

С. М. КАДЫРОВ

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ



С.М.Кадыров

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(теория и конструкция)

Под редакцией профессора Арипджанова М.М.

*Допущено Министерством Высшего и среднего
специального образования Республики Узбекистан
в качестве учебника для студентов технических ВУЗов*

Ташкент – 2012

УДК 621.43 629.113

Кадыров С.М.

Двигатели внутреннего сгорания.

В учебнике изложены краткие основы технической термодинамики и теория рабочих процессов, происходящих в автомобильных двигателях внутреннего сгорания, а также дан анализ факторов, влияющих на протекание рабочего цикла, мощность и экономичность двигателя.

Приведены характеристики автомобильных двигателей, основы процесса карбюрации в двигателях с икровым зажиганием и данные по топливоподающей аппаратуре и процессам смесеобразования в двигателях.

Даны краткие сведения о методах испытаний двигателей и применяемых для этой цели приборах.

Изложены основы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма и рассмотрены конструкции автомобильных двигателей (основных их деталей, систем газораспределения, очистки воздуха, топлива и масла, а также системы охлаждения и смазки).

Учебник предназначен для студентов технических ВУЗов, обучающихся по следующим направлениям бакалавриата:

5521200 – Эксплуатация и ремонт транспортных средств;

5521100 – Наземные транспортные системы

5140900 – Профессиональное образование (ЭРТС, НТС);

5521300 – Электротехника и автоматика;

5850100 – Охрана окружающей среды;

5520100 – Двигатели внутреннего сгорания;

5520700 – Сельскохозяйственные машины и оборудования.

Рецензенты: *доцент В.Шубин,*

доцент Файзишев М.М.

Перевод *Нигоры Кадыровой*

Предисловие

В Среднеазиатском регионе роль автомобильного транспорта высока, так как 80-85% перевозимых грузов и пассажиров всеми видами транспортных средств, приходится на долю автомобильного транспорта. В связи с переходом на рыночные отношения и развитием сети частных перевозчиков грузов и пассажиров возрастает требования к будущему специалисту по эксплуатации автомобильного транспорта.

Данный учебник написан на основе утвержденной программы курса "Двигатели внутреннего сгорания" для студентов, обучающихся по направлениям образования: "Эксплуатация и ремонт транспортных средств" и "Наземные транспортные системы".

Автомобильная промышленность Узбекистана начала свою деятельность после становления Республики суверенным государством и развивается ускоренными темпами. Совместное предприятие "УзДЭУАвто" вывело Узбекистан в ряд 27 развитых государств, где автомобильная промышленность вносит достойный вклад в развитие экономики страны. Первый автомобиль сошел с конвейера в марте 1996 года. Мощность завода позволяет выпустить в год 200 тысяч штук легковых автомобилей разных моделей (Тико, Дамас и Нексия). Совместное предприятие "СамКочАвто" (ныне "ISUZU") выпускает автобусы и грузовые автомобили с дизельными двигателями.

Климат и природа Средней Азии (высокая температура и запыленность воздуха а также горные условия) оказывают большое влияние на надежность и ресурс автомобильных и тракторных двигателей. Поэтому, необходимо улучшить качество эксплуатации, техническое обслуживание и ремонта. В свою очередь это во многом зависит от уровня научно-технического развития и потенциала специалистов этой отрасли.

ВВЕДЕНИЕ

КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

В качестве энергетических установок для транспортных средств наибольшее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Особенностью тепловых двигателей этого типа является то, что процесс сгорания топливо–воздушной смеси и преобразование тепловой энергии в механическую происходят непосредственно в цилиндре двигателя.

Положительные свойства двигателей внутреннего сгорания: компактность, высокая экономичность и долговечность, а также возможность использования в них жидкого и газообразного топлива привели к тому, что после появления этих двигателей в начале второй половины XIX в. они вскоре заменили паровую машину.

Первыми двигателями внутреннего сгорания, работавшими на газовом топливе, были двухтактные двигатели Ленуара (1860 г., Франция), Н.Отто и Э.Лангена (1867 г., Германия) и четырехтактный двигатель с предварительным сжатием смеси Н.Отто (1876 г.).

Организация в конце XIX в. промышленной переработки нефти способствовала созданию, а затем и производству двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе: карбюраторные двигатели с искровым зажиганием, калоризаторные двигатели и двигатели с воспламенением от сжатия – дизели.

В России первый двигатель с искровым зажиганием был построен в 1889 г. по проекту инженера И.С.Костовича. В 1899 г. на заводе Э.Нобеля в Петербурге (ныне завод "Русский дизель") был построен промышленный образец высокоэкономичного двигателя с воспламенением от сжатия. Этот двигатель в отличие от двигателя, построенного немецким инженером Р.Дизелем (1897 г.) и работавшем на керосине, мог работать на природной

(сырой) нефти и ее фракциях. В течение короткого времени конструкция этого двигателя, названного дизелем, была значительно усовершенствована, и он стал широко применяться в энергетических установках, на тепловозах, тракторах, автобусах, автомобилях средней и большой грузоподъемности и на других транспортных машинах.

На автомобильном транспорте широкое применение получили карбюраторные двигатели. Они устанавливаются на всех легковых автомобилях и на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

В России в середине XX в. стало быстро развиваться производство двигателей внутреннего сгорания различного назначения, в том числе и автомобильных. Автомобильные карбюраторные двигатели и дизели непрерывно совершенствуются. Модернизируются старые конструкции двигателей и ставятся на производство новые, имеющие большую экономичность и надежность при меньшей массе, приходящейся на единицу мощности.

Успешное развитие двигателей внутреннего сгорания, создание опытных конструкций и промышленных образцов в значительной мере связаны с исследованиями и разработкой теории рабочих процессов. В 1906 г. профессор Московского высшего технического училища (МВТУ) В.И.Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя. Этот метод в дальнейшем был развит и дополнен чл.-корр. АН СССР Н.Р.Брилингом, проф. Е.К.Мазингом, акад. Б.С.Стечкиным и др.

Анализ развития энергетических установок для автомобильного транспорта показывает, что в настоящее время двигатель внутреннего сгорания является основным силовым агрегатом и еще возможно его дальнейшее совершенствование.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) можно классифицировать по различным признакам:

1. По назначению:

а) стационарные, которые применяются на электростанциях малой и средней мощности, для привода насосных установок, в сельском хозяйстве и т. п.

б) транспортные, устанавливаемые на автомобилях, тракторах, дорожных машинах, судах, локомотивах и других транспортных машинах.

