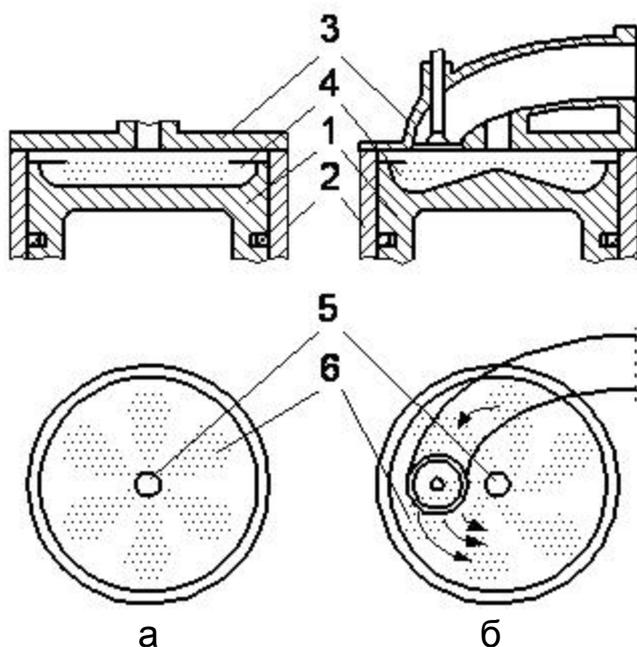


Рис. 6.3. Примеры неразделенной камеры сгорания: а - цилиндрическая, расположенная в поршне; б - плоская с организацией вихрей с помощью впускного канала

коэффициенты избытка воздуха ($\alpha = 1,5...2,2$) и давления впрыска топлива (20...245 МПа).

Для улучшения процесса смесеобразования воздушному заряду в цилиндре следует придать вращательное движение. Интенсивность образованного вихря определяется *вихревым соотношением*

$$H = n_1 / n, \quad (6.4)$$

где n_1 – частота вращения вихря,

n – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Для четырехтактных двигателей $H = 8...18$, для двухтактных - $H < 23$. Более интенсивные вихри не улучшают смесеобразование, но увеличивают отвод теплоты от заряда в стенки.

6.1.3.2. Разделенные камеры сгорания

Один из вариантов конструкции разделенной камеры сгорания показан на рис. 6.4, откуда видно, что поршень 1, стенки цилиндра 2 и крышка цилиндра 3 формируют надпоршневую камеру сгорания 7. В крышке цилиндра имеется дополнительно отделенная камера 5, соединенная с надпоршневой камерой одним или несколькими каналами небольшого сечения 6. Топливо в камеру сгорания подается посредством форсунки 4. Выпускные газы отводятся через выпускной патрубок 8. Отделенная часть камеры в процессе сжатия наполняется при значительном перепаде давлений, что создает в ней интенсивные турбулентные потоки и хорошо перемешивает распыленное топливо с воздушным зарядом. При этом качество смесеобразования слабо зависит от количества и массовой скорости впрыскиваемого топлива. Кроме того, часть поверхности отделенной камеры имеет повышенную температуру из-за менее интенсивного по сравнению со стенками цилиндра охлаждения, что повышает температуру заряда в отделенной части камеры и улучшает испарение топлива, попавшего на нагретую поверхность.

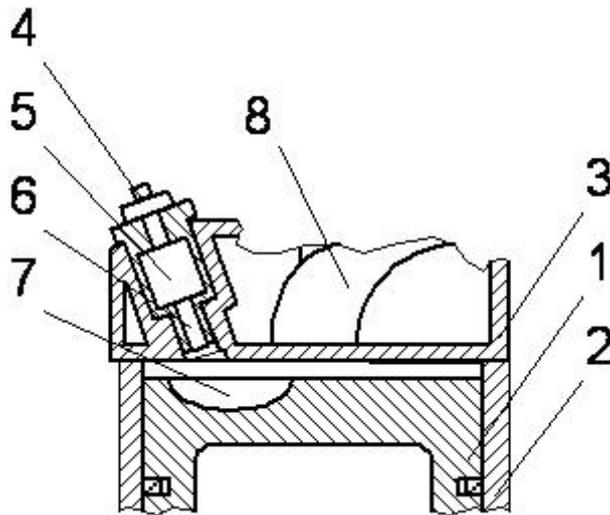


Рис. 6.4. Разделенная камера сгорания с предкамерой

В камере сгорания с предкамерой объем отделенной части камеры составляет 20...40% объема цилиндра в ВМТ (V_c), а площадь каналов, соединяющих надпоршневую камеру и предкамеру - 0,3...1,0% площади поршня. Воздушный заряд перетекает в предкамеру через каналы со скоростью до 320 м/с, что обеспечивает $H = 20...40$. Высокая интенсивность вихря позволяет без ущерба для качества смесеобразования снизить давление впрыска топлива до 12...15 МПа в начале процесса. Особенности конструкции данной камеры сгорания позволяют понизить коэффициент избытка воздуха до 1,05...1,2, что увеличивает удельную мощность ДВС данного типа. Однако вследствие достаточно большого перепада давлений между надпоршневой камерой и предкамерой (до 0,3...0,5 МПа) степень сжатия в двигателе должна быть не менее 17. Данные камеры сгорания применяют в двигателях с $D \leq 350$ мм.

6.1.3.3. Полуразделенные камеры сгорания

Одна из форм полуразделенной камеры сгорания показана на рис. 6.5. Особенность камер сгорания этого типа - пленочное смесеобразование.

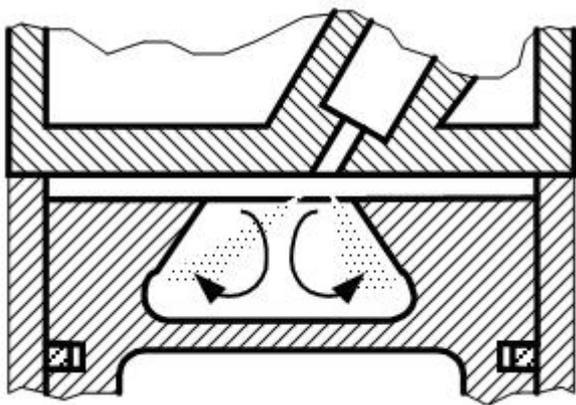


Рис. 6.5. Коническая полуразделенная камера сгорания

Полное объема камеры сгорания в ВМТ, минимальное сечение камеры равно 35...75% площади поршня, коэффициент избытка воздуха при сгорании в камере $\alpha = 1,3...1,6$, давление начала впрыска топлива 15...17 МПа, вихревое соотношение $H = 15...25$.

В целом пленочное смесеобразование при $\alpha \approx 1,3$ обеспечивает удовлетворительное сгорание в достаточно широком диапазоне условий работы двигателя, сочетая в себе положительные качества неразделенных и разделенных камер сгорания.

6.1.4. Затраты энергии на смесеобразование

Затраты энергии на смесеобразование складывают из таких составляющих:

- на распыление – до 10 кДж/кг топлива;
- создание запаса кинетической энергии капель – 14...20 кДж/кг топлива и до 70 кДж/кг топлива для насосов-форсунок;
- прогрев, испарение и перегрев паров топлива – до 1500 кДж/кг топлива;
- вихреобразование – 2...5 кДж/кг воздуха для неразделенных и полуразделенных камер, до 10..15 кДж/кг воздуха для разделенных камер сгорания.

В сумме затраты энергии на смесеобразование составляют 1,5...4,5% теплоты сгорания топлива. Однако часть этой энергии участвует в дальнейших преобразованиях тепловой энергии, остальную

энергию учитывают как работу насосных ходов или как механические потери.

6.2. Процессы воспламенения и горения

6.2.1. Общие сведения

Реакции сгорания описаны в теории цепных окислительных процессов. Согласно этой теории окисление идет через последовательность промежуточных продуктов, осуществляющих переход реагирующей системы от исходного состояния к конечным продуктам. Некоторые промежуточные продукты являются активными центрами реакций. Появление одного из них может вызвать лавинообразную массу превращений в реагирующей системе.

Таким образом, для начала горения необходима первоначальная затрата энергии (теплота сжатого заряда, энергия электрического разряда). При некоторых условиях реакция - самоподдерживающаяся.

Процессы воспламенения и горения в ДВС различных типов имеют свои особенности.

6.2.2. ДВС с принудительным воспламенением

В данном типе ДВС очаг сгорания образуется в результате внешнего воздействия (чаще всего электрической искры). Появляется граница раздела между негорящей смесью и образовавшимися продуктами сгорания. Образуется так называемый ламинарный фронт пламени (рис. 6.6, а) толщиной в несколько десятых миллиметра и площадью в несколько квадратных миллиметров. Температура в этом слое резко изменяется от температуры топливовоздушной смеси $T_{см}$ до температуры продуктов сгорания $T_{п.с}$, что способствует ускорению диффузионных процессов и образованию зоны прогрева толщиной $\delta_{п}$ и зоны химических реакций толщиной $\delta_{х}$, в которой концентрации молекул топлива C_T и кислорода C_{O_2} постепенно уменьшаются. Пламя начинает перемещаться в сторону горючей смеси перпендикулярно к поверхности фронта с так называемой нормальной скоростью U_H .

Опытным путем установлен вид зависимости нормальной скорости распространения пламени от коэффициента избытка воздуха (рис. 6.7). Как уже указывалось в подразд. 3.2, эта зависимость имеет

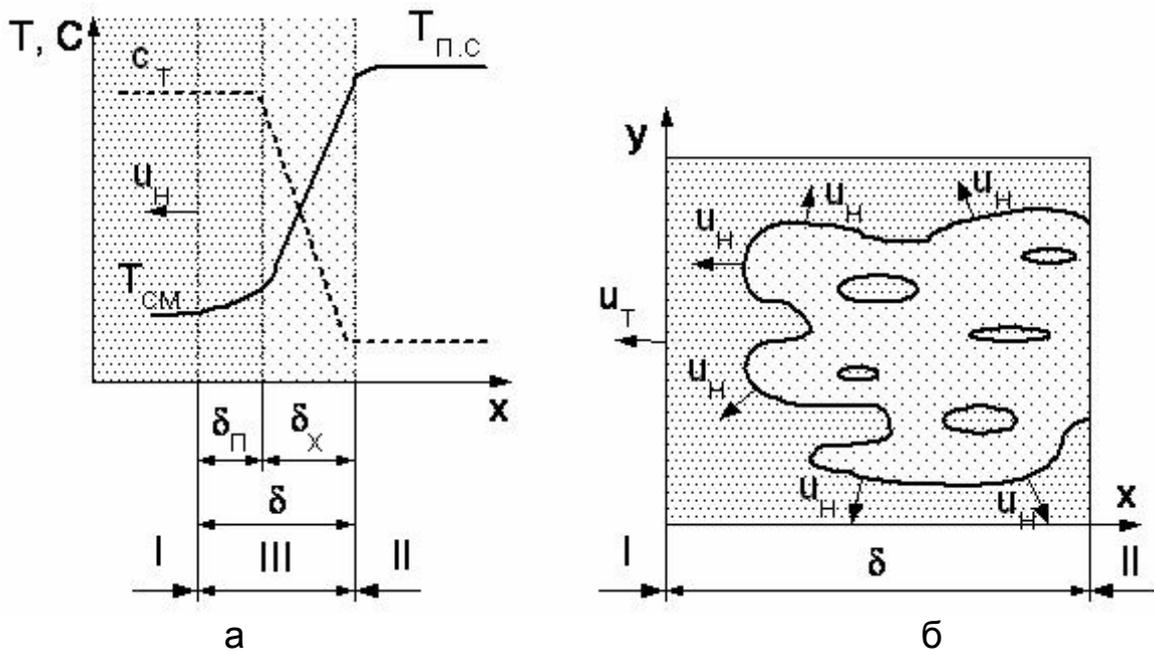


Рис. 6.6. Схема перемещения пламени при турбулентности: а - мелкомасштабной; б - крупномасштабной

максимум. При отклонении от оптимума скорость распространения пламени сначала снижается, а затем при достижении так называемых концентрационных пределов распространения пламени горение прекращается. Таким образом, горение топлива возможно только в определенном диапазоне значений коэффициентов избытка воздуха. В табл. 6.1 приведены концентрационные пределы распространения пламени в смесях топлива с воздухом, а также максимальные нормальные скорости распространения пламени в топливовоздушной и топливокислородной смесях.