2. По роду применяемого топлива различают двигатели, работающие на:

а) легком жидком топливе (бензине, бензоле, керосине и спирте);

б) тяжелом жидком топливе, дизельном топливе и газойле;

в) газовом топливе (пропан, метан, бутан и других газах);

г) смешанном топливе; основным топливом является газ, а для пуска двигателя используется жидкое топливо;

д) различных топливах (бензине, керосине, дизельном топливе и др.) – многотопливные двигатели.

3. По способу преобразования тепловой энергии в механическую, различают двигатели:

а) поршневые, в которых процесс сгорания и превращение тепловой энергии в механическую совершается в цилиндре;

б) газотурбинные, в которых процесс сгорания топлива совершается в специальной камере сгорания, а превращение тепловой энергии в механическую происходит на лопатках колеса газовой турбины;

в) комбинированные, в которых процесс сгорания топлива происходит в поршневом двигателе, являющемся генератором газа. Превращение тепловой энергии в механическую совершается частично в цилиндре поршневого двигателя и частично на лопатках колеса газовой турбины (свободнопоршневые генераторы газов, турбопоршневые двигатели и т. п.).

4. По способу смесеобразования различают поршневые двигатели:

а) с внешним смесеобразованием, когда горючая смесь образуется вне цилиндра; по такому способу работают все карбюраторные и газовые двигатели, а также двигатели с впрыском топлива во впускную трубу;

б) с внутренним смесеобразованием, когда в процессе

впуска в цилиндр .поступает только воздух, а рабочая смесь образуются внутри цилиндра; по такому способу работают дизели, двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр и газовые двигатели с подачей газа в цилиндр в начале процесса сжатия.

5. По способу воспламенения рабочей смеси различают:

- а) двигатели с воспламенением рабочей смеси от электрической искры (с искровым зажиганием);
- б) двигатели с воспламенением от сжатия (дизели);
- в) двигатели с форкамерно-факельным зажиганием, в которых воспламенение смеси искрой осуществляется в специальной камере сгорания небольшого объема, а дальнейшее развитие процесса горения происходит в основной камере.
- г) двигатели с воспламенением газового топлива от небольшой порции дизельного топлива, воспламеняющегося от сжатия, – газожидкостный процесс.

6. По способу осуществления рабочего цикла поршневые двигатели делятся на:

- а) четырехтактные без наддува (впуск воздуха из атмосферы) и с наддувом (впуск свежего заряда под давлением);
- б) двухтактные — без наддува и с наддувом.

Различают наддув с приводом компрессора от газовой турбины, работающей на отработавших газах (газотурбинный наддув); наддув от компрессора, механически связанного с двигателем, и наддув от компрессоров, один из которых приводится в действие газовой турбиной, а другой – двигателем.

7. По способу регулирования при изменении нагрузки различают:

- а) двигатели с качественным регулированием, когда в связи с изменением нагрузки меняется состав смеси путем увеличения или уменьшения количества вводимого в двигатель топлива;
- б) двигатели с количественным регулированием, когда при изменении нагрузки состав смеси остается постоянным и меняется только ее количество;

в) двигатели со смешанным регулированием, когда в зависимости от нагрузки изменяются количество и состав смеси.

8. По конструкции различают:

а) поршневые двигатели, которые, в свою очередь, делятся:

— по расположению цилиндров на вертикальные рядные, горизонтальные рядные, V-образные, звездообразные и с противоположащими цилиндрами;

— по расположению поршней на однопоршневые (в каждом цилиндре имеется один поршень и одна рабочая полость), с противоположно движущимися поршнями (рабочая полость расположена между двумя поршнями, движущимися в одном цилиндре в противоположные стороны), двойного действия (по обе стороны поршня имеются рабочие полости);

б) роторно-поршневые двигатели, которые могут быть трех типов:

— ротор (поршень) совершает планетарное движение в корпусе; при движении ротора между ним и стенкой корпуса образуются камеры переменного объема, в которых совершается цикл. Эта схема получила преимущественное применение, где корпус совершает планетарное движение, а поршень неподвижен. Ротор и корпус совершают вращательное движение – бироторный двигатель.

9. По способу охлаждения различают двигатели:

а) с жидкостным охлаждением;

б) с воздушным охлаждением.

На автомобилях устанавливают поршневые двигатели с воспламенением от искры (карбюраторные, газовые, с впрыском топлива) и с воспламенением от сжатия (дизели). На некоторых опытных автомобилях применяют газотурбинные, а также роторно-поршневые двигатели.

ПЕРВАЯ ЧАСТЬ.

ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава I.

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ СОСТОЯНИЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Состояние рабочего тела определяется величинами, называемыми параметрами состояния. Основными параметрами состояния являются температура, давление и удельный объем или плотность. Отметим, что рассматриваемые параметры состояния находятся в определенной связи между собой и поэтому лишь два из них могут быть независимыми.

Температура

Температура характеризует тепловое состояние тела, степень его нагретости и является одной из важнейших величин. По ГОСТу определение температуры можно производить в градусах Кельвина ($T^{\circ}K$) и градусах Цельсия ($t^{\circ}C$).

Во всех термодинамических расчетах пользуются абсолютной термодинамической температурой, а измерения производят в градусах Цельсия.

Связь между температурой, выраженной в градусах Кельвина (абсолютная термодинамическая температура), и в градусах Цельсия определяется следующим соотношением:

$$T = t + 273^{\circ}K. \quad (1.1)$$

Температуру измеряют градуированными ртутными термометрами или специальными предварительно протарированными приборами, называемыми термопарами. Применяются также и другие приборы для измерения температуры.

Удельный объем и плотность

Удельным объемом v называется объем, занимаемый единицей массы вещества. В системе СИ удельный объем выражается в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Плотностью ρ называется масса единицы объема. Из определения следует, что

$$v = \frac{1}{\rho} \text{ кг} / \text{м}^3. \quad (1.2)$$

Давление

Рассматриваемый в качестве рабочего тела идеальный газ состоит из бесконечно большого количества молекул, которые находятся в хаотическом движении. В результате этого движения газ оказывает давление на стенки сосуда, в котором он заключен. Движение молекул в объеме не имеет преимущественного направления, и это приводит к тому, что газ создает равномерное давление на стенки сосуда.

Давление газа измеряют силой F , приходящейся на единицу поверхности S :

$$p = \frac{F}{S}. \quad (1.3)$$

В системе СИ единицей измерения давления служит давление силы 1 Н, приходящейся на 1 м^2 ($\text{Н}/\text{м}^2$). Ввиду малости этой величины на практике применяют единицу, называемую бар (1 бар = $1 \cdot 10^5 \text{ Н}/\text{м}^2 = 10 \text{ Н}/\text{см}^2$).

В системе МКГСС давление измеряют в $\text{кг}/\text{м}^2$. Современные приборы для измерения давления, называемые манометрами, градуированы в $\text{кг}/\text{см}^2$. Манометры устроены так, что они измеряют избыточное давление над атмосферным давлением $p_{\text{атм}}$. Тогда абсолютное давление определяется так:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + p_{\text{ман}}. \quad (1.4)$$

В случае измерения манометром (вакуумметром) разрежения

$$p_{\text{абс}} = p_0 - p_{\text{вак}} \quad (1.5)$$

Часто p_0 принимают равным 1 кГ/см².

Состояние идеальных газов определяется характеристическим уравнением или уравнением $pV = RT$ Клайпейрона — Менделеева.

Здесь R — универсальная газовая постоянная, измеряется в Н·м/(кг · град) или Дж/(кг · град).

Для любого газа R постоянная величина.

Для G кг газа, уравнение Клайпейрона — Менделеева примет вид

$$pV = GRT, \quad (1.6)$$

где V — объем, занимаемый G кг газом; $V = vG$.

Согласно закону Авогадро в равных объемах различных газов при одинаковых давлении и температуре содержится одинаковое число молекул.

Где, μ_1 и μ_2 молекулярные массы каждого из двух рассматриваемых газов (кмоль)

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \quad (1.7)$$

$$V_\mu = \mu \cdot v \quad \text{м}^3/\text{кмоль}; \quad (1.8)$$

$$\rho = \frac{\mu}{\mu v} = \frac{\mu}{V_\mu}; \quad (1.9)$$

$$v = \frac{\mu v}{\mu} = \frac{V_\mu}{\mu}. \quad (1.10)$$

Подсчитаем объем V_μ , занимаемый 1 кмоль газа при нормальных физических условиях, когда $p_0 = 0,1$ МПа и $t = 0^\circ\text{C}$. Рассмотрим для примера кислород O_2 . Молекулярная масса кислорода $\mu_{O_2} = 32$, его удельный объем $v_{O_2} = 0,7$ м³/кг.

Тогда

$$V_\mu = \mu_{O_2} \cdot v = 32 \cdot 0,7 = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}.$$

Из закона Авогадро следует, что массы разных газов при

одних и тех же значениях температуры и давления занимают одинаковый объем. Следовательно, при $t = 0^{\circ}\text{C}$ и $p = 0,1 \text{ МПа}$, объем 1 кмоль любого идеального газа $V_{\mu} = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$. Последняя величина часто используется в технических расчетах.

Газовая постоянная R_{μ} является постоянной величиной для 1 кмоль любого газа и называется *универсальной газовой постоянной*. Её величина равна: $R_{\mu} = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$.

Количество теплоты, которое необходимо для нагревания на 1° единицы газа, называется теплоемкостью и обозначается буквой C . Измеряют в килокалориях или килоджоулях ($1 \text{ ккал} = 4,1868 \text{ кДж}$).

В технической термодинамике различают молную теплоемкость μC в $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$; массовую теплоемкость C в $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$; объемную теплоёмкость C' в $\text{кДж}/(\text{см}^3 \cdot \text{град})$.

Связь между ними определяется по следующим соотношениям:

$$C = \frac{\mu C}{\mu};$$

$$C' = \frac{\mu C}{V_{\mu}}; \text{ или } C' = C \cdot \rho,$$

где V_{μ} и ρ — соответственно, объем и плотность 1 кмоль газа при заданных значениях температуры и давления.

Теплоёмкость идеальных газов зависит только от температуры.

Если для данного газа известна массовая или мольная теплоёмкость газа при постоянном объеме, то теплоёмкость при постоянном давлении определяется по следующим формулам:

$$C_p = C + \frac{8,314}{\mu} \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град});$$

$$\mu C = \mu C + 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}).$$

При расчете в калориях вместо 8,314 надо использовать

1,986. Второй член в этих уравнениях характеризует количество теплоты, затрачиваемой на работу газа в процессе $p=\text{const}$ при изменении температуры на 1° (таблица 1).

1.2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Из курса физики известно, что сумму кинетической и потенциальной энергий молекул и атомов газа называют внутренней энергией газа

$$U = E_k + E_n. \quad (1.11)$$

Курс термодинамики рассматривает только обратимые процессы. Такой процесс возможен только в случае, когда система, состоящая из источника тепла и рабочего тела, находящегося в цилиндре с движущимся поршнем термически изолирована, т.е. тепло не передаётся в окружающую среду. Цель изучения обратимых процессов – выявить условия, при которых достигается наилучшее использование теплоты. В действительности в тепловых машинах (двигатели внутреннего сгорания) реальные процессы совершаются за очень короткие отрезки времени, и это не позволяет получить обратимые процессы. Причиной этому: процесс межмолекулярного трения в реальных газах, а также выделение теплоты в процессе сжатия и расширения из-за трения молекул газа от стенки цилиндра. Такие процессы, свойственные для ДВС, называют необратимыми. Путем сопоставления действительных необратимых процессов с обратимыми, теоретическими находят опытные коэффициенты, учитывающие дополнительные потери, характерные для реальных процессов. Необходимо отметить, чем меньше потери теплоты, тем лучше организован процесс в ДВС.

В технической термодинамике первый закон формулируется так: теплота и механическая работа эквивалентны. Это означает, что для получения определенного количества механической работы, необходимо затратить строго определенное количество теплоты, эквивалентное полученной работе.

Принцип эквивалентности в общем виде может быть записан так (при измерении Q и L в одинаковых единицах):

$$Q = L \text{ Дж}, \quad (1.12)$$

где Q — количество затраченной тепловой энергии, Дж или ккал;

L — количество, совершенной работы, Дж или кГ·м.

Согласно многочисленным опытным данным установлено количественное соотношение между работой в килограммометрах и теплотой в килокалориях: $A = 1/427$ ккал/(кГ·м).

В ДВС получаемая энергия измеряется работой, совершаемой в течении одного часа. Поэтому единицей измерения энергии принято: лошадиная сила в час (л.с./час.) или (кВт/час).

1.2.1 Уравнение первого закона термодинамики

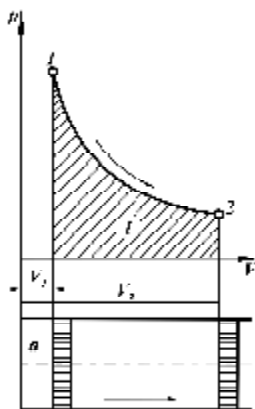


Рис.1.1. Графическое определение работы газа

На рис.1.1 приведен процесс расширения газа, когда ему подведена теплота — q . Рассмотрим процесс, выполняемый газом. В этом случае поршень перемещается свободно в правую сторону и против внешних сил выполняет работу L , на которую необходимо истратить часть теплоты равной $q_1 = L$. Для этого процесса первый закон термодинамики пишется так:

$$q = q_1 + q_2 = L + \Delta U, \quad (1.13)$$

где $\Delta U = C_v(T_2 - T_1)$ — изменение внутренней энергии газа.