Ускорению распространения сгорания по объему камеры способствуют возникающие мелкомасштабные пульсации (микротурбулентность) и крупномасштабные (макротурбулентность), возникновение которых связано с вихреобразованием во время наполнения и сжатия. Микротурбулентность способствует увеличению U_H в результате интенсификации диффузии и замены кондуктивной теплопроводности в зоне прогрева турбулентной.

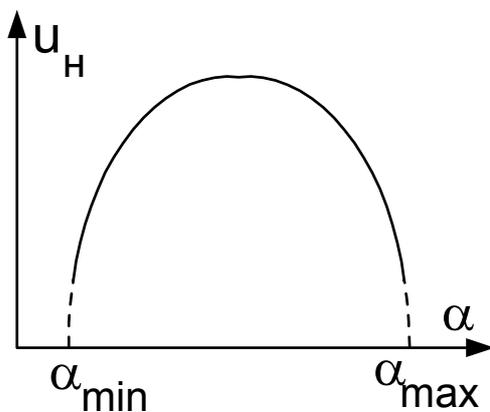


Рис. 6.7. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от коэффициента избытка воздуха

Макротурбулентность искривляет фронт пламени по мере его развития, а затем разрывает его (см. рис. 6.6, б). По-

Таблица 6.1. Концентрационные пределы распространения пламени и максимальная нормальная скорость распространения пламени

Топливо	Концентрационные пределы		U_{Hmax} , м/с	
	α_{min}	α_{max}	в смесях с воздухом	в смесях с кислородом
Водород	0,22	4,0	2,5	9,0
Окись углерода	0,17	2,3	0,42	1,1
Метан	0,78	1,5	0,37	-
Ацетилен	0,08	2,30	-	-
Бензин	0,3	1,3	0,12	-
Бензол	0,4	1,6	-	-
Этиловый спирт	0,4	1,7	-	-

верхность и толщина фронта увеличиваются (толщина может возрасти до 25 мм). Объемы реагирующих компонентов внедряются в зоны прогрева и в негорящую смесь, которая вследствие нагрева поджигается. В результате скорость перемещения фронта пламени возрастает до 15...80 м/с, ее называют *турбулентной скоростью* U_T .

На рис. 6.8 показаны диаграммы изменения среднего давления и температуры в цилиндре: p_c – давление в цилиндре при отсутствии горения, p , T – давление и температура в цилиндре при сгорании.

При некоторых условиях нормальные процессы сгорания могут нарушаться. К нарушениям сгорания относятся:

- пропуски вспышек в цилиндрах;
- вспышки во впускной системе;
- преждевременное воспламенение смеси в цилиндрах;
- детонация.

Пропуски вспышек в цилиндрах могут быть вызваны переобеднением смеси, пропусками в искробразовании или малой мощностью искры. В результате двигатель не работает или не развивает расчетной мощности.

Вспышки во впускной системе происходят, когда горючая смесь из-за переобеднения или позднего зажигания горит на такте выпуска и при значительном перекрытии фаз зажигания может произойти вос-

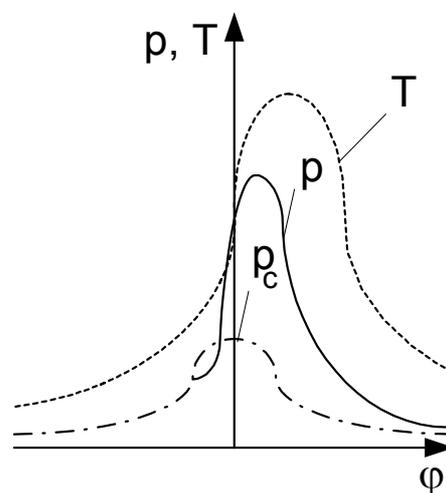


Рис. 6.8. Диаграммы давления и температуры

пламенение смеси во впускной системе, что воспринимается как хлопок в карбюраторе.

Преждевременное воспламенение смеси в цилиндрах (калильное зажигание) происходит при местном перегреве стенок камеры сгорания. Чаще всего это поверхности клапанов, свечей зажигания, плохо охлаждаемые участки цилиндра и поршня. Причиной также может быть наличие нагара на стенках. Преждевременное воспламенение приводит к снижению мощности двигателя и его перегреву.

Детонация – сложный химико-тепловой процесс. Возникновению детонации и ее интенсификации способствуют топлива с низкими октановыми числами, обогащенные составы смеси ($\alpha \approx 0,9$), высокая степень сжатия, большие нагрузки на двигатель, снижение частоты вращения двигателя, большой угол опережения зажигания, высокая температура и давление на входе в двигатель, перегрев стенок камеры сгорания.

Очаг детонационного сгорания возникает возле горячих стенок. Смесь до прихода фронта пламени нормального сгорания в этих местах сильно перегревается и подвергается интенсивному сжатию при распространении фронта пламени, что способствует быстрому развитию в ней предпламенных реакций с образованием и накоплением химически активных промежуточных продуктов сгорания. В результате таких процессов возникает самовоспламенение смеси. Сгорание приобретает взрывообразный характер с резким местным повышением температуры и образованием ударной волны, скорость ее перемещения в камере достигает 1...2,3 км/с.

Отражаясь от стенок камеры сгорания, ударная волна образует новые очаги воспламенения, приводящие к развитию диссоциации топлива с образованием окиси углерода, атомарного углерода, водорода, кислорода и поглощению большого количества теплоты. Это приводит к уменьшению полноты сгорания топлива. В результате уменьшается мощность и ухудшается экономичность двигателя. Ударные волны не повышают работу газов, но резко увеличивают теплоотдачу в стенки, механические и тепловые ударные нагрузки на детали, газовую коррозию поверхностей.

Вспышки в выпускной системе - следствие воспламенения накопившейся при пропусках вспышек в цилиндрах горючей смеси или сорванной со стенок трубопроводов выпускной системы сажи. Сопровождаются звуками, напоминающими выстрелы.

6.2.3. ДВС с воспламенением от сжатия

В дизелях фронт пламени формируется вокруг очагов сгорания. Выделение теплоты и расширение продуктов сгорания приводит к

образованию тепловой волны и поджатию смеси. Это ускоряет предпламенные реакции и образует новые очаги сгорания. Особенность процессов сгорания в данном типе ДВС заключается в том, что интенсивность процесса характеризуется не скоростью реакций окисления, а скоростью образования смеси горючих составов. Поэтому при температурах свыше 1000 К скорость выгорания топлива определяют диффузионные процессы и интенсивность вихревого движения заряда.

Чем больше за время задержки воспламенения впрыснуто топлива, тем больше возникнет очагов сгорания в начале процесса. При большом количестве начальных очагов сгорания реакция сгорания проходит быстро, давление в цилиндре стремительно возрастает. Такое горение называют «жестким».

Количество впрыснутого топлива за период задержки его воспламенения оценивают *фактором динамичности*

$$D = g_{Т.з} / g_{Т.ц} , \quad (6.5)$$

где $g_{Т.з}$ - количество впрыснутого топлива за период задержки воспламенения;

$g_{Т.ц}$ - количество впрыснутого топлива за рабочий цикл.

Для тихоходных дизелей $D = 0,5...0,6$, для быстроходных - $D = 0,8...1$.

При дальнейшем развитии сгорания скорость поступления паров топлива или окислителя в зоны сгорания уменьшается, смесь в некоторых зонах оказывается переобедненной или переобогащенной. Скорость реакции сгорания уменьшается вплоть до прекращения сгорания в некоторых зонах КС.

Нарушения сгорания в двигателях с принудительным воспламенением проявляются в виде дымного выпуска или чрезмерно больших скоростей повышения давления в цилиндре. Причины этого - нарушения в топливоподаче или уменьшение коэффициента избытка воздуха в цилиндре до $\alpha_{пр}$. Нарушения топливоподачи могут быть вызваны изменением размеров и формы распыляющих отверстий в результате закоксовывания или износа, потери упругости пружин игл форсунок или клапанов топливных насосов, износов прецизионных пар, потери подвижности игл и клапанов форсунок и насосов. Снижение температуры и давления заряда в конце сжатия может быть следствием засорения воздушного фильтра, закоксовывания клапанов и щелей газораспределительных органов, потери плотности клапанов и поршневых колец. При наддуве количество свежего заряда изменяется из-за неплотностей в газоздушном тракте, закоксовывания

вания проточной части турбин, попадания масла (смазки турбокомпрессора) в воздух.

Применение несоответствующих сортов топлива и масла также вызывает нарушения процесса сгорания, проявляющиеся как интенсивное нагарообразование, дымление и жесткое сгорание.

6.2.4. Методы организации процессов сгорания

Основные параметры процесса сгорания, определяющие мощность, экономичность и надежность работы двигателя, - максимальная $(dp/d\varphi)_{\max}$ и средняя $(dp/d\varphi)_{\text{ср}}$ скорости нарастания давления, величина и момент достижения максимального давления цикла, а также количество топлива, сгорающего в процессе расширения.

В двигателях с электрическим зажиганием для оптимизации цикла в зависимости от сорта топлива и степени сжатия изменяют угол опережения зажигания.

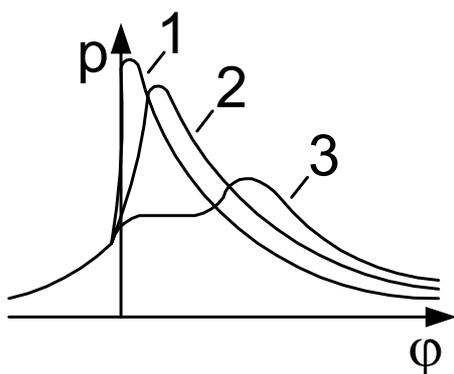


Рис. 6.9. Диаграммы давлений при различных углах опережения зажигания или впрыска топлива

На рис. 6.9 показаны диаграммы давлений при различных углах опережения зажигания или впрыска топлива. Из рис. 6.9 видно, что имеется оптимальное значение угла опережения зажигания или впрыска топлива θ . При малых значениях θ происходит запаздывание сгорания (см. рис. 6.9, линия 3), что приводит к снижению мощности и экономичности двигателя. При больших значениях θ горение смеси начинается слишком рано, что приводит к недопустимо большим значениям скорости нарастания давления и максимального давления цикла.