Для бесконечно малого изменения состояния рабочего

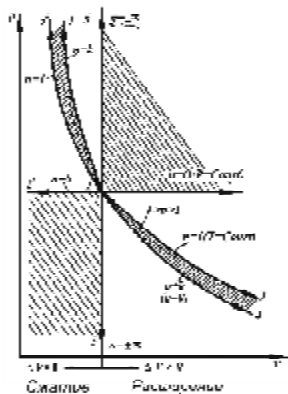


Рис. 1.2. Политропные процессы в координатах p - V

тела первый закон термодинамики можно выразить дифференциальным уравнением

$$dq = du + dl, \quad (1.14)$$

где dq – бесконечно малое количество теплоты, подводимое к рабочему телу или отводимое от него в рассматриваемом процессе.

Эти уравнения действительны для любого процесса сжатия и расширения.

Все члены уравнения могут иметь положительные и отрицательные значения. Так, если рассматривается процесс расширения, то газ совершает положительную работу против внешних сил ($+l$), при сжатии работа затрачивается извне ($-l$).

В том случае, когда температура в конце процесса T_2 больше начальной T_1 , происходит увеличение внутренней энергии ($+\Delta U$); при $T_2 < T_1$ внутренняя энергия уменьшается ($-\Delta U$).

Если теплота подводится к рабочему телу, то q имеет положительное значение ($+q$); в случае отвода теплоты от рабочего тела – теплота q имеет отрицательное значение ($-q$).

В тепловых машинах происходят различные процессы, во время которых подводится и отводится теплота ($\pm q$), увеличивается и уменьшается внутренняя энергия ($\pm \Delta U$). Работа может совершаться только за счет внутренней энергии, когда нет подвода теплоты извне ($q = 0$), или наоборот, только за счет подводимой теплоты, когда внутренняя энергия остается неизменной ($\Delta U = 0$), и, наконец, возможен процесс, когда рабочее тело не совершает работы ($l = 0$).

Ниже рассмотрены указанные процессы:

а) **Изохорный процесс** – изменение состояния газа при постоянном объеме ($V=\text{const}$);

б) **Изобарный процесс** – изменение состояния газа при постоянном давлении ($p=\text{const}$);

в) **Изотермический процесс** – изменение состояния газа при постоянной температуре ($T=\text{const}$);

г) **Адиабатический процесс** – изменение состояния газа при отсутствии подвода и отвода теплоты ($q=\text{const}$);

д) **Политропный процесс** – изменение состояния газа с теплоотводом.

Политропный процесс является обобщающим. В зависимости от величины показателя политропы n , можно получить рассмотренные ранее процессы, которые являются частными случаями политропного процесса (рис. 1.2). В ДВС все параметры газа (p, V, T, U) переменны, и одновременно происходит теплообмен с внешней средой. В реальных двигателях процессы сжатия и расширения являются политропными, и их уравнение (формула) записывается так: $pV^n = \text{const}$. Показатель политропы n зависит от характера протекания процесса, т.е. начальные (p_1, V_1) и конечные (p_2, V_2) параметры, то n можно определить по формуле:

$$n = \frac{\lg p_1 / p_2}{\lg V_1 / V_2} . \quad (1.15)$$

Процессы, которые приведены выше, являются частными случаями политропного процесса. Если известна величина показателя политропы n , можно получить любой процесс (см. рис. 1.2). В ДВС процессы сжатия и расширения происходят между линиями 4'4 и 3'3.

1.3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики устанавливает эквивалентность одного вида энергии другому, однако не устанавливает

тех условий, при которых возможен переход тепловой энергии в механическую.

Преобразование любого вида энергии в тепловую происходит самопроизвольно, но для превращения тепловой энергии в механическую, что является сущностью тепловой машины, — требуется процесс, на осуществление которого необходимо затратить теплоту.

При изучении особенностей получения в тепловом двигателе механической работы, были определены условия, необходимые для преобразования тепловой энергии в механическую. Установление этих условий является содержанием второго закона термодинамики.

Для выяснения сущности формулировок второго закона термодинамики рассмотрим схему работы теплового поршневого двигателя.

На рис. 1.3 приведена схема теплового двигателя с кривошипно-шатунным механизмом. На коленчатом валу двигателя установлен маховик. Предположим, что в надпоршневом пространстве двигателя имеется 1 кг постоянного несменяемого рабочего тела. Его начальные параметры при положении порш-

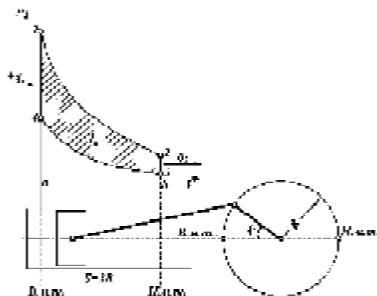


Рис. 1.3. Цикл теплового двигателя в координатах p - V

ня в крайнем левом положении (в.м.т.), характеризуются величинами p_1 , V_1 , T_1 и U_1 . Из этого начального состояния при движении поршня к н.м.т. газ, совершая обратимый процесс, расширяется до объема V_2 и совершает работу против внешних сил. При положении поршня в н.м.т., когда он совершил полный ход $S = 2R$, коленчатый вал повернулся на пол оборота. Газ в этот момент (точка 2 на диаграмме) будет иметь следующие параметры: $p_2 < p_1$, $V_2 > V_1$, $T_2 < T_1$ и $U_2 < U_1$. Поскольку процесс происходит без теплообмена, работа $l_{\text{расш}}$, определяемая площадью $12ba1$, совершалась за счет уменьшения внутренней энергии. Эта работа накапливается в виде кинетической энергии в маховике.

Для повторения процесса, что является сущностью периодически действующей машины, необходимо, чтобы рабочее тело было возвращено в первоначальное состояние. Для этого используют запасенную в маховике кинетическую энергию, за счет которой производится процесс сжатия так, чтобы газ прошел через те же промежуточные состояния, что и в процессе расширения. При этом процесс 21, так как он является обратимым, проходит через те же промежуточные состояния, что и процесс 12, и работа сжатия $l_{\text{сж}}$ определяется площадью $21ab2$, т.е. $l_{\text{сж}} = l_{\text{расш}}$, из этого следует, что в рассматриваемом замкнутом цикле 121, когда коленчатый вал совершил полный оборот и рабочее тело пришло в первоначальное состояние. Следовательно, такой идеальный двигатель, сколько бы циклов он не совершил, не может произвести полезной работы $l_{\text{сж}} = l_{\text{расш}}$, которую можно было бы использовать, например, для приведения в движение автомобиля или для каких-либо других целей.