Скорость сгорания смеси зависит от скорости перемещения U_T фронта пламени и его площади, а скорость перемещения фронта пламени U_T - от состава смеси. Площадь фронта пламени определяется формой камеры сгорания. На рис. 6.10 изображены схемы камер сгорания, позволяющие регулировать скорость сгорания путем изменения площади фронта пламени.

В камере сгорания (см. рис. 6.10, а) фронт пламени увеличивается в начале процесса сгорания и уменьшается в конце, что приводит к тому, что давление в начале процесса сгорания растет быстро, а

затем медленно. Хотя средняя скорость нарастания давления невелика, работа двигателя будет жесткой.

В камере (см. рис. 6.10, б) свеча расположена в узкой ее части. Поверхность фронта распространения пламени увеличивается на протяжении всего процесса распространения пламени в камере сгорания, что приводит к тому, что скорость нарастания давления монотонно возрастает, а значение максимальной скорости нарастания давления недопустимо высоко и работа двигателя будет жесткой.

Высота камеры сгорания (см. рис. 6.10, в) снижается по мере удаления от свечи, что обеспечивает почти постоянную площадь поверхности фронта пламени и скорость повышения давления.

Для обеспечения надежного воспламенения используют послойное смесеобразование, при котором в зоне образования очага сгорания смесь обогащается, а остальная - обедняется до $\alpha = 1,15 \dots 1,5$ и более и поджигается горячей богатой смесью. Такая организация процесса сгорания возможна и в неразделенных камерах сгорания, однако проще организовать такой процесс с помощью отделенной части (форкамеры).

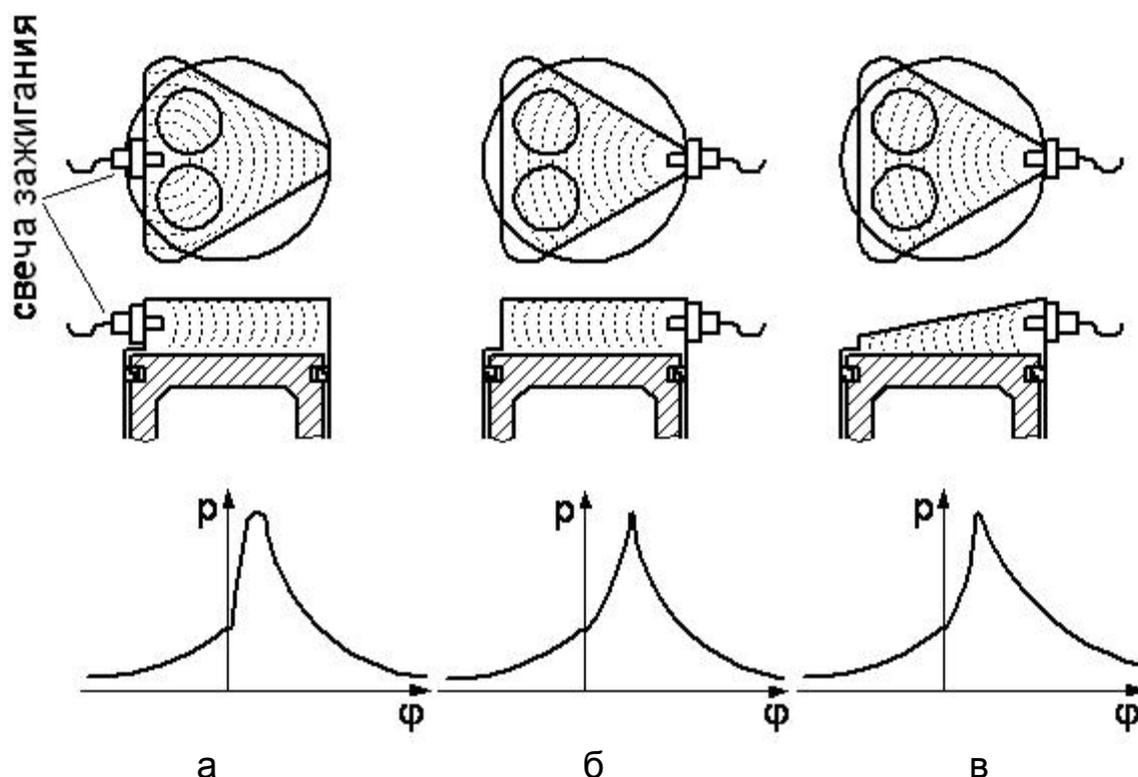


Рис. 6.10. Схемы камер сгорания, позволяющие регулировать скорость сгорания путем изменения площади фронта пламени

6.3. Анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Основные фазы сгорания в двигателях

6.3.1. Фазы сгорания в двигателях с принудительным воспламенением

В ДВС с принудительным воспламенением выделяют следующие фазы сгорания:

- I фаза - образование начального очага пламени от электрической искры и развитие турбулентного фронта пламени от момента зажигания до начала резкого роста давления в цилиндре (рис. 6.11, участок 1 – 2);
- II фаза (быстрого сгорания или основная) - от начала резкого роста давления в цилиндре до достижения фронтом сгорания стенок цилиндра или до момента достижения максимального давления или температуры в цилиндре (см. рис. 6.11, участок 2 – 3);
- III фаза (догорание) - продолжается до конца горения, т. е. до момента, когда скорость выделения теплоты становится равной скорости теплоотдачи в стенки (см. рис. 6.11, участок 3 – 4).

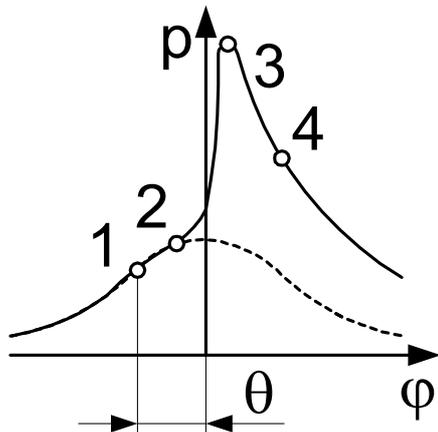


Рис. 6.11. Индикаторная диаграмма ДВС с принудительным воспламенением

цилиндра или до момента достижения максимального давления или температуры в цилиндре (см. рис. 6.11, участок 2 – 3);

- III фаза (догорание) - продолжается до конца горения, т. е. до момента, когда скорость выделения теплоты становится равной скорости теплоотдачи в стенки (см. рис. 6.11, участок 3 – 4).

По индикаторной диаграмме можно выявить такие нарушения процесса сгорания, как калильное зажигание (изменяет протекание I фазы процесса сгорания) и детонация (изменяет II фазу процесса сгорания).

Оптимальный режим процесса сгорания наблюдается, если максимум давления соответствует $12...15^\circ$ после ВМТ. При этом мощность двигателя максимальна, а удельный расход топлива минимален. Так как при изменении числа оборотов двигателя меняется продолжительность I фазы, а при изменении количества подаваемого топлива - коэффициент избытка воздуха α , что приводит к изменению нормальной скорости распространения пламени U_H и продолжительности II фазы процесса сгорания, то для поддержания оптимального режима работы ДВС необходимо изменять угол опережения за-

жигания θ в зависимости от оборотов двигателя Π и коэффициента избытка воздуха α .

6.3.2. Фазы сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия

В ДВС с воспламенением от сжатия выделяют следующие фазы сгорания:

- I фаза - задержка воспламенения от начала впрыска топлива до момента отклонения кривой давления при сгорании от кривой при сжатии-расширении или до визуально обнаруженной вспышки топлива (рис. 6.12, участок 1 – 2);
- II фаза (быстрого сгорания) - от момента отклонения кривой давления при сгорании от кривой при сжатии-расширении или до визуально обнаруженной вспышки топлива до момента достижения максимального давления в цилиндре (см. рис. 6.12, участок 2 – 3);
- III фаза - сгорание при почти постоянном и несколько понижающемся давлении от момента достижения максимального давления в цилиндре до момента достижения максимальной температуры в цилиндре (см. рис. 6.12, участок 3 - 4);
- IV фаза - догорание топлива и продуктов его неполного окисления (см. рис. 6.12, участок 4 - 5).

Оптимальный режим процесса сгорания наблюдается, если максимум давления соответствует $10...15^\circ$ после ВМТ. При этом наблюдается максимум удельной мощности и КПД цикла. Поддерживать оптимальный режим при изменении числа оборотов двигателя, влияющего на продолжительность I фазы процесса сгорания, можно, регулируя угол опережения впрыска топлива. Однако необходимо помнить, что при увеличении угла опережения зажигания возрастает максимальное давление в цикле, а также скорость нарастания давления в цикле.

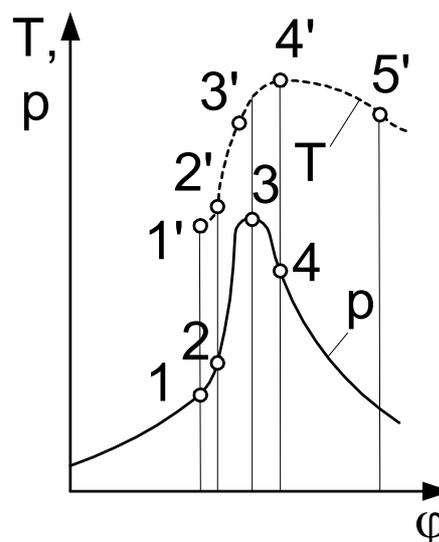


Рис. 6.12. Индикаторная диаграмма ДВС с воспламенением от сжатия

6.4. Характеристики тепловыделения

В обратимых термодинамических циклах ДВС рассматривают три способа подвода теплоты к рабочему телу - при постоянном объеме,

постоянном давлении и смешанный. Закон подвода теплоты определяет вид процесса, от него зависит и термодинамическая эффективность цикла. В действительном рабочем цикле к рабочему телу подводится и используется на изменение внутренней энергии теплота, образующаяся при сгорании топлива ($Q_{\text{выд}}$) и не отведенная через стенки цилиндра (Q_w):

$$Q_{\text{исп}} = Q_{\text{выд}} - Q_w, \quad (6.6)$$

где $Q_{\text{исп}}$ - использованная теплота.

Зависимость $Q_{\text{исп}}(V)$ или $Q_{\text{исп}}(\varphi)$ называют *характеристикой использования теплоты*. Характеристика тепловыделения позволяет оценивать и совершенствовать процесс сгорания с точки зрения термодинамической эффективности цикла. Анализируют, как правило, не абсолютные, а относительные характеристики.

Относительная характеристика выделения теплоты равна отношению выделившейся теплоты в произвольной точке на теплоту, выделившуюся в результате сгорания цикловой дозы топлива $g_{\text{т.ц}}$:

$$\chi_{\text{выд}}(V) = Q_{\text{выд}}(V)/Q_{\text{выд.ц}}. \quad (6.7)$$

Относительная характеристика использования теплоты (коэффициент использования теплоты) равна отношению изменения внутренней энергии рабочего тела при сгорании в произвольной точке на теплоту, выделившуюся в результате сгорания цикловой дозы топлива $g_{\text{т.ц}}$:

$$\xi(V) = Q_{\text{исп}}(V)/Q_{\text{выд.ц}}. \quad (6.8)$$

Количество теплоты, выделившейся при сгорании цикловой дозы топлива, определяют по формуле

$$Q_{\text{выд.ц}} = H_u g_{\text{т.ц}} - Q_{\text{нед}} - Q_{\text{дис}} = \chi H_u g_{\text{т.ц}}, \quad (6.9)$$

где $Q_{\text{нед}}$ – потери теплоты, связанные с неполным сгоранием и недогоранием топлива;

$Q_{\text{нед}}$ – потери теплоты при диссоциации молекул;

$\chi = \kappa \psi$ – коэффициент выделения теплоты при сгорании цикловой дозы топлива;

$\kappa = 1 - Q_{\text{нед}}/(H_u g_{\text{т.ц}})$ – коэффициент полноты сгорания;

$\psi = 1 - Q_{\text{дис}} / (H_u g_{\text{т.ц}})$ – коэффициент потерь теплоты при диссоциации.

На рис. 6.13 дан пример относительной характеристики тепловыделения и использования теплоты.

Отметим, что $X_{\text{выд}} < 1$, так как сгорание продолжается и после открытия выпускного клапана. Условно принимают, что концу сгорания соответствует

$$X_{\text{выд}} = 0,98 \dots 0,99.$$

При анализе характеристик тепловыделения сравнивают величину теплоты в характерных точках кривых: при максимальном давлении в цилиндре ξ_p и температуре ξ_T .

Отмечают положение максимумов относительно ВМТ, указывают величину максимума использованной теплоты ξ_{max} и продолжительность сгорания φ_z . В двигателе с принудительным

воспламенением $\xi_p = 0,8 \dots 0,85 \xi_{\text{max}}$, а оптимальная продолжительность сгорания $\varphi_z = 40 \dots 50^\circ$.

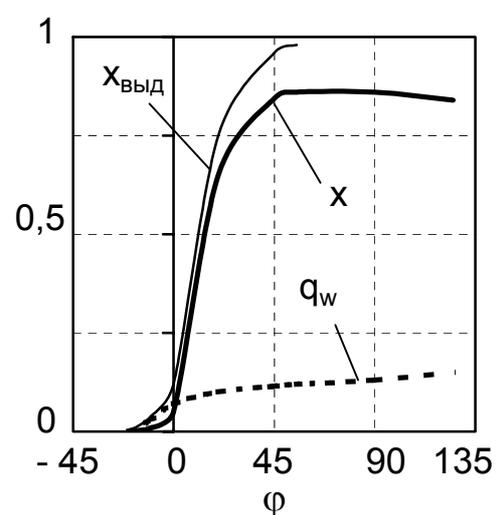


Рис. 6.13. Относительная характеристика тепловыделения и использования теплоты

6.5. Образование токсических веществ при сгорании топлива в двигателях

6.5.1. Окись углерода

Причина образования окиси углерода (CO) - недостаток кислорода в топливовоздушной смеси. Кроме того, образование окиси углерода возможно в результате распада альдегидов в зоне холодного пламени и вследствие диссоциации двуокиси углерода в области высоких температур.

Концентрация окиси углерода в выпускных газах определяется в основном средним коэффициентом избытка воздуха в цилиндре: от

7% на богатой смеси до 0,2...0,3% при работе на бедной смеси. При $\alpha = 1$ концентрация CO в продуктах сгорания может составлять до 1%, что связано с неоднородностью состава смеси в отдельных цилиндрах.

Так как в цилиндре дизельного двигателя всегда есть в избытке воздух, то концентрация CO в выпускных газах дизелей не превышает 0,2...0,3%.

На рис. 6.14 дан пример зависимости концентрации токсических

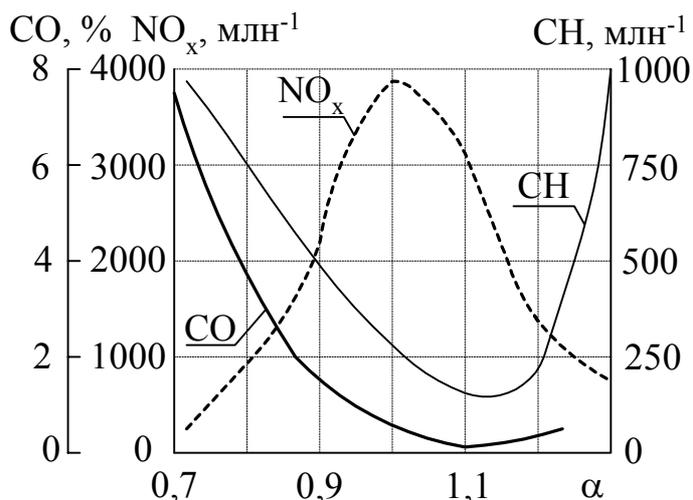


Рис. 6.14. Концентрация токсических веществ в выпускных газах карбюраторного четырехтактного двигателя

веществ в выпускных газах ДВС от коэффициента избытка воздуха. Из рис. 6.14 следует, что минимум концентрации окиси углерода соответствует $\alpha = 1,05...1,1$.

6.5.2. Углеводороды

Углеводородные соединения содержатся в выпускных газах в виде продуктов неполного окисления и разложения топлива и в виде паров

топлива при всех режимах работы двигателя, включая режимы его наилучшей экономичности.

В ДВС с принудительным воспламенением неполное сгорание топлива происходит в тонком пристенном слое горючей смеси, в котором из-за теплоотдачи в стенки температура значительно ниже средней температуры в цилиндре, и скорости реакции не хватает для полного окисления топлива. Толщина зоны гашения пламени в пристеночном слое камеры сгорания составляет 0,05...0,38 мм.

При $\alpha = 1,1...1,2$ концентрация углеводородов достигает минимума. Повышение концентрации углеводородов при работе на богатых смесях объясняется недостатком окислителя. При работе на излишне обедненной смеси концентрация углеводородов также достаточно высока, что объясняется появлением пропусков воспламенения.

В ДВС с воспламенением топлива от сжатия неполное сгорание топлива с образованием сажи и углеводородов (в основном метана и этилена) происходит из-за плохого распыла топлива в конце его

впрыска. Концентрация углеводородных соединений в выпускных газах дизелей невелика.

6.5.2. Окислы азота

Азот окисляется с образованием окиси азота NO и небольшого количества двуокиси азота NO₂ при температурах выше 1500 К. При температуре 2300 К и выше время реакции составляет $10^{-2} \dots 10^{-6}$ с.

Согласно теории Я.Б. Зельдовича скорость образования окиси азота определяется максимальной температурой в зоне реакций, концентрацией кислорода и азота в продуктах сгорания и не зависит от химических свойств топлива (если оно не содержит азот) и материала стенок камеры сгорания.

Концентрация окислов азота в выхлопных газах достигает максимума при работе двигателя на смеси, близкой к стехиометрической ($\alpha = 1 \dots 1,05$), когда концентрация несвязанного кислорода в продуктах сгорания достаточно высока, а максимальная температура цикла не намного ниже ее абсолютного максимума при работе на богатой смеси (при $\alpha = 0,9 \dots 0,95$).

Существенная температурная неоднородность в камере сгорания дизелей приводит к тому, что концентрация окислов азота также высока, хотя примерно в два раза ниже, чем в ДВС с принудительным воспламенением.

6.5.2. Сажа

Сажа образуется вследствие пиролиза топлива при высокой температуре в среде с недостатком кислорода. Подобные условия наблюдаются в ядре топливного факела вблизи форсунки при впрыске последних порций топлива. Сажа представляет собой твердые сферические частицы с начальным диаметром около 0,45 мкм. Частицы образуют структурные соединения размером в несколько микрон.

6.6. Пути уменьшения выбросов вредных веществ

Непременные условия для обеспечения низкой концентрации окиси углерода и углеводородов в выпускных газах - достаточный избыток кислорода в горючей смеси и высокая скорость горения. Для этого:

- повышают интенсивность турбулентности смеси в камере сгорания;

- увеличивают продолжительность и мощность электрической искры для расширения области работы двигателя на бедной смеси;
- улучшают распыление топлива и его испарение, совершенствуя устройства для подготовки топливоздушная смеси;
- турбулизируют и подогревают смесь во впускном трубопроводе;
- повышают температуру стенок и уменьшают площадь поверхности камеры сгорания.

Уменьшения концентрации окислов азота достигают, создавая в камере сгорания условия, при которых скорость реакций окисления азота уменьшается. Это достигается понижением максимальной температуры газов и концентрации несвязанного кислорода в продуктах сгорания.

Концентрация окислов азота (см. рис.6.14) при $\alpha > 1,3$ существенно ниже, чем при горении стехиометрической смеси. Однако в ДВС с неразделенной камерой сгорания при $\alpha > 1,2$ появляются пропуски воспламенения, а минимальный расход топлива получается при $\alpha = 1,05...1,15$. Устойчивую работу двигателя на обедненной смеси можно обеспечить повышением турбулентности заряда в камере сгорания. Обеднение смеси целесообразно до $\alpha = 1,1...1,4$. При этом токсичность выпускных газов существенно снижается.

Снижение дымности дизелей достигается улучшением распыления топлива (путем повышения давления впрыска), совершенствованием смесеобразования и сгорания. Возможно применение антидымных присадок (например, органометаллических присадок, содержащих барий и марганец), разделенного впрыска топлива и рециркуляции выхлопных газов.

7. ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И РАСШИРЕНИЯ

7.1. Введение

В идеализированных циклах ДВС процесс расширения - адиабатный. Реальный процесс расширения можно представить в виде большого числа политропических процессов. Показатель политропы n этих процессов существенно изменяется: вблизи максимума давления цикла $n \approx 0$ (процесс близок к изобарному), вблизи максимума температуры $n \approx 1$ (процесс близок к изотермическому). К концу

процесса расширения показатель политропы возрастает до $n = 1,5 \dots 1,6$. Отметим, что среднее значение показателя адиабаты при $\alpha = 1$ и температурах от 1000 до 2000 °С равно $k_{cp} = 1,26$, т. е. процесс расширения происходит как с отводом, так и подводом теплоты.

Таким образом, реальный процесс расширения рабочего тела в ДВС протекает сложно и требует введения упрощений для математического описания.