Для того чтобы в тепловой машине можно было получить полезную работу, необходимо при положении поршня в н.м.т. (точка 2) отвести часть теплоты к холодному источнику, имеющему температуру $T_{\text{хит}} < T_2$. Представим, что этот отвод теплоты производится при неподвижном положении поршня в процессе $V = \text{const}$ от точки 2 до точки 3 и холодному источнику отдано

количество теплоты, равное q_2 . При этом параметры газа в точке 3 будут $p_3 < p_2$; $V_2 = V_3$; $T_3 < T_2$ и $U_3 < U_2$. Используя энергию, накопленную в маховике, совершим процесс сжатия 34, при котором поршень вернется в в. м. т. Работа, затраченная на сжатие, будет определяться площадью $3ba43$, которая меньше площади $12ba1$.

Для осуществления цикла в периодически действующей машине необходимо, чтобы параметры газа снова имели начальные значения (точка 1). Для этого при неподвижном положении поршня в в.м.т. в процессе $V = \text{const}$ подведем к газу теплоту в количестве q_1 от источника теплоты, имеющего температуру $T_c > T_f$. При соблюдении указанных условий можно обеспечить непрерывное повторение процессов, представляющих собой замкнутый круговой цикл 12341 . Площадь $12ba1$ определяет количество подведенной теплоты q_1 , а площадь $3ba43$ – количество отведенной теплоты q_2 .

В тепловом двигателе работа цикла $l_{\text{ц}} = l_{\text{рвсн}} - l_{\text{сж}}$. В координатах $p - V$ она определяется пл. $12341 = \text{пл. } 12ba1 - \text{пл. } 3ba43$. При этом какие-либо дополнительные источники подвода и отвода теплоты, кроме указанных выше, отсутствуют и, как видно из рассмотрения цикла, количество теплоты, превращенное в работу, определяется.

$$q_{\text{ц}} = q_1 - q_2.$$

Из рассмотрения цикла видно, что при получении механической энергии за счет тепловой невозможно всю подведенную тепловую энергию превратить в механическую. В периодически действующей тепловой машине невозможно получить полезную работу при наличии только одного источника, от которого подводится теплота к рабочему телу. Для получения механической энергии необходимо иметь источник теплоты с высокой температурой ($T_c > T_f$), от которого к рабочему телу подводится теплота в количестве q_1 и источник теплоты с более низкой температурой ($T_c < T_f$), к которому отводится часть теплоты q_2 от рабочего тела, не превращаемой в полезную работу.

Эффективность цикла оценивается по величине отношения количества теплоты, использованной для совершения полезной работы цикла, к количеству подведенной теплоты. Для идеальной тепловой машины эту оценку производят по величине термического к. п. д.

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.16)$$

Так как q_2 не может быть равно нулю, то значение η_t не может достичь единицы.

Сказанное выше определяет сущность второго закона термодинамики, имеющего различные формулировки. В одной из них говорится, что невозможно построить периодически действующий двигатель, который производил бы только поднятие груза и охлаждение источника теплоты (Планк, 1852 г.).

Из курса физики известна другая формулировка второго закона термодинамики: невозможно построить вечный двигатель второго рода. Смысл этой формулировки заключается в том, что нельзя построить двигатель, в котором вся подведенная к рабочему телу теплота превращается в работу.

Из уравнения термического к. п. д. цикла видно, что доля теплоты, превращенная в полезную работу, будет чем больше, тем выше η_t .

Садди Карно (1824 г.) впервые показал, какой идеальный цикл в заданном интервале температур имеет наибольший к.п.д.

В этом цикле процесс расширения 12 происходит тогда, когда рабочее тело, находящееся в объеме А, соприкасается с горячим источником теплоты, имеющим температуру T_1 . В результате нагрева рабочее тело расширяется и совершает работу. Во время процесса 12 рабочее тело сообщается с источником теплоты, а стенки цилиндра и днище поршня теплонепроницаемы, поэтому температура рабочего тела равна T_1 и, следовательно, процесс 12 является изотермическим.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.17)$$

где T_1 – температура "горячего" источника;

T_2 – температура "холодного" источника;

В пределах температуры T_1 и T_2 цикл Карно имеет самый максимальный к.п.д. Например, характерных для ДВС $T_1=2700\text{К}$ и $T_2=300\text{К}$ температурах к.п.д. цикла Карно достигает величины $\eta_t=0,90$. Однако максимальное давление данного цикла будет равно 1000 МПа, а степень сжатия $\varepsilon = 1500$. Значит построить такой двигатель практически невозможно. Таким образом, мы кратко рассмотрели основы термодинамики, надеемся, что эти знания будут достаточны для изучения курса "Двигатели внутреннего сгорания".

Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В рассматриваемых в технической термодинамике теоретических циклах, как было указано, предполагается, что теплота к рабочему телу подводится от внешнего источника, имеющего температуру T_1 , а отводится к другому внешнему источнику, у которого температура $T_2 < T_1$. В реальном двигателе теплота q_1 выделяется непосредственно в камере сгорания при сгорании топливно-воздушной смеси.

Сгорание топлива в цилиндре двигателя, является сложным процессом, и возможно при условии, что каждый раз после совершения работы за счет выделившейся теплоты, расширившиеся отработавшие газы удаляются из цилиндра, и создаются необходимые условия для сгорания свежей порции топливно-воздушной смеси, подаваемой в цилиндр.

Совокупность процессов, обеспечивающих получение механической энергии из тепловой, выделяемой при сгорании топливно-воздушной смеси, называется действительным циклом.

В работающем двигателе, где осуществляется действительный цикл, возникает ряд дополнительных потерь, снижающих, по сравнению с теоретическим циклом, эффективность использования теплоты.

Для выяснения того, насколько ухудшается использование теплоты в действительном цикле, по сравнению с теоретическим, следует провести анализ теоретических циклов поршневых двигателей.

Сопоставление значений к.п.д. теоретического и действительного циклов позволит выяснить совершенство использования теплоты в реальном двигателе.

При рассмотрении теоретических циклов вводятся следующие допущения:

а) в цилиндре двигателя все время находится постоянное, несменяемое количество рабочего тела (например, воздух), совершающего замкнутый цикл;

б) теплоемкость рабочего тела принимается постоянной, не зависящей от температуры;

в) теплота подводится к рабочему телу извне, в определенный период цикла;

г) процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена с внешней средой (адиабатные процессы).