7.2. Расчет процессов сгорания и расширения методом Гриневецкого – Мазинга

7.2.1. Основные допущения

При расчете процессов сгорания и расширения методом Гриневецкого – Мазинга принимают следующие основные допущения:

- в двигателе с воспламенением от сжатия теплота подводится к рабочему телу в изохорном с - z' и изобарном процессах z' - z, а в двигателе с принудительным воспламенением – в изохорном процессе с - z;
- количество теплоты, подведенное к рабочему телу на участке видимого сгорания с - z, оценивается по опытным характеристикам использования теплоты:

$$Q_{CZ} = Q_{исп} = \xi_Z Q_{выд.ц} = \xi_Z \chi H_u g_{Т.ц}; \quad (7.1)$$

- в качестве рабочего тела примем смесь идеальных газов;
- в расчете принимают, что изменение массы и состава рабочего тела при сгорании происходит только в процессе с - z, а в процессе z - b количество и состав рабочего тела остаются неизменными;
- процесс расширения описывается одной политропой;
- все процессы в цилиндре - внутренне обратимые.

Приведенный в формуле (7.1) коэффициент использования теплоты ξ_Z на участке видимого сгорания учитывает потери теплоты в результате теплообмена со стенками и другие необратимые потери в процессе сгорания. Подвод теплоты не заканчивается в точке z, так как $\xi_Z < \xi_{max}$. Остальная теплота передается в процессе расширения z - b:

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_Z) \chi H_u g_{Т.ц}. \quad (7.2)$$

Коэффициенты использования теплоты ξ_z на участке видимого сгорания для номинального режима работы двигателя:

- ДВС с принудительным воспламенением $\xi_z = 0,8 \dots 0,9$;
- газовые двигатели с принудительным воспламенением $\xi_z = 0,8 \dots 0,85$;
- двигатели с самовоспламенением от сжатия $\xi_z = 0,65 \dots 0,8$.

Меньшие значения коэффициентов использования теплоты относятся к высокооборотным ДВС и двигателям с высоким давлением наддува.

При расчете свойств рабочего тела в точке с количество газов M_c состоит из $M_{1ц}$ кмоль свежего заряда и M_r кмоль остаточных газов:

$$M_c = M_{1ц} + M_r. \quad (7.3)$$

В точке z количество газов M_z состоит из $M_{2ц}$ кмоль продуктов сгорания и M_r кмоль остаточных газов:

$$M_z = M_{1ц} + M_r. \quad (7.3)$$

7.2.2. Исходные уравнения

В качестве исходных уравнений используют выражение первого закона термодинамики для участка видимого сгорания с - z и уравнение Клапейрона – Менделеева для газов в цилиндре в точке z:

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{cz}, \quad (7.4)$$

$$p_z V_z = R_\mu M_z T_z. \quad (7.5)$$

Запишем изменение внутренней энергии в процессе с - z в виде

$$U_z - U_c = u_{z_{п.с}} (M_{2ц} + M_r) - u_{c_{см}} (M_{1ц} + M_r). \quad (7.6)$$

Подставив (7.1) и (7.6) в (7.4), получим

$$\xi_z \chi H_u g_{т.ц} = u_{z_{п.с}} (M_{2ц} + M_r) - u_{c_{см}} (M_{1ц} + M_r) + L_{cz}. \quad (7.7)$$

7.2.3. Расчет процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия

При расчете процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия определяют два неизвестных - температуру T_z и объем

газов V_z в конце процесса сгорания. Работа газов в изобарном процессе $z' - z$ определяется формулой

$$L_{z'z} = L_{cz} = \int_{V_c}^{V_z} p dV = p_z V_z - p_z V_c = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (7.8)$$

Подставив (7.5) в (7.8), получим

$$L_{cz} = R_\mu (M_{2ц} + M_r) T_z - \lambda R_\mu (M_{1ц} + M_r) T_c. \quad (7.9)$$

Подставим (7.9) в (7.7):

$$\begin{aligned} \xi_z \chi H_u g_{т.ц} &= u_{z_{п.с.}} (M_{2ц} + M_r) - u_{c_{см}} (M_{1ц} + M_r) + \\ &+ R_\mu (M_{2ц} + M_r) T_z - \lambda R_\mu (M_{1ц} + M_r) T_c. \end{aligned} \quad (7.10)$$

Отношение количества рабочего тела в конце и в начале видимого сгорания называется *коэффициентом молекулярного изменения рабочей смеси*:

$$\mu = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_{2ц} + M_r}{M_{1ц} + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (7.11)$$

Разделим почленно (7.10) на

$$M_{1ц} + M_r = M_{1ц} (1 + \gamma) = M_1 g_{т.ц} (1 + \gamma) \quad (7.12)$$

и переставим члены с известными $u_{c_{см}}$ и T_c в левую часть уравнения

$$\xi_z \chi H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + u_{c_{см}} + \lambda R_\mu T_c = \mu (u_{z_{п.с.}} + R_\mu T_z). \quad (7.13)$$

Внутренняя энергия 1 кмоль рабочей смеси в точке с

$$\begin{aligned} u_{c_{см}} &= u_{c_{с.3}} r_{с.3} + u_{c_{п.с.}} r_{п.с.} = \\ &= (u_{c_{с.3}} M_{1ц} + u_{c_{п.с.}} M_r) / (M_{1ц} + M_r). \end{aligned} \quad (7.14)$$

Подставив (7.14) в (7.13) и приняв сгорание полным и коэффициент выделения теплоты $\chi = 1$, получим

$$\begin{aligned} \xi_z H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + (u_{c_{с.3}} + \gamma u_{c_{п.с.}}) / (1 + \gamma) + \lambda R_\mu T_c &= \\ = \mu (u_{z_{п.с.}} + R_\mu T_z). \end{aligned} \quad (7.15)$$

Выражение (7.15) используют для расчета T_z . Для определения давления и объема газов в точке z есть только одно уравнение (7.5),

поэтому в исходных данных должно быть задано максимальное давление цикла или степень повышения давления $\lambda = p_z/p_c$.

В расчетах обычно находят не V_z , а степень предварительного расширения $\rho = V_z/V_c$:

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (7.16)$$

7.2.4. Расчет процесса сгорания в двигателе с принудительным воспламенением

При расчете процесса сгорания в двигателе с принудительным воспламенением определяют одну неизвестную температуру T_z в конце процесса сгорания. Так как процесс сгорания принят изохорным, то $V_z = V_c$.

Работа газов в изохорном процессе с - z равна нулю: $L_{cz} = 0$.

После преобразований (7.4), аналогичным приведенным в подразд. 7.2.3,

$$\xi_z \chi H_u / [M_1(1 + \gamma)] + (u_{c_{c.3}} + \gamma u_{c_{п.с}}) / (1 + \gamma) = \mu u_{z_{п.с}}. \quad (7.17)$$

Приняв сгорание при $\alpha > 1$ полным и коэффициент выделения теплоты $\chi = 1$, получим

$$\begin{aligned} \frac{\xi_z \chi H_u}{M_1(1 + \gamma)} + \frac{1 + \gamma r_\alpha}{1 + \gamma} u_{c_{c.3}} + \frac{\gamma r_0}{1 + \gamma} u_{0_c} = \\ = \mu (u_{0_z} r_0 + u_{z_{c.3}} r_\alpha). \end{aligned} \quad (7.18)$$

Решив уравнение (7.18) относительно T_z , по формуле (7.5) определим расчетное давление в конце процесса видимого сгорания p_{z_p} .

Принятое допущение о подводе теплоты в изохорном процессе не вызывает заметного отклонения величин индикаторного КПД и работы цикла, но получаемое максимальное давление существенно выше действительного. Отклонение учитывают поправочным коэффициентом

$$p_{z_d} = p_{z_p} \varphi_p, \quad (7.19)$$

принимая $\varphi_p = 0,8..0,9$.

7.2.5. Расчет процесса сгорания в газовом двигателе

При расчете процесса сгорания в газовом двигателе с принудительным воспламенением определяют одну неизвестную температуру T_z в конце процесса сгорания. Так как процесс сгорания принят изохорным, то $V_z = V_c$.

При расчетах цикла газового двигателя в уравнении сгорания удельную теплоту сгорания 1 м^3 горючего газа обычно принимают для нормальных физических условий (при температуре $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $101,3 \text{ кПа}$), а количество продуктов сгорания и свежего заряда, кмоль, относят в расчете к 1 кмоль горючего газа. Единицы измерения членов уравнения приводят в соответствие путем умножения на объем 1 кмоль при нормальных условиях, равный $22,4 \text{ м}^3$. Тогда уравнение (7.17) примет вид

$$22,4 \xi_{z\chi} \chi H_u / [M_1(1 + \gamma)] + (u_{c_{c.3}} + \gamma u_{c_{п.с}}) / (1 + \gamma) = \mu u_{z_{п.с}}. \quad (7.20)$$

Решив (7.20) относительно T_z , по формуле (7.5) определяют давление в конце процесса видимого сгорания p_z . Вводимая поправка φ_p аналогична приведенной в подразд. 7.2.4.

7.2.6. Расчет процесса расширения

При расчете цикла методом Гриневецкого – Мазинга процесс расширения описывают одной политропой. В ходе расчета определяют показатель политропы расширения n_2 и параметры рабочего тела в конце процесса расширения T_b и p_b .

Температура T_b и давление p_b в конце процесса расширения

$$T_b = T_z (V_z / V_b)^{n_2 - 1} = p_z / \delta^{n_2 - 1}, \quad (7.21)$$

$$p_b = p_z (V_z / V_b)^{n_2} = p_z / \delta^{n_2}, \quad (7.22)$$

где $\delta = \varepsilon / \rho$ – коэффициент последующего расширения (см. подразд. 1.2.3.2).

Показатель политропы находят из уравнения первого закона термодинамики, записанного для процесса расширения $z - b$:

$$Q_{zb} = U_b - U_z + L_{zb}. \quad (7.23)$$

Подведенная в процессе $z - b$ теплота определяется формулой

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z) \chi H_u g_{т.ц}. \quad (7.24)$$

Подставим выражение (7.24) в (7.23) и перейдем к удельным параметрам

$$\frac{\chi H_u (\xi_b - \xi_z)}{M_1(\mu_0 + \gamma)} = \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{n_2 - 1} - (u_{z_{п.с}} - u_{b_{п.с}}). \quad (7.25)$$

В расчетах циклов при $\alpha > 1$ принимают $\chi = 1$ [3, с.156]. Рассматривая продукты сгорания как смесь продуктов сгорания стехиометрической смеси и избыточного воздуха, получаем

$$\frac{H_u (\xi_b - \xi_z)}{M_1(\mu_0 + \gamma)} = \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{n_2 - 1} - r_\alpha (u_{z_{с.з}} - u_{b_{с.з}}) - r_0 (u_{0_z} - u_{0_b}). \quad (7.26)$$

Так как в формулу (7.26) входят величины $u_{b_{с.з}}$ и u_{0_b} , зависящие от T_z , то для определения показателя политропы сжатия и температуры в конце процесса сжатия необходимо решить систему уравнений (7.21) и (7.26).

Согласно (7.26) значение показателя политропы сжатия зависит от подведенной теплоты (пропорциональной разности $\xi_b - \xi_z$), температурных пределов цикла и состава продуктов сгорания. По опытным данным $\xi_b = 0,82 \dots 0,87$, а в комбинированных двигателях - значение достигает 0,92.

В табл. 7.1 приведены параметры газа в конце процесса расширения, полученные в расчетах цикла при номинальном режиме по схеме Гриневецкого – Мазинга.