Применительно к двигателям внутреннего сгорания следует рассмотреть три теоретических цикла:

а) теплота подводится при постоянном объеме, что (примерно соответствует процессу сгорания в двигателях с искровым зажиганием);

б) теплота подводится при постоянном давлении (примерно соответствует процессу сгорания в ранее строившихся компрессорных дизелях);

в) некоторое количество теплоты подводится при постоянном объеме, а остальное – при постоянном давлении (смешанный подвод теплоты) (примерно соответствует процессу сгорания в быстроходных дизелях).

Отвод теплоты во всех случаях предполагается при постоянном объеме.

2.2. ЦИКЛ С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ ($V=\text{const}$)

На рис. 2.1 изображен цикл с подводом теплоты при постоянном объеме в системах координат $p - V$. Здесь ac – процесс сжатия; cz – процесс подвода теплоты q_1 извне; при ($V=\text{const}$); zb – процесс расширения, ba – процесс отвода теплоты q_2 при ($V=\text{const}$).

Для анализа данного цикла введем следующие обозначения: D – диаметр цилиндра; R – радиус кривошипа коленчатого вала; S – ход поршня; $S = 2R$;

V_h – рабочий объем $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$;

V_c – объем камеры сгорания; V_a – полный объем цилиндра при положении поршня в н.м.т.

ϵ – степень сжатия $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$;

λ – степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$;

K – показатель адиабаты $K = \frac{C_p}{C_v}$;

ϕ – угол поворота коленчатого вала.

Для рассматриваемого цикла, полагая, что в цилиндре двигателя находится 1 кг рабочего тела, количество подведенной теплоты будет равно:

$q_1 = C_v (T_z - T_c)$ Дж/кг или ккал/кг, а количество отведенной теплоты равно:

$$q_2 = C_v (T_h - T_d) \text{ Дж/кг или ккал/кг.} \quad (2.2)$$

Если известны значения q_1 и q_2 , тогда термический к.п.д. равен

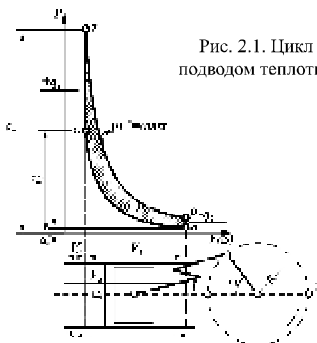


Рис. 2.1. Цикл поршневого двигателя с подводом теплоты при постоянном объеме

$$\eta_i = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v(T_z - T_c)} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c}. \quad (2.3)$$

Температуры в характерных точках цикла можно выразить через начальную температуру T_a :

– для адиабатного процесса сжатия ac температура в точке c :

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{\kappa-1} = T_a \cdot \varepsilon^{\kappa-1}, \quad (2.4)$$

– температура в точке z :

$$T_z = T_c \cdot \frac{p_z}{p_c} = \lambda \cdot T_c = T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{\kappa-1}. \quad (2.5)$$

Для адиабатного процесса расширения zb , т.е. температура в точке b :

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{\kappa-1} = T_z \cdot \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{\kappa-1} = T_z \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \lambda \cdot T_a. \quad (2.6)$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение (2.3) получим

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (2.7)$$

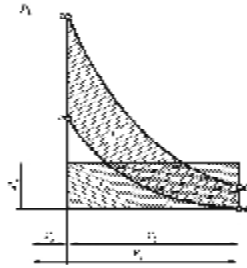


Рис. 2.2. Определение среднего давления цикла

Работа l_u , совершаемая за цикл в координатах $p - V$, определяется заштрихованной площадью $aczba$ (рис. 2.2). Для сравнения двигателей различного типа работу, совершаемую за цикл, относят к единице рабочего объема цилиндра. Для этого, как показано на рис.2.2 ее условно представляют в виде прямоугольника, основанием

которого служит рабочий объем цилиндра V_h . Ордината этого прямоугольника

$$P_u = \frac{I_u}{V_h} \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{м}^3 \text{ или } \text{Н}/\text{м}^2, \quad (2.8)$$

Величина p_u численно равна некоторому условному постоянному давлению, действующему на поршень в течение времени, соответствующему перемещению поршня от в.м.т. до н.м.т., при котором объем цилиндра изменится на величину V_h . Величину p_u принято называть средним давлением цикла.

Для рассматриваемого цикла среднее давление

$$P_u = P_a \frac{\varepsilon^k (\lambda - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_t. \quad (2.9)$$

Из уравнения (2.7) видно, что термический к.п.д. цикла с подводом теплоты при постоянном объеме с повышением степени сжатия растет. С ростом количества подведенной теплоты, необходимой при увеличении нагрузки, степень повышения давления λ , также возрастает, но, как видно из уравнения, это не влияет на термический к.п.д. цикла.

На рис. 2.3 построена зависимость термического к.п.д. цикла от степени сжатия для случаев, когда в качестве рабочего

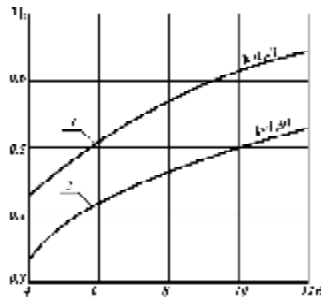


Рис.2.3. Зависимость термического к.п.д. η_t с подводом теплоты при постоянном объеме от степени сжатия при двух значениях показателя адиабаты k

тела в цилиндре двигателя применен воздух ($k = 1,41$) и газ, у которого показатель адиабаты $k = 1,3$. Из графика видно, что с повышением степени сжатия термический к.п.д. весьма заметно возрастает. При меньших значениях показателя адиабаты k термический к.п.д. цикла снижается.

Для получения более высоких значений термического к.п.д. степень сжатия следует по возможности повышать. Однако в двигателях с искровым зажиганием, которые работают по циклу, близкому к рассматриваемому, повышать степень сжатия выше некоторого предела не представляется возможным. Это объясняется тем, что при больших значениях степени сжатия в этих двигателях происходит ненормальное (детонационное) сгорание или преждевременное самопроизвольное воспламенение топлива, при которых процесс сгорания становится неуправляемым и показатели двигателя резко ухудшаются. Поэтому в двигателях с искровым зажи-

ганием, в зависимости от сорта бензина, применяют степень сжатия $\varepsilon = 6 \div 9,5$. В некоторых случаях при использовании высокооктанового топлива степень сжатия повышают до 11.

Для двигателей, использующих в качестве топлива газ $\varepsilon = 6,5 \div 10$.

Из уравнения (2.9) видно, что среднее давление теоретического цикла p_n возрастает, если процесс сжатия начинается при более высоком начальном давлении p_a . Увеличение степени сжатия также обеспечивает повышение p_n (см. рис. 2.4). Однако на p_n степень сжатия влияет

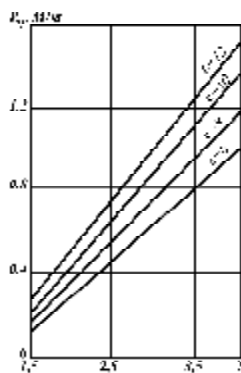


Рис. 2.4. Зависимость p_n от ε для различных значений k

меньше, чем на термический к.п.д. При увеличении количества подведенной теплоты возрастает степень повышения давления λ и соответственно, среднее давление цикла. Увеличение термического к.п.д. η_t означает, что большее количество подведенной теплоты используется для совершения работы. Следовательно, повышение η_t приводит к росту p_u .

2.3. ЦИКЛ С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ ($p=\text{const}$)

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении в системах координат $p-V$ показан на рис. 2.5. Он отличается от ранее рассмотренного тем, что в нем теплота q_1 подводится при постоянном давлении.

Для 1 кг рабочего тела количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_p (T_z - T_d), \quad (2.10)$$

а количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_b - T_d). \quad (2.11)$$

Тогда термический к.п.д.

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v (T_b - T_d)}{c_p (T_z - T_d)}. \quad (2.12)$$

Имея в виду, что $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ и

$$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{k},$$

и обозначив через

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{T_z}{T_c},$$

степень предварительного расширения, выразим температуры в характерных точках цикла через начальную температуру T_a .

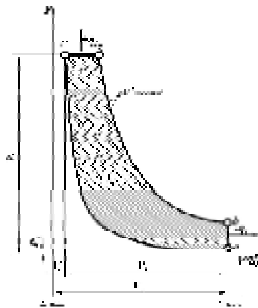


Рис 2.5. Цикл поршневого двигателя с подводом теплоты при постоянном давлении

После соответствующих подстановок получим следующую формулу для термического к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{1}{k(\rho-1)}. \quad (2.13)$$

Среднее давление цикла

$$P_u = P_a \frac{\varepsilon^k k (\rho - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_t. \quad (2.14)$$

Из уравнения (2.12) видно, что термический к.п.д. цикла с подводом теплоты при постоянном давлении зависит от степени сжатия ε , показателя адиабаты k и степени предварительного расширения ρ .

На рис. 2.6 приведены зависимости термического к.п.д. цикла от степени предварительного расширения ρ при $k = 1,41$ и $k = 1,30$ и трех степенях сжатия ε , в диапазоне, характерном для дизелей.

Из графика видно, что с увеличением степени сжатия термический к.п.д. цикла растет. Большие значения η_t достигаются также при более высоких значениях показателя адиабаты. Увеличение ρ приводит к снижению термического к.п.д. Большие значения величины ρ соответствуют условиям, когда в связи

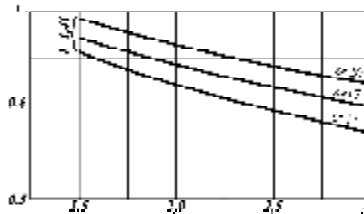


Рис. 2.6. Зависимость термического к.п.д. η_t цикла с подводом теплоты при постоянном давлении от степени предварительного расширения ρ

с ростом нагрузки необходимо увеличивать количество подводимой теплоты q_1 . Следовательно, чем больше теплоты подводится в цикле, тем меньше термический к.п.д.

Зависимость η_t от p имеет большое значение для определения эффективности теплоиспользования в автомобильном двигателе, который при эксплуатации большую часть времени работает на неполных нагрузках.

Из выражения (2.13) следует, что с увеличением начального давления цикла p_a , показателя адиабаты k , степени сжатия ε и термического к.п.д. η_t среднее давление цикла p_u возрастает.

Увеличение p_u достигается путем подвода большего количества теплоты, что в то же время приводит, как было показано выше, к некоторому уменьшению η_t .

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении примерно соответствует циклу, осуществляемому в тихоходных компрессорных дизелях.

2.4. ЦИКЛ СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Цикл со смешанным подводом теплоты в системах координат $p - V$ показан на рис. 2.7. Он отличается от ранее рассмотренного тем, что в нем количество теплоты $q'_1 = C_v(T_{z'} - T_c)$ подводится при постоянном объеме, а количество теплоты $q''_1 = C_p(T_z - T_{z'})$ — при постоянном давлении. Общее количество подведенной теплоты к 1 кг рабочего тела

$$q_1 = q'_1 + q''_1 = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}) = c_v T_c \left[\left(\frac{T_{z'}}{T_c} - 1 \right) + \frac{c_p}{c_v} \cdot \frac{T_{z'}}{T_c} \left(\frac{T_z}{T_{z'}} - 1 \right) \right] = c_v T_c [\lambda - 1 + k\lambda(p - 1)]. \quad (2.15)$$

Термический к.п.д.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda p^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(p - 1)}. \quad (2.16)$$

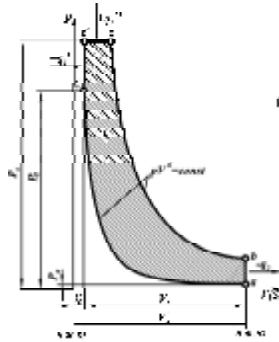


Рис 2.7. Цикл поршневого двигателя со смешанным подводом теплоты

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_b - T_a) . \quad (2.17)$$

Среднее давление цикла

$$p_{ci} = p_a \frac{\varepsilon^k [\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_i . \quad (2.18)$$

Из уравнения (2.16) видно, что термический к.п.д. цикла со смешанным подводом теплоты также повышается с увеличением степени сжатия. Кроме того, термический к.п.д. зависит от степени повышения давления λ , т. е. от количества теплоты, подведенной при $V=\text{const}$ и степени предварительного расширения p , т. е. от количества теплоты, подведенной при постоянном давлении.

Расчеты показывают, что термический к.п.д. смешанного цикла тем выше, чем больше теплоты подводится при постоянном объеме.

В таблице 2.1 приведены величины η_i для циклов, когда теплота подводится при $V=\text{const}$ (карбюраторные двигатели) и для цикла со смешанным подводом теплоты (дизели).

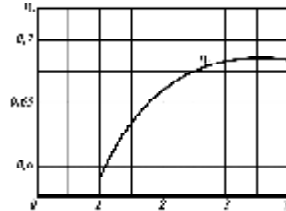


Рис 2.8. Зависимость η_i от λ для цикла со смешанным подводом теплоты

Таблица 2.1.

Цикл	ε	η_i	Тип двигателя
$V = const$	17	0,686	Карбюраторный
$\begin{cases} q_1' (V = const) \\ q_1'' (p = const) \end{cases}$	17	0,684	Дизель
$V = const$	10	0,610	Карбюраторный
$V = const$	9	0,596	Карбюраторный

Видно, что если сравнить циклы при одинаковых ε наибольшее η_i имеет цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. В действительности из-за детонационного сгорания топлива в таком цикле в карбюраторных двигателях организовать невозможно. Поэтому в карбюраторных двигателях степень сжатия принимают $\varepsilon = 9 \dots 10$. Быстроходные дизели работают примерно по циклу со смешанным подводом теплоты. В этих дизелях для осуществления процесса сгорания используют высокие степени сжатия $\varepsilon = 16 \dots 23$. Это обеспечивает получение более высокого термического к.п.д. по сравнению с карбюраторными двигателями.

Для случая, когда количество подведенной теплоты $q_1 = const$, изменение p_u зависит от соотношения между λ и ρ , влияющего на η_i (см. рис. 2.8). Величина p_u возрастает при уменьшении ρ и соответственно, увеличении λ , так как при этом повышается η_i .

При увеличении теплоты q_1 , когда $\lambda = const$, а ρ повышается, наблюдается сравнительно меньший рост среднего давления p_u , чем в случае $\rho = const$ и увеличения λ . Это объясняется тем, что с возрастанием количества подведенной теплоты в первом случае термический к.п.д. снижается, а во втором – несколько повышается.

В современных дизелях $\lambda = 1,2 \dots 2,0$, а $\rho = 1,4 \dots 2,2$. В дизелях со смешанным подводом теплоты среднее давление цикла p_u зависит от P_u , ε и η_i и чем больше их значения, тем больше p_u .

Глава III. ТОПЛИВО И ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ ЕГО СГОРАНИЯ

3.1. ТОПЛИВО

В двигателях внутреннего сгорания применяют жидкое и газообразное топливо.

Жидкое топливо состоит из смеси различных углеводов: парафиновых (алканов) C_nH_{2n+2} , нафтеновых (цикланов) C_nH_{2n} ; C_nH_{2n-2} и ароматических C_nH_{2n-6} ; C_nH_{2n-12} и др.

При анализе жидкого топлива, применяемого в двигателях внутреннего сгорания, определяют его элементарный состав, показывающий содержание в топливе отдельных химических элементов, т.е. углерода С, водорода Н и небольшого количества кислорода O_2 . В некоторых сортах топлив содержится незначительное количество серы S.

В качестве газового топлива для автомобильных двигателей применяют главным образом природный газ, получаемый при добыче нефти, промышленные газы, являющиеся побочным продуктом при переработке нефти и в других промышленных процессах, и газы, полученные путем газификации твердого топлива.

Различают высшую H_0 и низшую теплоту H_u сгорания топлива. Количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании массовой или объемной единицы топлива, называется его теплотой сгорания. Теплота сгорания является одним из важнейших показателей топлива.

Высшей теплотой сгорания H_0 называется все количество теплоты, которое выделяется при сгорании массовой или объемной единицы топлива и может быть отдано в охлаждающую среду при охлаждении продуктов сгорания до первоначальной температуры.

В двигателях внутреннего сгорания отработавшие газы выбрасываются наружу при температуре, значительно превышаю-

щей температуру окружающего воздуха и уносят с собой не сконденсировавшийся водяной пар. Поэтому в расчетах теплоту, выделившуюся при конденсации водяного пара, не учитывают.

Количество теплоты, полученной при сгорании массовой или объемной единицы топлива, за вычетом теплоты, выделившейся при конденсации водяного пара, называется *низшей теплотой сгорания* топлива и обозначается H_u .

Если по данным исследований известен элементарный состав топлива и высшая теплота сгорания, то можно определить низшую теплоту сгорания

$$H_u = H_0 - 2512 (9H + W) \text{ кДж/кг}, \quad (3.1)$$

где 2512 кДж/кг или 600 ккал/кг – принимаемое в технических расчетах количество теплоты, затрачиваемое для образования 1 кг водяного пара; $9H$ – количество водяного пара, образовавшегося при сгорании 1 кг топлива; H – массовая доля водорода в 1 кг топлива; W – количество влаги, содержащейся в 1 кг топлива.

Если известен элементарный состав, то низшую теплоту сгорания жидкого топлива можно подсчитать по формуле Д.И. Менделеева

$$H_u = [34,013C + 125,6H - 10,9(O_2 - S) - 2,512(9H + W)] \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}, \quad (3.2)$$

где C , H , O_2 и S – массовые доли элементов, входящих в состав топлива.

Наибольшее количество жидкого топлива, используемого в двигателях внутреннего сгорания, получают главным образом из нефти.

Испаряемость, оцениваемая по фракционному составу топлива, является одним из основных показателей его качества. Испаряемость топлива определяют при подогреве его в специальном приборе, где происходит последовательное испарение фракций с различной температурой кипения. Для каждого вида топлива устанавливается фракционный состав при соответствующих температурах. Характерными точками являются темпе-

ратуры, при которых выкипает 10, 50, 90 и 100% топлива. По этим данным строят зависимость фракционного состава топлива от температуры, называемую кривой фракционной разгонки. От фракционного состава топлива зависит качество смеси топлива с воздухом и сгорание ее, а также пусковые свойства двигателя.

На рис. 3.1 показаны кривые фракционной разгонки для жидких топлив, а в табл. 3.1 приведены основные показатели жидких топлив, применяемых в двигателях.

В двигателях с искровым зажиганием в качестве топлива используют бензин. Для бензина одним из главных показателей является детонационная стойкость. Если детонационная стойкость топлива ниже принятой для данного типа двигателя, то в цилиндрах двигателя возникают ненормальные условия сгорания (детонация), при которых эксплуатация двигателя недопустима.

Детонационная стойкость легкоиспаряющихся топлив характеризуется октановым числом.

Октановое число топлива определяется в специально предназначенном для этой цели двигателе при строго установленных условиях для испытания. Особенностью этого двигателя является возможность изменения в нем степени сжатия. В качестве эталонных топлив при исследовании используется изоктан (iC_8H_{18}), который обладает наибольшей детонационной стойкостью, и гептан (nC_7H_{16}), имеющий большую склонность к детонации. При испытании смеси изоктана и гептана явления детонации возникают при различных степенях сжатия в зависимости от процентного содержания каждого топлива, входящего в смесь.

Наивысшая допустимая степень сжатия может быть достигнута при использовании в качестве топлива чистого изоктана. При смешении изоктана с гептаном нормальное сгорание возможно только в случае уменьшения степени сжатия. Чем больше процентное содержание гептана в смеси с изоктаном, тем меньше степень сжатия, при которой возможна нормальная работа двигателя. Для определения октанового числа топлива на указанном специальном двигателе устанавливают