Таблица 7.1. Параметры процесса расширения

Тип двигателя	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновые	1,22...1,28	0,35...0,5	1200...1500
Дизели	1,15...1,30	0,25...0,6	1000...1200

8. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

8.1. Общие сведения об индикаторных показателях двигателя

Индикаторные показатели характеризуют действительный рабочий цикл и определяются расчетом цикла или экспериментально по снятой индикаторной диаграмме изменения давлений в цилиндре за время рабочего цикла. К ним относятся среднее индикаторное давление p_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i , относительный КПД η_g и индикаторный удельный расход топлива g_i .

8.2. Среднее индикаторное давление

Средним индикаторным давлением называют условное, постоянное по величине давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ к НМТ, равную работе газа за рабочий цикл.

Определяют среднее индикаторное давление как отношение индикаторной работы цикла к объему цилиндра:

$$p_i = L_{ip} / V_h. \quad (8.1)$$

Рассмотрим идеализированный цикл поршневого двигателя $acsz'zba$, состоящий из политропного сжатия $a - c$, изохоры $c - z'$ и изобары $z' - z$ подвода теплоты, политропного расширения $z' - b$ и изохорного отвода теплоты $b - a$ (см. рис. 2.1, г). Среднее индикаторное давление данного цикла определяют по формуле

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right], \quad (8.2)$$

где n_1, n_2 – показатели политропы сжатия и расширения.

Если подвод теплоты – изохорный, то формула (8.2) имеет вид

$$\begin{aligned} p_{ip} &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (8.3) \end{aligned}$$

Если теплота в цикле подводится только при постоянном давлении, то среднее индикаторное давление цикла

$$\begin{aligned}
p_{ip} &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\rho - 1 + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\
&= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\rho - 1 + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (8.4)
\end{aligned}$$

Определяемое по формулам (8.2) – (8.4) значение среднего индикаторного давления p_{ip} больше действительного:

$$p_i = \varphi_{\Pi} p_{ip}, \quad (8.5)$$

где φ_{Π} – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\varphi_{\Pi} = 0,92 \dots 0,97$, меньшее значение относится к дизелям.

Если камера сгорания - разделенная, то дополнительные потери на перетекание в отделенную часть камеры и из нее в процессах сжатия и расширения и при теплообмене учитывают коэффициентом $\varphi_K = 0,9 \dots 0,95$. Меньшее значение характерно для предкамер, большее – для вихревых камер. Работа насосных ходов в четырехтактном двигателе уменьшает значение среднего индикаторного давления на величину поправки на насосные ходы:

$$\Delta p_i = \varphi_H (p_a - p_r), \quad (8.6)$$

где φ_H – коэффициент, учитывающий изменение давления в цилиндре в процессе выпуска. Обычно $\varphi_H = 0,75 \dots 1,0$.

Тогда формула (8.6) приобретает вид

$$p_i = \varphi_{\Pi} \varphi_K p_{ip} + \Delta p_i. \quad (8.7)$$

В табл. 8.1 приведены индикаторные показатели для ДВС различных типов [3, с. 167].

8.3. Индикаторная мощность двигателя

Индикаторная мощность двигателя N_i – это работа газов цилиндра за одну секунду. Она является функцией среднего индикаторного давления p_i , рабочего объема цилиндра V_H , числа цилиндров i , числа тактов цикла τ и оборотов коленчатого вала двигателя n :

$$N_i = (2p_i V_h n) / \tau. \quad (8.8)$$

Единица измерения N_i в формуле (8.8) – кВт, единица измерения оборотов коленчатого вала двигателя n – с⁻¹.

8.4. Индикаторный и относительный КПД

Индикаторным КПД η_i называют отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u g_T}. \quad (8.9)$$

В отличие от термического индикаторный КПД учитывает все потери в процессах действительного цикла, т. е. не только отвод теплоты к холодному источнику, но и потери, вызванные неполнотой сгорания, диссоциацией, утечками рабочего тела через неплотности, отводом теплоты в стенки и с отработанными газами.

Сравнение индикаторного и термического КПД цикла позволяет оценить совершенство действительного цикла. Для этого используют *относительный КПД цикла* η_g , равный отношению индикаторного и термического КПД:

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t. \quad (8.10)$$

Таблица 8.1. Индикаторные показатели для различных двигателей

Тип двигателя	Индикаторный показатель		
	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
Бензиновые двигатели			
Без наддува	0,4...1,2	0,25...0,4	205...330
С наддувом	0,9...1,9	0,25...0,4	205...330
Дизели четырехтактные			
Без наддува	0,75...1,2	0,39...0,49	175...220
С наддувом	1,4...3,0	0,39...0,49	175...220
Дизели двухтактные			
Без наддува	0,5...0,9	0,39...0,53	162...220
С наддувом	1,0...2,2	0,39...0,53	162...220
Калоризаторные двигатели			
-	до 0,6	0,28...0,32	268...307
Газовые двигатели			
Без наддува	0,6...0,8	0,28...0,38	8600...13400*
С наддувом	0,9...1,4	0,28...0,38	8600...13400*

Относительный КПД цикла η_g составляет 0,7...0,9, т. е. потери, связанные с необратимостью процессов действительного цикла, достигают 10...30% работы цикла. Это говорит о больших возможностях дальнейшего совершенствования рабочих процессов в ДВС.

Выведем уравнение для индикаторного КПД. Подставив в (8.9) выражение для работы из (8.1) и выполнив ряд преобразований, получим

$$\eta_i = p_i R_\mu M_1 T_k / (p_k \eta_v H_u), \quad (8.11)$$

где η_v – коэффициент наполнения при давлении p_k и температуре T_k на впуске (см. подразд. 4.3.1).

Для газовых двигателей H_u и M_1 относят к 1 м³ топлива при стандартных условиях, поэтому формула (7.37) приобретает вид

$$\eta_i = p_i R_\mu M_1 T_k / (22,4 p_k \eta_v H_u). \quad (8.12)$$

8.5. Удельный индикаторный расход топлива

Удельный индикаторный расход топлива равен частному от деления часового расхода топлива на индикаторную мощность:

- для двигателей на жидком топливе, г/(кВт·ч),

$$g_i = 1000 \cdot G_T / N_i, \quad (8.13)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч;

- для газовых двигателей, м³/(кВт·ч),

$$v_i = V_T / N_i, \quad (8.14)$$

где V_T – часовой расход топлива, м³/ч.

Установим связь между индикаторным КПД и удельным индикаторным расходом топлива. Преобразуем уравнение (7.35):

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 3600}{H_u G_T \cdot 1000} = \frac{3600}{H_u (1000 \cdot G_T) / N_i} = \frac{3600}{H_u g_i}. \quad (8.15)$$

Выражение (8.15) можно записать в виде

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}. \quad (8.16)$$

Подставив выражение (8.11) в (8.16), получим

$$g_i = \frac{3600 \cdot p_k \eta_v}{p_i R_\mu M_1 T_k}. \quad (8.17)$$

Для газовых двигателей (8.17) имеет вид

$$v_i = \frac{3600 \cdot 22,4 \cdot p_k \eta_v}{p_i R_\mu M_1 T_k}. \quad (8.18)$$

Теплота сгорания различных топлив сильно отличается. Это затрудняет сравнение экономичности газовых двигателей по V_i . Для сравнения вводят специальный параметр – *удельный расход теплоты* q_i , равный произведению удельного индикаторного расхода топливного газа на низшую теплоту его сгорания:

$$q_i = v_i H_u. \quad (8.19)$$

8.6. Влияние различных факторов на индикаторные показатели

8.6.1. Влияние конструктивных и регулировочных факторов

8.6.1.1. Степень сжатия

Согласно уравнениям (2.13) и (2.14) увеличение степени сжатия ε способствует повышению η_t и p_t всех термодинамических циклов, при неизменном η_g приведет к росту η_i (8.10). Однако при чрезмерно больших ε происходит снижение η_g вследствие увеличения отвода теплоты в стенки, утечек рабочего тела и возможных нарушений процесса сгорания.

8.6.1.2. Размеры цилиндра

Увеличение диаметра D цилиндра при сохранении соотношения S/D позволяет увеличить проходное сечение клапанов и улучшить наполнение цилиндра, но повышает возможность возникновения детонации в двигателях с принудительным воспламенением. В дизелях рост диаметра цилиндра должно сопровождаться увеличением числа форсунок и дальноточности их факела, а также интенсивности вихря.

В целом увеличение диаметра D цилиндра при сохранении соотношения S/D уменьшает относительную поверхность, воспринимающую теплоту газов, что способствует росту индикаторного КПД.

8.6.1.3. Конструкционные материалы

Применение алюминиевых сплавов вместо чугунов в головках цилиндров и поршнях ДВС с принудительным зажиганием приводит к снижению температур конструктивных элементов ДВС. Это позволяет повысить степень сжатия на 0,5...1,2, что вместе с уменьшением перегрева заряда увеличивает коэффициент наполнения η_v , η_i и p_i .

В дизельных двигателях при использовании стальных сплавов и чугунов вместо алюминиевых уменьшаются потери теплоты через стенки, что снижает продолжительность задержки воспламенения и повышает p_i на 0,05...0,12 МПа. Однако при этом также возрастает масса двигателя.

Уменьшить потери теплоты через стенки цилиндра и их температуру можно, применив керамическое теплозащитное покрытие стенок цилиндра. Однако с помощью этого покрытия можно снизить экономичность ДВС на 1...2% из-за каталитического влияния на реакцию сгорания.

8.6.1.4. Интенсивность охлаждения

Увеличение интенсивности охлаждения улучшает работу ДВС с воспламенением от сжатия, снижая вероятность возникновения детонации, и ухудшает работу ДВС с принудительным воспламенением, увеличивая потери теплоты через стенки цилиндра.

8.6.1.5. Коэффициент наполнения и форма камеры сгорания

Коэффициент наполнения не влияет на индикаторный КПД цикла. Форма камеры сгорания влияет на качество смесеобразования и сгорания, на величину поверхности теплообмена и гидравлических сопротивлений. В двигателях с принудительным воспламенением предпочтительны компактные камеры сгорания, так как они позволяют использовать более высокие ε . Различные устройства для турбулизации смеси (предкамеры, вытеснители) позволяют повысить индикаторный КПД на режимах неполных мощностей, но уменьшают его значение на номинальном режиме вследствие увеличения гидравлических сопротивлений.

8.6.1.6. Закон подачи топлива

В ДВС с принудительным воспламенением закон подачи топлива на индикаторные параметры не влияет, так как к моменту зажигания смесь становится достаточно однородной.

В ДВС с воспламенением от сжатия закон подачи топлива влияет на тонкость распыления и мгновенную скорость подачи топлива и, следовательно, на скорость нарастания давления $dp/d\varphi$, величину максимального давления p_{max} в цилиндре и момент его достижения, т. е. на λ , ρ и δ расчетных циклов. Таким образом, подбирая закон подачи топлива, можно обеспечить рост η_i при приемлемом изменении прочих параметров цикла.

8.6.1.7. Состав смеси

Согласно выражению (7.37) $\eta_i \sim M_1$. Из (3.6) – (3.8) следует, что при увеличении коэффициента избытка воздуха α увеличивается и количество горючей смеси на один килограмм топлива M_1 . Поэтому формально при росте коэффициента избытка воздуха должен возрасти и индикаторный КПД.

В ДВС с принудительным воспламенением максимум индикаторного КПД соответствует $\alpha = 1,05 \dots 1,15$. При дальнейшем увеличении α уменьшение скорости сгорания приводит к увеличению тепловых потерь через стенки камеры сгорания и уменьшению η_i .

В дизельных двигателях зависимость скорости сгорания смеси от α проявляется менее четко из-за высокой неоднородности ее состава по объему камеры сгорания и времени. Поэтому максимум индикаторного КПД будет приходиться на $\alpha = 2,8 \dots 3,5$ при неразделенных камерах и на $\alpha = 5 \dots 6$ - при разделенных камерах.

На рис. 8.1 показаны зависимости η_i и p_i от α . Отметим, что для дизельных двигателей, как правило, работа двигателя на режиме, соответствующем максимуму среднего индикаторного давления, недопустима, так как максимум p_i приходится на $1 < \alpha < \alpha_{пр}$ и

имеет место дымный выпуск (в продуктах сгорания присутствует сажа).

8.6.1.8. Угол опережения зажигания (впрыска топлива)

На рис. 8.2 дан пример зависимости индикаторных показателей от угла опережения зажигания при одинаковых прочих условиях. Из рис. 8.2 видно, что для каждого режима работы двигателя имеется оптимальный угол опережения зажигания θ_H (см. подразд. 6.3).

8.6.2. Влияние эксплуатационных факторов

8.6.2.1. Условия при впуске и выпуске

Согласно формулам (8.2) – (8.4) среднее индикаторное давление p_i прямо пропорционально давлению в начале процесса сжатия p_K . Это позволяет совершенствовать двигатели посредством уменьшения потерь на впуске в цилиндры и применения наддува. Уменьшение температуры свежего заряда в начале процесса сжатия (обеспечиваемое, например, охлаждением воздуха после компрессора) так-

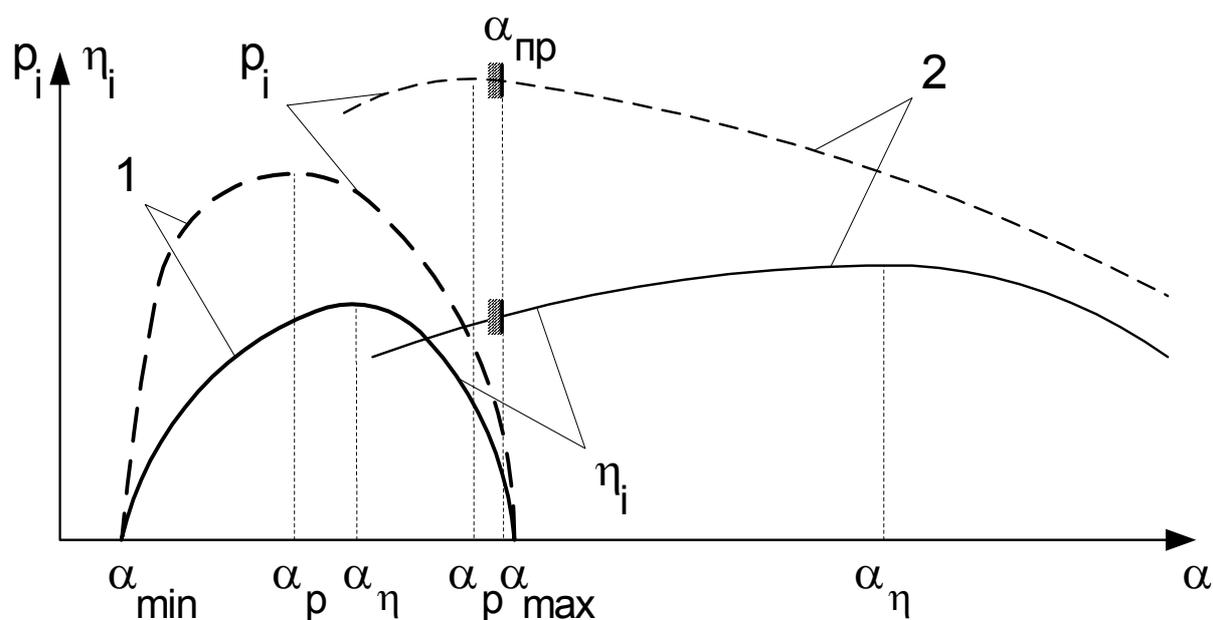


Рис. 8.1. Зависимости η_i и p_i от α : 1 – для двигателей с принудительным воспламенением; 2 – для дизелей

же увеличит плотность свежего заряда в начале процесса сжатия и увеличит p_i .

В ДВС с принудительным воспламенением увеличение p_k и T_k ускоряет процессы предпламенных химических процессов в негорящей смеси, что повышает вероятность развития детонации. Поэтому использование наддува в таких двигателях ограничивается октановым числом топлива и применяют его главным образом для поддержания расчетной мощности двигателей при их работе на больших высотах над уровнем моря.

Увеличение противодавления на выпуске (применение глушителей шума, нейтрализаторов выхлопных газов, турбокомпрессоров и силовых турбин) уменьшает коэффициент наполнения, повышает потери работы на газообмен, увеличивает количество остаточных газов в цилиндрах, что в целом приводит к снижению индикаторного КПД и среднего индикаторного давления.

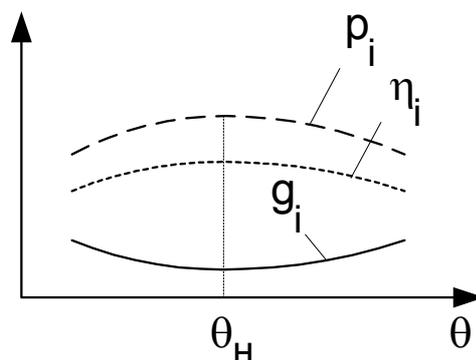


Рис. 8.2. Зависимость индикаторных показателей от угла опережения зажигания

8.6.2.2. Нагрузка

Так как в ДВС с принудительным воспламенением возможности регулирования мощности путем изменения состава смеси сильно ограничены пределами воспламеняемости однородных смесей, то изменение цикловой подачи топлива в ДВС данного типа должно осуществляться совместно с регулированием цикловой подачи свежего воздуха. Поэтому в ДВС с принудительным воспламенением индикаторный КПД с увеличением нагрузки сначала возрастает вследствие повышения α , улучшения распыления топлива, увеличения температуры смеси и уменьшения концентрации остаточных газов, а затем (после достижения номинальной мощности) начинает снижаться при уменьшении α .

В ДВС с воспламенением от сжатия нагрузка на двигатель повышается из-за увеличения цикловой подачи топлива, т. е. уменьшения коэффициента избытка воздуха. С уменьшением α снижается и индикаторный КПД.

8.6.2.3. Частота вращения коленчатого вала

В ДВС с принудительным воспламенением индикаторный КПД возрастает при увеличении частоты вращения коленчатого вала (или вала съема мощности) двигателя до 0,6...0,8 номинальной частоты вращения $n_{ном}$ при полностью открытой дроссельной заслонке вследствие улучшения смесеобразования, уменьшения потерь теплоты в стенки и утечек рабочего тела, а также увеличения α . Затем индикаторный КПД начинает снижаться из-за недостатка времени на сгорание. Среднее индикаторное давление также имеет максимум, смещенный относительно максимума η_i в сторону больших частот вращения. Максимум p_i соответствует максимуму η_v .

В дизелях все перечисленные факторы влияют так же, как и в ДВС с принудительным воспламенением. Однако при изменении частоты вращения p_i меняется менее интенсивно и имеет максимум при больших значениях n .

9. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

9.1. Эффективная мощность и механические потери

Некоторая часть индикаторной мощности, развиваемой в цилиндрах поршневой части ДВС и газовой турбине, расходуется в самом комбинированном двигателе и не может быть использована. Эта мощность называется *мощностью механических потерь* N_M . К ней относят следующие виды мощности:

- $N_{тр}$ - затрачиваемая на преодоление трения между движущимися и неподвижными деталями двигателя;
- N_d - расходуемая на преодоление трения между движущимися деталями двигателя и воздухом, газами или маслом;
- N_a - расходуемая на приведение в действие агрегатов и устройств двигателя (топливного, масляного, водяного насосов, вентилятора, генератора, магнето, распределителя зажигания и т.п.);
- $N_{н.х}$ - расходуемая на очистку и заполнение цилиндров (насосные потери);

- N_a - расходуемая на приведение в действие компрессора с механическим приводом от коленчатого вала двигателя.

Эффективной мощностью двигателя N_e называется мощность двигателя, отдаваемая потребителю. Она меньше индикаторной на величину механических потерь

$$N_e = N_i - N_M, \quad (9.1)$$

где

$$N_M = N_{тр} + N_d + N_a + N_{н.х} + N_k. \quad (9.2)$$

9.2. Среднее эффективное давление и механический КПД

Для исключения влияния частоты вращения вала на величины отдельных потерь в двигателе целесообразно использовать *среднее давление трения p_M* , равное работе трения, отнесенной к 1 м^3 рабочего объема цилиндра V_h . Тогда

$$p_M = p_{тр} + p_d + p_a + p_{н.х} + p_k, \quad (9.3)$$

$$p_e = L_e / V_h = p_i - p_M, \quad (9.4)$$

где p_e – среднее эффективное давление;

L_e – полезная работа двигателя.

Среднее эффективное давление – это условное постоянное давление в цилиндрах двигателя, при котором работа, произведенная за один такт, равняется эффективной работе.

Среднее эффективное давление связано с эффективной мощностью

$$p_e = 30 \cdot \tau N_e / (iV_h n), \quad (9.5)$$

$$p_M = 30 \cdot \tau N_M / (iV_h n). \quad (9.6)$$

Уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем характеризует *механический КПД η_M* , равный отношению его эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i} = 1 - \frac{p_M}{p_i}. \quad (9.7)$$

Значение механического КПД зависит от режима работы двигателя. Например, при работе на холостом ходу $\eta_M = 0$, т. е. вся инди-

каторная мощность затрачивается на преодоление механических сопротивлений. Определить среднее давление трения и механический КПД можно по специальным эмпирическим методикам [3, с.184 - 185].

В табл. 9.1 приведены характерные значения среднего эффективного давления и механического КПД для различных двигателей при работе на номинальном режиме.

9.3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива

Эффективный КПД двигателя η_e равен отношению количества теплоты, превращенного в полезную работу, к затраченной теплоте:

$$\eta_e = L_e / (H_u g_T) = \eta_i \eta_M. \quad (9.8)$$

Подставив (8.11) в (9.8), получим выражение для определения эффективного КПД двигателей жидкого топлива

$$\eta_e = p_i R_{\mu} M_1 T_k \eta_M / (p_k \eta_V H_u). \quad (9.9)$$

Подставив (8.12) в формулу (9.8), найдем зависимость для определения эффективного КПД газовых двигателей

$$\eta_e = p_i R_{\mu} M_1 T_k \eta_M / (22,4 p_k \eta_V H_u). \quad (9.10)$$

Величина эффективного КПД двигателя зависит от частоты вращения коленчатого вала. Так, при холостых оборотах $\eta_e = 0$. Затем с ростом оборотов значение η_e сначала возрастает в связи с ростом η_i , а затем убывает вследствие уменьшения η_i и η_M .

ДВС различных типов имеют разное значение эффективного КПД на номинальном режиме:

Таблица 9.1. Значения p_e и η_M для различных двигателей на номинальном режиме

Тип двигателя	p_e , МПа	η_M
Четырехтактные карбюраторные	0,6...1,0	0,70...0,85
Газовые	0,5...0,6	0,75...0,80
Четырехтактные дизели без наддува	0,6...0,8	0,75...0,80
Четырехтактные дизели с наддувом	1,2...1,8	до 0,92
Двухтактные дизели без наддува	0,4...0,6	0,7...0,8
Двухтактные дизели с наддувом	0,8...1,3	до 0,92

- ДВС с принудительным воспламенением - 0,22...0,30;
- дизели - 0,30...0,42;
- газовые двигатели - 0,23...0,28.

Удельный эффективный расход топлива g_e (v_e) равен отношению часового расхода топлива к эффективной мощности.

Единица измерения удельного эффективного расхода топлива для двигателей жидкого топлива - г/(кВтч), для газовых двигателей - м³/(кВтч).

Аналогично зависимостям (8.16) – (8.18) для удельного индикаторного расхода топлива получим:

- для двигателей жидкого топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600 p_k \eta_v}{R_\mu M_1 p_i \eta_M T_k} = \frac{3600 p_k \eta_v}{R_\mu M_1 p_e T_k}; \quad (9.11)$$

- для газовых двигателей

$$v_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600 p_k \eta_v \cdot 22,4}{R_\mu M_1 p_i \eta_M T_k} = \frac{3600 p_k \eta_v \cdot 22,4}{R_\mu M_1 p_e T_k}. \quad (9.12)$$

Из (9.11), (9.12) видно, что удельный эффективный расход топлива зависит от эффективного КПД, зависящего от оборотов коленчатого вала двигателя; минимум g_e соответствует максимуму η_e . Этот режим называют номинальным.

В ДВС с принудительным воспламенением смеси на номинальном режиме $g_e = 270...380$ г/(кВтч), в дизелях $g_e = 205...280$ г/(кВтч).

9.4. Показатели напряженности и предела форсирования двигателя

9.4.1. Показатели напряженности

Эффективные параметры двигателя зависят от режима его работы. Поэтому для оценки напряженности двигателя необходимо точно определить режим его работы.

Номинальной мощностью N_e , кВт, называется мощность, гарантированная изготовителем при заданных условиях работы (состав атмосферы, частота вращения вала съема мощности, длительность работы и т. п.).

Для оценки тепловой и динамической эффективности напряженности показатели напряженности и форсирования относят к основным размерам цилиндра. Это связано с тем, что размеры поршневой части определяют размеры и массу всего комбинированного двигателя.

Литровой мощностью $N_{ел}$, кВт/л, двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к 1 л рабочего объема поршневой части двигателя.

Поршневой мощностью $N_{еп}$, кВт/дм², кВт/м², двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к 1 дм² или 1 м² суммарной площади поршней двигателя.

Согласно определению

$$N_{ел} = N_e / (iV_h) = p_e n / (30\tau). \quad (9.13)$$

С учетом того, что $p_e = p_i \eta_M$, используя выражения (8.11) и (8.12), получаем

$$N_{ел} = \frac{H_u p_k n}{30 R_\mu M_1 T_k \tau} \eta_i \eta_v \eta_M. \quad (9.14)$$

Приняв $M_1 = \alpha L_0$ и учитывая, что $p_k / T_k = R \rho_k$, $L_0 = I_0 R / R_\mu$, запишем

$$N_{ел} = \frac{H_u \eta_i}{30 I_0 \tau \alpha} \eta_v \eta_M \rho_k n. \quad (9.15)$$

Поршневая мощность

$$N_{еп} = N_e / \left(i \frac{\pi D^2}{4} \right) = \frac{p_e S n}{30 \tau} = \frac{10 p_e c_m}{\tau}, \quad (9.16)$$

где S – ход поршня, дм;

c_m – средняя скорость хода поршня, м/с.

Из (9.16) следует, что поршневая мощность зависит от среднего эффективного давления, быстроходности, характеризующейся скоростью поршня, и количества тактов в рабочем цикле двигателя.

Формулу (9.16) аналогично выражению для $N_{ел}$ можно преобразовать к виду

$$N_{\text{еп}} = \frac{H_u \eta_i}{30 I_0 \tau \alpha} \eta_v \eta_m \rho_k n S. \quad (9.17)$$

Значения удельных мощностей для различных двигателей приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2. Значения удельных мощностей для различных ДВС

Тип двигателя	$N_{\text{ел}}, \text{ кВт/л}$	$N_{\text{еп}}, \text{ кВт/дм}^2$
Автотракторные карбюраторные	18,4...58,8	14,7...47,8
Дизели:		
автотракторные четырехтактные	7,4...22	11...29,4
автотракторные двухтактные	14,7...33	14,7...33,1
судовые	1,5...7,4	11...33,1
тепловозные	7,4...14,7	22...33,1
стационарные	1,5...7,4	7,4...14,7
газовые	3,7...16,2	5,9...18,4

9.4.2. Способы форсирования двигателей по удельной мощности

Одно из важнейших средств снижения массы и уменьшения габаритных размеров двигателя - его форсирование по удельной мощности. Проанализировав (9.15) и (9.17) для определения удельной мощности, можно сделать вывод, что удельная мощность зависит:

- от низшей теплоты сгорания стехиометрической смеси H_u ;
- числа тактов рабочего цикла двигателя τ ;
- качества протекания рабочего процесса, характеризующегося отношением индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха (η_i/α) ;
- механического КПД двигателя η_m ;
- быстроходности, оцениваемой частотой вращения Π ;
- количества свежего заряда, находящегося в цилиндре к началу сжатия, характеризующегося произведением $\eta_v \rho_k$.

Проанализировав данные факторы, можно указать следующие пути увеличения удельной мощности ДВС:

- осуществление двухтактного цикла;
- увеличение степени сжатия ε , обеспечивающее повышение η_i ;
- уменьшение коэффициента избытка воздуха α ;
- повышение частоты вращения вала двигателя Π ;

- применение непосредственного впрыска (в ДВС с принудительным воспламенением увеличивает η_v и η_i);
- использование газодинамических явлений во впускной и выпускной системах двигателя (увеличение η_v , ρ_k , η_M);
- увеличение давления наддува и применение промежуточного охлаждения (увеличивает $\eta_v\rho_k$).

Библиографический список

1. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
2. Блинков В.Н. Теоретические основы аэрокосмической техники: консп. лекций / В.Н. Блинков, Г.А. Горбенко, А.О. Костиков. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2003. – Ч. 1: Основы термодинамики объектов аэрокосмической техники. – 94 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
4. Пелепейченко И.П. Тепловые двигатели: консп. лекций / И.П. Пелепейченко, Н.И. Кормилов. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1977. – 108 с.
5. Новиков И.И. Термодинамика: учеб. пособие / И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1984. – 592 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: в 2 т. / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Т. Калиш и др. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной лит-ры, 1957. – Т.1: Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. – 396 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. / А.С. Орлин, В.П. Алексеев, Н.И. Костыгов и др. – М.: Машиностроение, 1970. – 384 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов / Д.Н. Вырубов, СИ. Ефимов, Н. А. Иващенко и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, В.П. Алексеев, Д.Н. Вырубов и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 480 с.
10. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – 384 с.
11. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – 288 с.
12. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 3: Комп'ютерні системи керування ДВЗ. – 344 с.

13. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф.Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 4: Основи САПР ДВЗ. – 336 с.
14. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 5: Екологізація ДВЗ. – 360 с.
15. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: в 6 т. / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Х.: Прапор, 2004. – Т. 6: Надійність ДВЗ. – 324 с.
16. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубков, М.Г. Круглов и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 400 с.
17. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980. - 479 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Перечень условных обозначений, символов, единиц и сокращений ...	3
Введение	7
1. Общие сведения о тепловых машинах	8
1.1. Основные типы тепловых машин	8
1.2. Краткие сведения о конструкции двигателей внутреннего сгорания	9
1.3. Цикл четырехтактного двигателя внутреннего сгорания	12
1.4. Цикл двухтактного двигателя внутреннего сгорания	14
1.5. Схемы и принципы работы комбинированных двигателей	15
2. Термодинамические основы циклов ДВС	18
2.1. Показатели эффективности циклов двигателей	18
2.2. Обратимые термодинамические циклы поршневых и комбинированных двигателей	21
3. Рабочие тела и их свойства	34
3.1. Реакции сгорания и продукты сгорания	34
3.2. Теплота сгорания горючих смесей	43
3.3. Термодинамические свойства свежего заряда и продуктов сгорания	45
4. Процессы газообмена	46
4.1. Периоды газообмена	46
4.2. Термодинамический расчет процессов газообмена в цилиндре	52
4.3. Показатели качества газообмена	58
5. Процесс сжатия	61
5.1. Общие положения	61
5.2. Теплообмен и тепловой баланс в процессе сжатия	62
5.3. Получение среднего показателя политропы сжатия методом Мазинга	63
6. Процессы смесеобразования и сгорания	65
6.1. Процессы образования горючих смесей	65
6.2. Процессы воспламенения и горения	73
6.3. Анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Основные фазы сгорания в двигателях	80
6.4. Характеристики тепловыделения	81
6.5. Образование токсических веществ при сгорании топлива в двигателях	83
6.6. Пути уменьшения выбросов вредных веществ	85
7. Термодинамика процессов сгорания и расширения	86
7.1. Введение	86
7.2. Расчет процессов сгорания и расширения методом Гриневецкого – Мазинга	87
8. Индикаторные показатели двигателя	93

8.1. Общие сведения об индикаторных показателях двигателя	93
8.2. Среднее индикаторное давление	93
8.3. Индикаторная мощность двигателя.....	94
8.4. Индикаторный и относительный КПД.....	95
8.5. Удельный индикаторный расход топлива	96
8.6. Влияние различных факторов на индикаторные показатели	97
9. Эффективные показатели работы двигателя	102
9.1. Эффективная мощность и механические потери.....	102
9.2. Среднее эффективное давление и механический КПД.....	103
9.3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.....	104
9.4. Показатели напряженности и предела форсирования двигателя	105
Библиографический список	109

Амброжевич Майя Владимировна
Епифанов Константин Сергеевич

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВЫХ МАШИН

Часть 1

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Редактор В.И. Филатова

Св. план, 2008

Подписано в печать 06.06.2008

Формат 60x84 1/16. Бум. офс. №2. Офс. печ.

Усл. печ. л. 6,2. Уч.-изд. л. 7,06. Т. 100 экз. Заказ 274.

Цена свободная

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Издательский центр "ХАИ"

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu