

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ВОЛЖСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Н.А.Ушаков

Взаимодействие процессов в двигателях внутренне-
го сгорания наземно-транспортных систем.
Расчёт и анализ

Электронное учебное пособие



Волжский
2023

УДК 621.43(07)
ББК 31.365я73
У- 932

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент кафедры Энергетики филиала
«НИУ «МЭИ» в г. Волжском
Байдакова Н.В.
канд. техн. наук, заместитель директора по науке
ООО «НПКО «Маштехсервис»
Мироседи А.И.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Ушаков, Н.А.

Взаимодействие процессов в двигателях внутреннего сгорания наземно-транспортных систем. Расчет и анализ : учебное пособие / Н.А. Ушаков ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ВПИ (филиал) ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 225 КБ). – Волжский, 2023. – Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-9948-4546-2

Учебное пособие по взаимодействию тепловых процессов рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания предназначено для изучения процессов превращения внутренней энергии горюче-смазочных веществ в механическую энергию двигателями, а также для выполнения курсовой работы по дисциплине «Энергетические установки подъёмно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования».

Для студентов, обучающихся по направлениям подготовки: 23.00.00 - Техника и технологии наземного транспорта; 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» дневной и заочной форм обучения.

Ил. 14, табл. 4, библиограф.: 6 назв.

ISBN 978-5-9948-4546-2

© Волгоградский государственный
технический университет, 2023
© Волжский политехнический
институт, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Циклы двигателей внутреннего сгорания, сопровождающие термодинамическими процессами	6
2 Характеристики топлив, их смеси и продукты их сгорания	22
3 Рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания.....	39
4 Метод расчета процессов рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания	44
Приложение	65
Список литературы	68

Введение

Двигатель внутреннего сгорания – это «сердце» большинства современных транспортных средств. И не только машин, но также мотоциклов, кораблей, тепловозов, самолётов и даже масштабных моделей транспортных средств.

ДВС – это пока основной вид двигателей транспортных средств, тепловая машина, преобразующая химическую энергию топлива в механическую работу. Но в современном мире двигатели внутреннего сгорания всё чаще стали вытесняться двигателями, работающими от солнечных батарей, электродвигателями, которые работают от аккумуляторов и т.д. Но по характеристикам, особенно по развиваемой мощности, ДВС пока стоят на первом месте. Сжигая горючее во внутренних камерах, двигатель внутреннего сгорания освобождает энергию, а затем преобразует её во вращательно-поступательное движение. И это, в свою очередь, раскручивает колёса машин или лопасти. Двигатели внутреннего сгорания делится на несколько основных типов:

- поршневой двигатель внутреннего сгорания;
- роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания;
- газотурбинный двигатель внутреннего сгорания.

Одним из основных типов ДВС является классический поршневой двигатель, поэтому далее будем рассматривать его. Радиационный поршневой двигатель внутреннего сгорания – чрезвычайно сложная система. Если рассматривать конструкцию поршневого двигателя, то основных деталей у классического ДВС не так уж и много. Без таких элементов, как: блок цилиндров – механическая основа мотора; головка блока цилиндров; поршней; шатунов; коленчатого вала; распределительного вала с кулачками; впускных и выпускных клапанов; свечей зажигания работа двигателя внутреннего сгорания просто невозможна. Все ДВС работают по одному и тому же принципу. В результате их работы энергия вспышки топлива, то есть тепловая энергия, преобразуется в энергию механическую. Это всегда происходит следующим образом: когда поршень в цилиндре движется вниз, открывается впускной клапан; в цилиндр поступает топливовоздушная смесь; когда поршень начинает подниматься, и выпускной клапан закрывается. Далее поршень сжимает топливовоздушную смесь и подходит к верхней мёртвой точке. На свече зажигания появляется искра, топливовоздушная смесь мгновенно загорается, при этом выделяется большой объём газов. Под их воздействием поршень направляется вниз.

Открывается выпускной клапан и выхлопные газы выдавливаются в выпускной коллектор.

Данное пособие анализирует термодинамические процессы превращения тепловой энергии, происходящие в энергетической установке, в механическую с подводом тепла при постоянном объёме и комбинированным подводом, являющиеся прототипами действительных циклов работы соответственно бензиновых и дизельных двигателей. Приводится сравнительный анализ термодинамических циклов, физико-химические свойства используемой в двигателях горюче-смазочной жидкости и описание процессов действительных рабочих циклов поршневых двигателей.

В пособии предложен метод расчёта теплодинамических процессов рабочего цикла двигателей наземно-транспортных средств, который позволяет определить основные параметры состояния рабочей горюче-смазочной смеси в каждом процессе превращения внутренней тепловой энергии топлива в механическую. Проведённые расчёты позволяют определить основные характеристики двигателя внутреннего сгорания.

1 ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, СОПРОВОЖДАЮЩИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

1.1 Общие направления

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) благодаря высокой экономичности, небольшой массе, быстрому запуску нашли применение в различных отраслях промышленности, особенно в авиации и на транспорте. ДВС относятся к тепловым двигателям, в которых все рабочие процессы протекают внутри рабочих цилиндров. Рабочим телом в ДВС являются в начале воздух или смесь воздуха с топливом, а в конце – смесь газов, образовавшаяся при сгорании топлива. Теплота к рабочему телу подводится от сжигаемого топлива внутри цилиндров двигателя, в которых расширяющийся от нагревания газ перемещает поршень. Полученная газом энергия частично расходуется на совершение механической работы, а остальная часть отдается окружающей среде.

Циклы ДВС в зависимости от способа подвода теплоты к рабочему телу подразделяются на три группы:

1. с подводом теплоты при постоянном объеме – $v = \text{const}$ (цикл Отто);
2. с подводом теплоты при постоянном давлении – $p = \text{const}$ (цикл Дизеля);
3. со смешанным подводом теплоты: частично при $v = \text{const}$, а затем при $p = \text{const}$ (цикл Тринклера).

Цикл ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$. При термодинамическом анализе циклов ДВС приняты следующие допущения, позволяющие анализировать работу двигателей.

1. В качестве рабочего тела принимается идеальный газ, теплоемкость которого не зависит от температуры.
2. Цикл замкнут, и на всех его стадиях качественный и количественный состав рабочего тела остается неизменным.
3. Теплота к рабочему телу подводится от внешнего горячего источника, а не за счет сжигания топлива, а отводится к внешнему холодному источнику, а не выбросом в атмосферу.
4. Процессы сжатия и расширения рабочего тела протекают без теплообмена с внешней средой.
5. Отсутствует трение между элементами шатунно-поршневой группы и гидравлическое сопротивление в клапанах и подводящих трубопроводах.

6. Разность температур между источником теплоты и рабочим телом бесконечно мала.

Цикл ДВС с подводом теплоты при $p=\text{const}$. Стремление повысить термический КПД двигателя за счет увеличения степени сжатия привело к замене легковоспламеняемой рабочей смеси негорючим рабочим телом. Был создан новый двигатель – дизель, в цилиндре которого сжимается чистый воздух до высокого давления, а топливная смесь вводится в камеру сгорания специальным компрессором в конце процесса сжатия. Это позволило исключить преждевременное самовоспламенение смеси, что сдерживало повышение термического КПД в цикле Отто. Рабочая смесь воспламеняется от высокой температуры сжатого воздуха, намного превышающей температуру самовоспламенения топлива. Топливо в цилиндр двигателя подается постепенно, а не сразу, что обуславливает его постепенное, а не мгновенное сгорание. При этом давление в цилиндре несколько повышается, но остается более или менее постоянным за счет постепенного увеличения объема камеры сгорания при движении поршня. Преобразование тепловой энергии в механическую в двигателе внутреннего сгорания является сложным процессом. Его протекание в реальных условиях связано с возникновением дополнительных потерь, не учитываемых вторым законом термодинамики.

Употребление теплоты в двигателе характеризуется КПД, а экономическая составляющая двигателя – количество потраченной теплоты на единицу мощности.

Используя второй закон термодинамики для теоретического цикла, совершаемого 1 кг рабочего тела, будем иметь термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{A_{\text{ц}}}{Q_1}, \quad (1.1)$$

где Q_1 – значение количества теплоты, затраченной за рабочий цикл ДВС, Дж/кг;

$|Q_2|$ – абсолютное значение количества теплоты, переданной за цикл холодному источнику, Дж/кг;

$A_{\text{ц}}$ – работа, совершаемая 1 кг рабочего тела за рабочий цикл, Дж/кг; $A_{\text{ц}} = Q_1 - |Q_2|$.

В замкнутом цикле совершаемая g , кг, рабочего тела работа A будет выражаться следующим образом;

$$A_{\text{ц}} = P \cdot D \cdot V, \quad (1.2)$$

где P – давление, создаваемое в рабочем цилиндре, МПа;

V – рабочий объем цилиндра, м^3 .

По рисунку 1.1 эта работа определяется площадью внутри контура, описывающего цикл (заштрихованная часть).

Для сравнения рабочих циклов, совершаемых в двигателях внутреннего сгорания с разными диаметрами цилиндров, работу приравнивают за единицу рабочего объема цилиндра, записывают следующим выражением $V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$. Площадь, определяющую работу цикла $A_{\text{ц}}$, можно заменить площадью прямоугольника по основанию $V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$. Высота в этом прямоугольнике характеризует работу, приходящуюся на единицу рабочего объема (Па).

$$P_{\text{ц}} = A_{\text{ц}} / V_{\text{max}} - V_{\text{min}} \quad (1.3)$$

Формула (1.3) показывает, как удельная работа численно равна некоторому условному постоянному давлению $P_{\text{ц}}$, действующему на поршень в течение времени, соответствующего изменению объема от V_{max} до V_{min} . $P_{\text{ц}}$ – это величина среднего давления цикла двигателя. В известных расчетах [1] величину среднего давления цикла удобнее выражать в МПа.

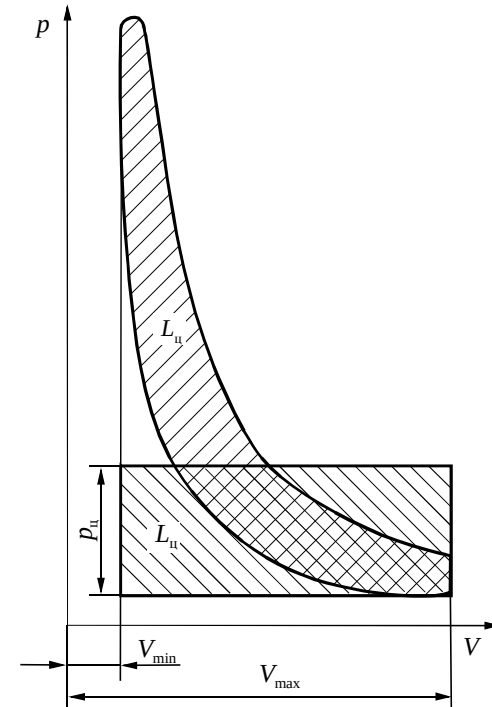


Рисунок 1.1 – Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания

Рабочие процессы превращения теплоты в работу могут осуществляться в различных двигателях внутреннего сгорания, наиболее часто встречающийся из которых является поршневым.

В двигателях внутреннего сгорания на транспортных средствах могут быть использованы следующие циклы:

- со смешанным подводом теплоты как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении;
- с подводом теплоты при постоянном объеме ($v = \text{const}$);
- с подводом теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$).

Во всех вышеперечисленных циклах отвод теплоты в рабочем цикле производится при постоянном объеме в силу того, что расширение газообразного вещества происходит не полностью, и степень возможного расширения в двигателе определяется положением поршня в нижней мертвой точке.

Термодинамический (идеальный) цикл – обратимый круговой процесс, в котором теплота превращается в работу с минимальными потерями, неизбежными согласно второму закону термодинамики.

Проводя анализ термодинамических циклов, проходящих в поршневых ДВС можно принять следующие допущения:

- 1) в течение всего цикла неизменным остаются химический состав и количество рабочего газа;
- 2) происходящие процессы сжатия и расширения осуществляются с адиабатным процессом;
- 3) теплоемкость рабочего газа зависит от температуры. В результате сгорания и газообмена, которые происходят во время работы двигателя внутреннего сгорания, во время термодинамических циклов изменяются процессы подвода и отвода тепла. Анализируя термодинамические циклы, получаем, что полученные результаты их показателей имеют некоторый верхний предел, который приближает показатели действительных рабочих циклов в зависимости от результатов.

Основным из показателей экономического эффекта термодинамического цикла является *термический КПД*, η_t , который может быть представлен как отношение количества теплоты, преобразованной в работу цикла, к количеству теплоты, переданной рабочему телу:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1}, \quad (1.4)$$

где Q_1 – количество теплоты, переданной 1 кг объема, Дж/кг;

$|Q_2|$ – количество теплоты, отведенной от 1 кг объема, Дж/кг;

$L = Q_1 - |Q_2|$ – количество теплоты, переведённой в работу, Дж/кг.

Одним из показателей термодинамического цикла является его удельная работа, или *среднее давление* P_t , которая равна работе A (Дж), отнесенная к рабочему объему V_h (м³). Она определяется разностью объема цилиндра V_a и камеры сжатия V_c :

$$P_t = \frac{L}{(V_a - V_c)} = \frac{L}{V_h}. \quad (1.5)$$

Чем значение давление P_t больше, тем при данном цикле размеры цилиндра будут меньше, а это означает, что размеры и вес двигателя могут быть гораздо меньше.

1.2 Рабочий цикл, происходящий со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера)

Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера) происходит в бескомпрессорных дизельных двигателях. В цилиндрах дизельного двигателя происходит сжатие чистого воздуха, и совершается самовоспламенение топлива. Распыление топлива производится механически, с помощью насоса или насос-форсунки под давлением 120...160 МПа.

Топливо вводится в камеру сгорания или специальные предварительные камеры. Процесс сгорания происходит сначала с повышением давления, а затем при постоянном давлении. Осуществление такого подвода теплоты характерно для двигателей, работающих по смешанному циклу.

Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера) осуществляется в бескомпрессорных дизелях. В цилиндрах дизеля сжимается чистый воздух, и происходит самовоспламенение топлива, распыление которого осуществляется механическим путем с помощью насоса или насос-форсунки под давлением 100...150 МПа.

Топливо впрыскивается в камеру сгорания или специальные предкамеры. Процесс сгорания идет вначале с повышением давления, а затем при постоянном давлении. Осуществление такого подвода теплоты характерно для двигателей, работающих по смешанному циклу. При термодинамическом исследовании рассматривают цикл, состоящий из следующих процессов (рис. 1.2): $a-c$ – адиабатное сжатие; $c-z'$ – изохорный подвод теплоты; $z'-z$ – изобарный подвод теплоты; $z-e$ – адиабатное расширение; $e-a$ – изохорный отвод теплоты.

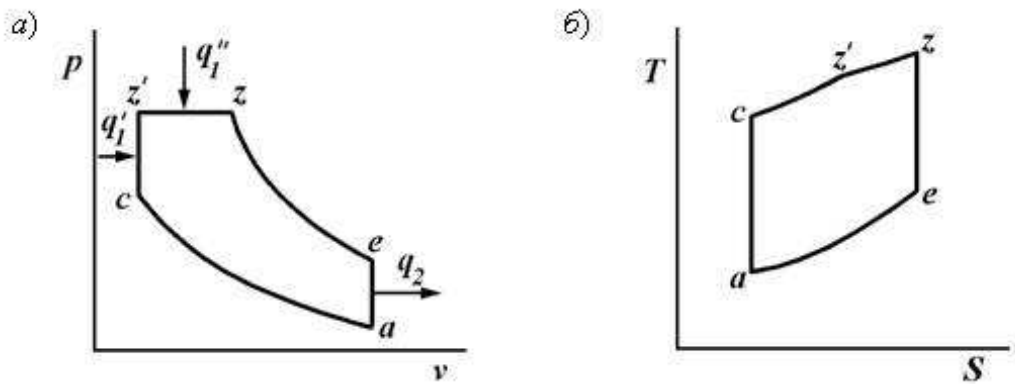


Рисунок 1.2. Диаграммы работы цикла со смешанным подводом теплоты

Цикл является как бы обобщающим для всех циклов поршневых ДВС. Цикл со смешанным подводом зависит от заданного начального состояния в точке c и от параметров цикла:

Как показано на рисунке 1.3 (он является дополнением к рис. 1.2), в координатах $p - V$ и $T - s$ после адиабатного сжатия 1 кг рабочего материала (ac) к нему подводится при постоянном объеме теплота $q_1'(cz')$, а затем при постоянном давлении теплота $q_1''(z'z)$. Далее рабочий материал с помощью адиабатного процесса расширяется (zb), после чего при постоянном объеме от него отводится теплота $q_2(ba)$. Для осуществления такого рабочего цикла требуются два хода поршня, причем существенно, что теплота q_1 подходит частично при $V = \text{const}$, когда поршень находится в верхней мертвой точке (в.м.т.), а частично при $p = \text{const}$, в связи с чем этот цикл и называют *рабочим циклом со смешанным подводом теплоты*

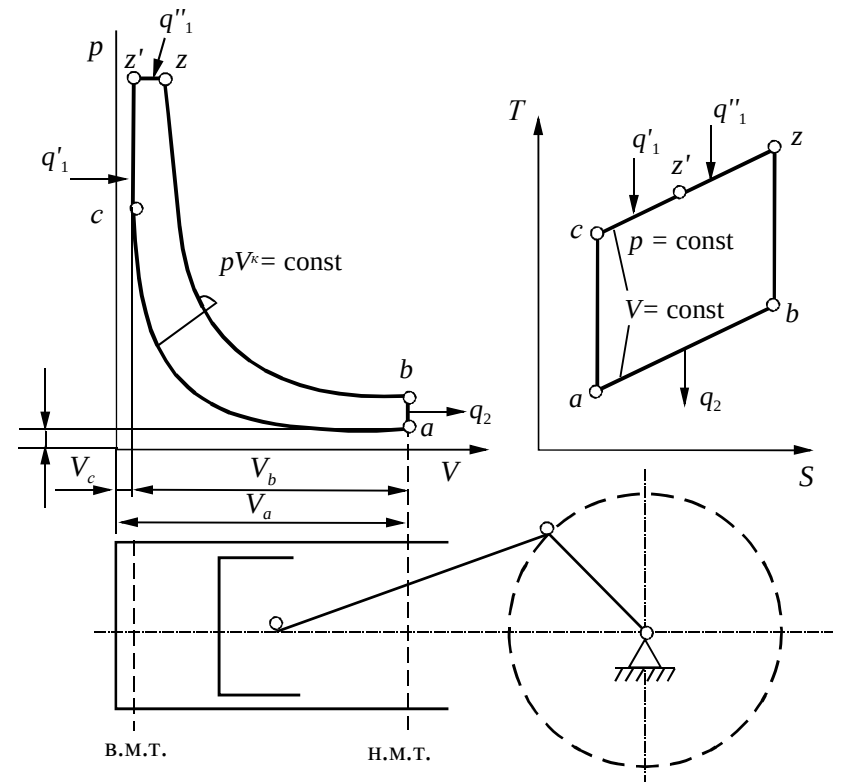


Рисунок 1.3 – Рабочий цикл, происходящий со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера)

Параметры циклов двигателей внутреннего сгорания характеризуются следующими степенями: сжатия, повышения давления, предварительного расширения, последующего расширения.

Три из этих параметров связаны между собой соотношением $\epsilon = \rho \delta \beta$.

Значения этих параметров находятся по следующим формулам:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ — соотношение объемов цилиндра двигателя в начале } V_a$$

и в конце V_c сжатия;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – соотношение объемов цилиндра двигателя в конце

подвода теплоты V_z и в конце сжатия V_c ;

$\delta = \frac{V_b}{V_z}$ – соотношение объемов цилиндра двигателя в конце

расширения V_b и в конце подвода теплоты V_z .

Как известно из законов термодинамики, термический КПД и среднее давление рабочего цикла двигателя с неоднородным подводом теплоты будут находиться по следующим зависимостям:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}; \quad (1.6)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (1.7)$$

где k – коэффициент адиабатического процесса.

Степень сжатия является важнейшим конструктивным параметром двигателя, определяющим его экономичность и мощность. Ее выбирают в зависимости от формы камеры сгорания, способа смесеобразования, марки применяемого топлива, а также с учетом наличия или отсутствия наддува, быстроходности двигателя, типа системы охлаждения и других факторов.

Минимальную степень сжатия $\varepsilon_{\min}$ для двигателей с воспламенением от сжатия принимают исходя из условия надежного воспламенения топлива при пуске двигателя в условиях низких температур. В этом случае величину $\varepsilon_{\min}$ можно вычислить, зная минимальную температуру воздуха в конце сжатия, необходимую для воспламенения топлива, поданного в камеру сгорания. В дизелях без наддува степень сжатия меньше 14 не применяют. Максимальная степень сжатия в двигателях определяется прочностью конструкции двигателя, т.е. ее способностью выдерживать высокие механические и термические нагрузки. Следует иметь в виду, что с увеличением степени сжатия термический КПД двигателя возрастает, однако, при ε более 18-20 рост термического КПД значительно уменьшается. При этом наблюдается быстрое снижение механического КПД двигателя, вследствие повышения максимального давления сгорания [3]. Таким образом, в современных дизелях, без наддува степень сжатия находится в пределах 14-20. Ниже приведены значения ε для различных дизелей.

С неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием 15-18

Вихрекамерные и предкамерные..... 17-19

Исключение составляют многотопливные двигатели, работающие на низкоцетановых топливах, отличающихся плохой воспламеняемостью. Степень сжатия у них может быть 20 и выше [2].

Следует различать геометрическую ε и действительную ε_d степени сжатия. Геометрическая степень сжатия представляет собой отношение объема цилиндра V_a двигателя к объему камеры сгорания V_c :

$$\varepsilon_{\max} = V_a/V_c; \varepsilon_d = (V_c + V_h)/V_c, \quad (1.8)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра.

Геометрическая степень сжатия в реальных двигателях является условной величиной, так как характеризует отношение объемов сжимаемых газов в начале и конце такта сжатия теоретического цикла, т.е. при положениях поршня в нижней (н.м.т.) и верхней (в.м.т.) мертвых точках.

На величину действительной степени сжатия влияют также и технологические допуски на детали цилиндропоршневой группы, от которых зависят зазор в надпоршневой области, и объем камеры сгорания. Например, у четырехтактных дизелей Ярославского моторного завода (ЯМЗ) при существующих технологических допусках на изготовление упомянутых деталей зазор в надпоршневой области колеблется в пределах 1,2-2 мм, а объем камеры в поршне может изменяться на ± 1 см³. Вследствие этого отклонения степени сжатия доходят до 1,5

Следует также иметь в виду, что в реальных двигателях процесс сжатия заканчивается не в в.м.т., а несколько раньше, так как с целью создания наилучших условий для протекания процесса сгорания топливо в цилиндр двигателя подается за несколько градусов до прихода поршня в в.м.т. Этот момент ориентировочно можно считать концом сжатия, после которого резко нарастает давление от воспламенения топлива. Для разных двигателей угол опережения впрыска меняется в довольно широких пределах. Более того, даже для одного двигателя он не остается постоянным и зависит от скоростного и нагрузочного режимов, сорта топлива и других параметров [2].

В связи с трудностью определения всех факторов, влияющих на действительную степень сжатия, при ее нахождении обычно ограничиваются учетом только угла запаздывания закрытия впускного

клапана и действительную степень сжатия представляют как отношение объема V_a газа, заключенного в цилиндре в момент закрытия впускных клапанов, к объему камеры сгорания V_c :

$$\epsilon_d = V'_a/V_c = (V_c + V'_h)/V_c, \quad (1.9)$$

где V'_h – рабочий объем цилиндра с учетом доли потерянного хода поршня.

В соответствии с определением действительная степень сжатия ϵ_d при неизменном объеме камеры сгорания зависит при постоянном ходе поршня только от угла запаздывания закрытия впускного клапана и по абсолютной величине, всегда меньше геометрической степени сжатия [2].

Для двухтактных двигателей выражение действительной степени сжатия будет идентичным приведенному выше.

Учитывая, что в двухтактных двигателях

$$V'_h = V_h(1 - \eta), \quad (1.10)$$

где η – относительная доля потерянного хода поршня.

1.3 Рабочий цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто)

В виде топлива в таких двигателях применяются легкое топливо и газообразное (бензин, керосин, генераторный или светильный газ).

В поршневых двигателях внутреннего сгорания рабочим телом являются смесь воздуха и паров жидкого топлива (на начальном участке цикла) и газообразные продукты сгорания на остальных участках цикла.

На рисунке 1.4 представлен термодинамический цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме в vP - и sT -диаграммах для 1 кг рабочего тела.

Рабочий цикл состоит из следующих процессов: 1-2 – адиабатное сжатие рабочего тела в цилиндре двигателя; 2-3 – подвод теплоты при постоянном объеме цилиндров; 3-4 – адиабатное расширение рабочего тела; 4-1 – отвод теплоты при постоянном объеме цилиндров.

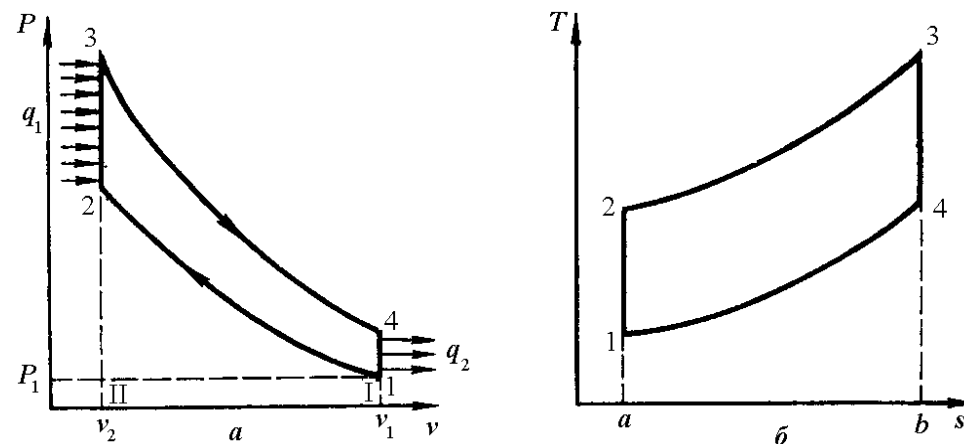


Рисунок 1.4 – Термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме

На рисунке 1.5 приведены два цикла с различной степенью сжатия ϵ . На рисунке видно, что при равенстве $q_1 = \text{пл. } 67810 = \text{пл. } 6235$, но при разных степенях сжатия ϵ термический КПД больше у цикла с большей степенью сжатия, т.к. в окружающую среду отводится меньшее количество теплоты, т.е. $\text{пл. } 61910 < \text{пл. } 6145$.

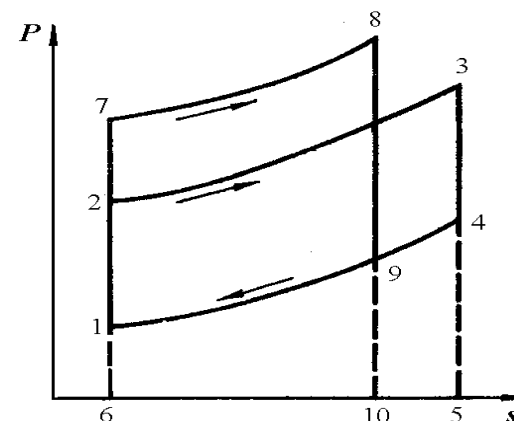


Рисунок 1.5 – Влияние степени сжатия ϵ на величину η_t цикла двигателя внутреннего сгорания

В двигателях с подводом теплоты при $P = \text{const}$ происходит раздельное сжатие воздуха и жидкого топлива (горючего), что исключает самовоспламенение и позволяет получить высокие степени сжатия. Давление в конце сжатия порядка 3-4 МПа. Степень сжатия $\epsilon = 14 \div 18$.

На рисунке 1.6 рассмотрен термодинамический цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме в vP - и sT -диаграммах для 1 кг рабочего тела.

Рабочий цикл включает в себя несколько процессов: 1-2 – адиабатное сжатие рабочего тела в цилиндре двигателя; 2-3 – подвод теплоты при постоянном давлении в двигателе; 3-4 – адиабатное расширение рабочего тела в цилиндрах двигателя; 4-1 – отвод теплоты при постоянном объеме цилиндров.

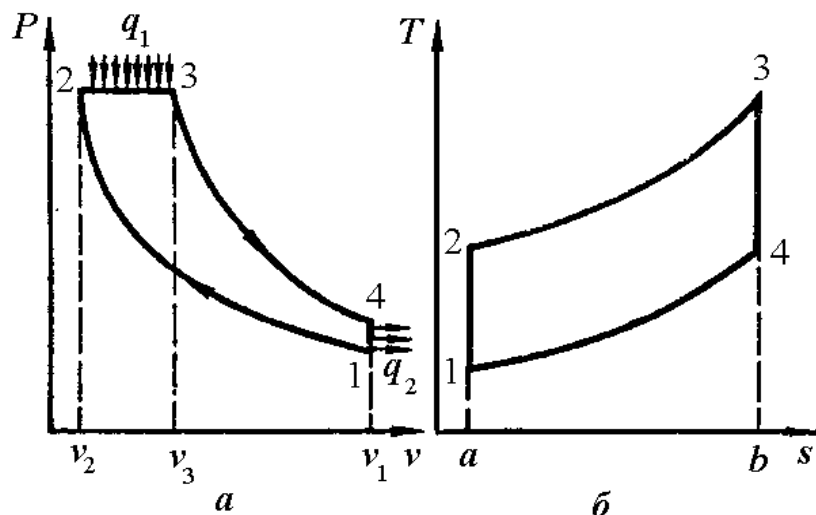


Рисунок 1.6 – Термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания

Параметры, которые характеризуют данный цикл, являются:

- степень адиабатного сжатия;
- степень предварительного расширения;
- степень адиабатного расширения.

1.4 Сравнение термодинамических рабочих циклов работы двигателей

1.4.1 Сравнительный анализ термодинамических рабочих циклов при одних и тех же значениях ϵ и q_1

Действительный цикл ДВС очень сложный по своим физико-химическим превращениям рабочего тела и имеет разомкнутое состояние.

Для упрощения термодинамического анализа циклов ДВС принимается ряд допущений.

1. Количество рабочего тела в цикле ДВС будем считать неизменным и равным расходу воздуха. Это допущение объясняется малым процентным массовым расходом топлива по отношению к расходу воздуха.

2. Свойства рабочего тела будем считать соответствующими свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

3. Будем считать, что процесс выхлопа отработавших газов и процесс забора новой порции воздуха взаимно компенсируют друг друга (их нет). Это возможно, т.к. оба эти процесса идут практически при постоянном давлении окружающей среды в противоположных направлениях.

4. Процесс отвода теплоты от рабочего тела в окружающую среду заменим изохорным процессом охлаждения рабочего тела до температуры окружающей среды. То есть условно будем считать цикл замкнутым, а охлаждение рабочего тела осуществляется прямо в цилиндре при закрытых клапанах до температуры окружающей среды.

5. Процессы расширения и сжатия рабочего тела соответствуют адиабатным процессам. Эти процессы быстротечны, поэтому можно считать их адиабатными.

6. Процессы подвода теплоты к рабочему телу будем считать в зависимости от типа двигателя изохорными или изобарными.

Анализируя рабочие циклы можно выявить их специфические особенности и показать, какой из рабочих циклов будет иметь ряд преимуществ перед другими.

Как видно из рисунка 1.7, a в координатах $T-s$ два термодинамических цикла совпадают при том, что для них степень сжатия ϵ , подведенная теплота q_1 и начальное состояние рабочего тела (точка a) имеют одно и те же значение. Сравнения эти условия, видно, что адиабата сжатия (ac) для этих циклов одина.

кова, то исходя из (1.4) тот из рабочих циклов имеет больший КПД, для которого абсолютное количество отводимой теплоты $|q_2|$ имеет небольшое значение. Можно также заметить, что имеет место следующее соотношение площадей, численно равных соответствующим количествам теплоты $|q_2|$: пл. $1ab_2 < \text{пл. } 1ab_1z$ или $|q_{2V}| < |q_{2\text{смеш}}|$, а значит, $\eta_{tV} > \eta_{\text{тсмеш}}$. Таким образом, при одной и той же степени сжатия ϵ наибольший КПД будет в цикле с подводом теплоты при $V = \text{const}$, так как в нем вся теплота подводится в в.м.т. и степень расширения δ имеет наибольшее ее значение. В этом же цикле получаются самые высокие температура T_z и давление p_z рабочего тела.

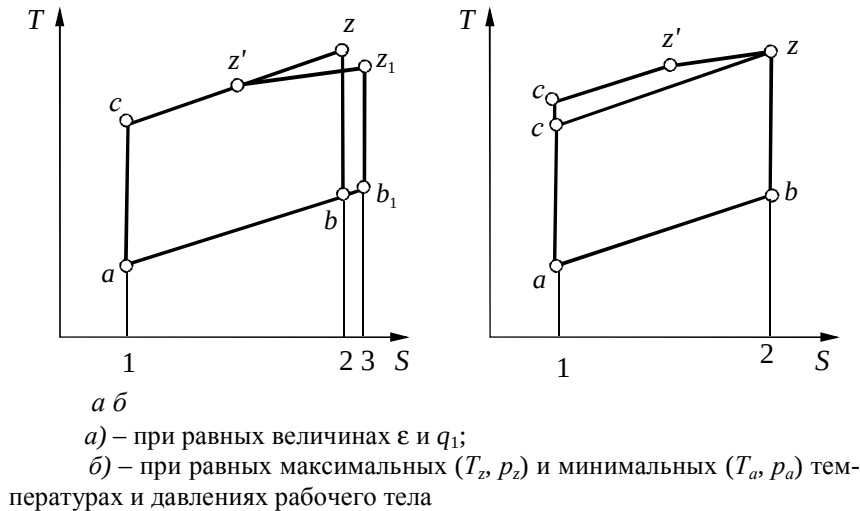


Рисунок 1.7 – Сравнение термодинамических циклов

1.4.2 Сравнительный анализ термодинамических рабочих циклов при одинаковых максимальных (T_z, p_z) и минимальных (T_a, p_a) температурах и давлениях рабочего тела

Как видно из рисунка 1.7, б, в рабочем цикле acz теплота подводится при $V = \text{const}$, а в цикле $ac_1z'zb$ – по смешанному закону термодинамики. Площадь фигуры $1ab_2$ численно будет равна теплоте $|q_2|$, равной для сравниваемых рабочих циклов. Таким образом, в соответ-

ствии с (1.4) в условиях предоставленного сравнения КПД рабочего цикла будет на столько больше, на сколько больше подведенная к телу теплота q_1 . Для объяснения полученного результата, необходимо воспользоваться известной нам зависимостью термического КПД рабочего цикла с адиабатными процессами сжатия и расширения от среднеинтегральных температур¹ процессов подвода $T'_{\text{ср}}$ и отвода $T''_{\text{ср}}$ теплоты к рабочему телу:

$$\eta_t = 1 - \frac{T''_{\text{ср}}}{T'_{\text{ср}}}. \quad (1.10)$$

В рабочих циклах, приведённых на рисунке 1.7, б, температура $T''_{\text{ср}}$ в процессе отвода теплоты (ba) одинакова, а температура $T'_{\text{ср}}$, как следует из дальнейшего сравнения кривых cz и c_1z' , имеет значение меньше в рабочем цикле с подводом теплоты при $V = \text{const}$, чем в рабочем цикле со смешанным подводом теплоты к рабочему телу. Необходимо заметить, что последовательность сохраняется в такой мере, в какой повышаются значения η_t и $T'_{\text{ср}}$, повышается и степень сжатия в рассматриваемых рабочих циклах, т.е. $\epsilon_V < \epsilon_{\text{смеш}}$. И как следствие, из этого является то, что при $T_a = \text{const}$ соотношение зависящих от ϵ температур конца сжатия в рабочем цикле характеризуется неравенством $T_c < T_{c1}$ (рисунок 1.7, б).

1.5 Термодинамические циклы поршневых ДВС с наддувом

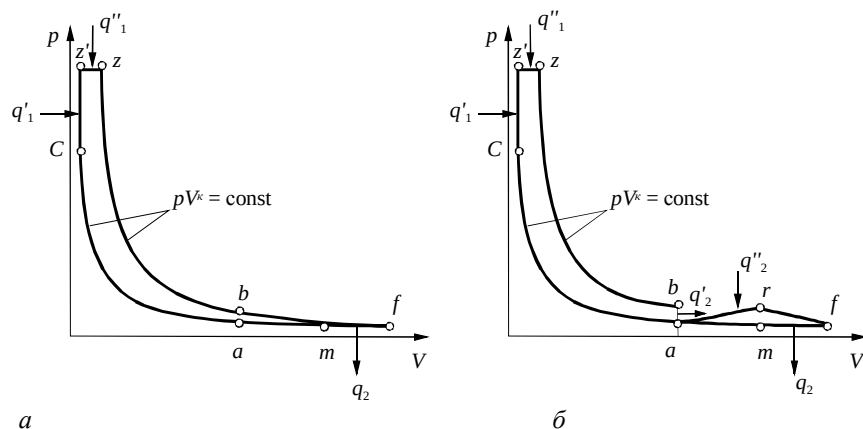
Анализ зависимостей показывает, что в термодинамических рабочих циклах V среднее давление p_t возрастёт, если повысить начальное давление p_a . Повышение этого давления в двигателях достигается с помощью подачи в цилиндры воздуха, который предварительно сжат в компрессоре под избыточным давлением. Этот метод повышения мощности двигателя называют *наддувом*.

В компрессоре может находиться механический привод от вала двигателя, таким образом на его работу будет затрачиваться небольшая часть мощности двигателя. Наиболее подходящим будет являться привод компрессора от турбины, которая использует небольшую часть энергии отработавших в рабочем цилиндре поршневого

¹ Среднеинтегральная температура политропного процесса 1 – 2 равна $(T_2 - T_1) / \ln(T_1/T_2)$.

двигателя газов (газотурбинный наддув). В рабочем цикле после адиабатного расширения в цилиндре двигателя (процесс zb) отработанные газы направляются в турбину, где продолжают расширяться также адиабатически (bf) и при этом будут совершать механическую работу. После этого при постоянном давлении от отработанных газов забирается теплота q_2 (процесс fm). Для дальнейшего сжатия воздуха в компрессоре предусмотрен адиабатный процесс ma . Этот происходящий круговой процесс носит название *цикл с продолженным расширением*.

В рабочем цикле (рисунок 1.8, а) следом за адиабатным расширением в цилиндре (процесс zb) газы устремляются в турбину, где расширяются также адиабатно (bf) и в результате совершают работу. После этого при постоянном давлении от газов отбирается теплота q_2 (процесс fm). Для сжатия воздуха в компрессоре предполагается адиабатный процесс ma . Рассматриваемый рабочий процесс называют *циклом с продолженным расширением*.



а – с продолженным расширением; б – с постоянным давлением газов перед турбиной

Рисунок 1.8 – Рабочие циклы со смешанным подводом теплоты и с наддувом

Особенностью данного способа наддува является работа турбины при переменном значении давления на входе, т.е. в применении кинетической энергии газов, отработавших в цилиндре двигателя. Эту систему наддува принято называть *импульсной системой наддува*. В

экспериментальных условиях реализация импульсной системы наддува затрудняется проведением работы турбины при непостоянных значениях давления и скорости газа.

Наиболее легким и распространенным является способ газотурбинного наддува при неизменном давлении до турбины (рисунок 1.8, б). После окончания расширения отработавших газов в цилиндре двигателя от них при постоянно сохраняющемся объеме отводится теплота q'_2 (процесс ba), после этого используемая в газовой турбине, на входе в которую давление в цилиндрах будет поддерживаться постоянным (линия ar). Адиабатное расширение газов в турбине показано линией rf . После этого теплота отделяется при $p = \text{const}$ (линия fm). Адиабатное сжатие воздуха в компрессоре совершается по кривой ma . Термический КПД цикла с неизменным давлением газа на входе в турбину компрессора ниже, чем при импульсной системе наддува. Проанализировав термодинамические (идеальные) циклы можно заметить, что наибольшей степенью приближения к подлинным циклам характеризуются теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Незамкнутый необратимый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом с составом переменного содержания называют *теоретическим циклом*. Анализируя теоретические циклы в соответствии с допущениями оказывается возможным учесть потери из-за изменения теплоемкости в зависимости от температуры, диссоциации газов, теплообмена со стенками и т.д. КПД теоретического цикла гораздо меньше, чем соответствующего термодинамического.

2 ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВ, ИХ СМЕСИ И ПРОДУКТЫ ИХ СГОРАНИЯ

2.1 Физико-химические свойства топлив, применяемых в ДВС

В рассматриваемых рабочих циклах подвод теплоты происходит вследствие сгорания топлива непосредственно в цилиндре поршневого двигателя. В качестве окислителя применяют кислород воздуха, с которым топливо образует топливовоздушные смеси.

В двигателях наземно-транспортных средств применяют такие топлива, которые получены в результате переработки нефти. К этим топливам относятся дизельные, бензины, а также топлива утяжеленного фракционного состава и газовые конденсаты. Такие топлива

представляют собой смеси, состоящие из различных углеводородов: парафины C_nH_{2n+2} , нафтены C_nH_{2n} , ароматические C_nH_{2n-6} и C_nH_{2n-12} и др. Количество атомов углерода, которые входят в молекулы в дизельном топливе, доходит до 28, в бензине – до 6 – 13.

Реализация процесса сгорания в двигателе предопределяет некоторые требования к физическим и химическим свойствам топлива. В некоторых случаях эти требования могут быть разнообразны при применении топлива в дизеле или бензиновом двигателе. Физические свойства топлива, такие как вязкость, плотность, поверхностное натяжение, сжимаемость и др., воздействуют на процессы подачи топлива, его распыливание и создание топливовоздушных смесей. Химические свойства топлива обуславливаются структурой молекул и обозначают неразрывность внутримолекулярных связей. У дизельных топлив главным качеством является легкость воспламенения при контакте с воздухом, который имеет высокую температуру.

Эксплуатационные свойства рассматриваемых топлив оценивают показатели, характеризующие процессы подачи топлива в цилиндр, смесеобразования, сгорания, а также способность вызывать нагарообразование и износ в дизелях. Важнейшие из этих показателей регламентируются в ГОСТах на топлива.

Плотность топлива – это отношение плотности топлива при 20°C к плотности дистиллированной воды при 4°C . На практике плотность должна учитываться в следующих случаях:

а) при бункеровке для определения массы остатка топлива в цистерне, весовой вместимости цистерны, массы принятого в цистерну топлива.

б) при подборе регулировочной шайбы в сепараторе;

в) при замене регламентированной для данного двигателя марки топлива другой, так как плотность (удельный вес) влияет на дальность топливного факела и ее изменение может негативно повлиять на условия смесеобразования и сгорания.

Плотность различных видов топлив при температуре 15°C (60°F), кг/м³, равна:

– морской газойль – 830-890;

– морское дизельное – 830-940;

– остаточное – 950-1 050.

Вязкость – это свойство, которое определяет внутреннее трение между частицами жидкости при их перемещении относительно друг друга. Для оценки величины относительной силы трения в жидкости используют динамические, кинематические или условные единицы вязкости.

За единицу динамической вязкости принят пуаз (П), т.е. сила сопротивления, возникающая при относительном перемещении слоев жидкости со скоростью 1 см/с, когда площадь каждого слоя 1 см² и расстояния между ними 1 см.

За единицу кинематической вязкости принят Стокс (0,01Ст-1 сСт) – отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности при той же температуре.

За единицу условной вязкости принят градус условной вязкости ($^\circ\text{ВУ}$) или градус Энглера ($^\circ\text{Е}$). Вязкость нефтепродуктов в $^\circ\text{ВУ}$ для данной температуры равна отношению времени истечения 200 мл нефтепродукта через калиброванное отверстие стандартного вискозиметра ко времени истечения 200 мл дистиллированной воды из того же вискозиметра при 20°C .

В условиях эксплуатации вязкость является важным фактором при: перекачке топлива насосами; сепарации; работе топливных насосов (оказывает влияния на закон подачи и на условия смазки плунжерных пар); впрыске и смесеобразовании (от нее зависит тонкость и однородность распыла).

Фракционный состав – это характеристика склонности топлива к испарению при повышении температуры. Склонность топлива к испарению при нагревании имеет важное значение при запуске холодного двигателя, когда низкие температурные пределы выкипания существенно усложняют пуск. На испаряемость топлива влияет период (время) задержки самовоспламенения топлива, переданного в цилиндр двигателя. Фракционный состав дизельного топлива должен обеспечивать выкипание не менее 95% топлива при температуре ниже 300°C , а полное испарение – при температуре 400°C .

В малооборотных дизельных двигателях на процесс смесеобразования отводится больше времени, поэтому влияние испаряемости на процесс сгорания менее эффективно.

Воспламеняемость – это склонность топлива к самовоспламенению при увеличении температуры. Воспламеняемость зависит от температуры самовоспламенения, периода задержки воспламенения, группового и химического состава топлива.

Цетановое число характеризует воспламеняемость топлива, т.е. процентное содержание цетана ($C_{16}H_{34}$) в такой его смеси с а-метил нафталином ($C_{11}H_{10}$), которая имеет тот же период задержки воспламенения, что и испытуемое топливо.

Топливо, имеющее высокое цетановое число, обладает более малым периодом задержки воспламенения. Цетановое число оказыва-

ет существенное влияние на пусковые качества топлива, стабильность работы двигателя, его экономичность.

Температура помутнения – характеризуется началом кристаллизации парафина, растворенного в топливе,

Температура застывания – это температура, при которой топливо теряет свою текучесть, т.е. будучи налитым в стандартную пробирку, остается неподвижным в течение 1 мин после наклона пробирки под углом 45°. Застывание топлива соединено с кристаллизацией растворенного в нем парафина.

Температура вспышки – это температура, при которой пары топлива вспыхивают в случае поднесения открытого пламени. Она зависит от количества легких фракций в топливе.

В эксплуатации двигателей температура вспышки имеет значение как величина, обуславливающая степень пожарной опасности топлива.

Минимальное значение температуры вспышки для топлив, используемых в судовых дизелях, допускается не ниже 61° С.

Необходимо учитывать температуру вспышки при хранении топлива и выборе режима подогрева топлива в открытых емкостях.

Температура воспламенения – это температура, при которой топливо воспламеняется и горит не менее 5 сек. в случае поднесения к нему открытого пламени

Температура самовоспламенения – это температура, при которой топливо воспламеняется без влияния постороннего источника тепла. Эта величина зависит от фракционного состава топлива и от давления воздуха, при повышении которого температура самовоспламенения понижается.

Температура самовоспламенения в эксплуатации является одним из важнейших факторов, учитываемых при выборе марки топлива.

Теплота сгорания разделяется на высшую и низшую. Высшая теплота сгорания – это общее количество тепла, которое выделилось при сгорании 1 кг топлива. Низшая теплота сгорания – это количество тепла, которое выделилось при сгорании 1 кг топлива, не учитывая тепло, которое израсходовано на испарение содержащейся в топливе воды.

В расчетах рабочих процессов двигателя используют низшую теплоту сгорания. Элементарный химический состав и теплота сгорания являются взаимосвязанными характеристиками.

Коксуемость – это свойство топлива образовывать на деталях ЦПГ твердый углеродистый осадок (нагар) при нагреве без доступа

воздуха. Коксуемость оценивается процентным содержанием кокса, которое получилось в результате сгорания топлива. Однако при оценке склонности топлива к нагарообразованию следует учитывать, что не только коксуемость, но и наличие в топливе элементов, образующих смолы, способствуют отложению нагара.

Зольность – это величина твердого остатка, образовавшегося после сгорания топлива.

Воспламеняемость топлив оценивается цетановым числом (Ц.Ч.); чем выше Ц.Ч., тем менее стойки к окислению молекулы топлива и тем легче оно воспламеняется. Ц.Ч. данного топлива характеризуется процентным содержанием цетана ($C_{16}H_{34}$, Ц.Ч. = 100) в смеси с α -метилнафталином ($C_{10}H_7CH_3$, Ц.Ч. = 0), имеющим тот же период задержки воспламенения, что и испытуемое топливо.

Сера – это вредная примесь, так как ее соединения в определенных условиях способствуют коррозии деталей топливной аппаратуры, ЦПГ и газо-выпускного тракта, а также повышению нагарообразования в цилиндрах и увеличенному износу трущихся деталей.

Все продукты сгорания серы являются коррозионно-агрессивными соединениями (содержащейся в топливе влаги, и соединения с ними окислов SO_2 и SO_3 получается сернистая H_2SO_3 и серная H_2SO_4 кислоты) и поэтому вызывают газовую и кислотную коррозию.

Под газовой коррозией понимают химическую коррозию, которая происходит в зоне высоких температур (1000°С и более). Для снижения вредных влияний серы в двигателях используются специальные распылители (с наибольшим диаметром распылителей и углом распыла топлива).

Интенсивность газовой коррозии повышается при содержании в сернистых топливах соединений ванадия. При сгорании топлива ванадий окисляется и получается его пяти окись V_2O_5 , которая является коррозионно-активным соединением и способствует к тому же образованию окисла SO_3 . Но в дизелях поверхности деталей не нагреваются до температуры, при которой совершается интенсивная газовая коррозия.

Содержание механических примесей характеризует наличие в топливе механических частиц металла, глины, кокса и т.д. Эти включения попадают в топливо из нефти в процессе ее переработки, а также при транспортировании и хранении топлива.

Содержание воды в топливе (в процентах) определяется технологией переработки нефти. На содержание воды влияют условия хранения и подогрева топлива. Вода ухудшает условия работы топ-

ливной аппаратуры и способствует коррозии ее деталей, отрицательно сказывается на режиме горения и снижает теплоту сгорания топлива.

Хотя суда оборудованы соответствующими сепараторами и фильтрами, их правильная эксплуатация важна для получения удовлетворительных результатов.

В бензиновых двигателях внутреннего сгорания в отличие от дизельных двигателей не может проходить интенсивного окисления молекул топлива в результате процесса сжатия в объемах цилиндра, не охваченных пламенем, если же у сгорания будет взрывной характер (детонация при сгорании), то это негативно скажется на работоспособности, экономичности и мощности двигателя. Детонационная стойкость топлива оценивается октановым числом (О.Ч.).

Численное значение октанового числа равно процентному содержанию (по объему) изооктана в смеси с Н-гептаном, эквивалентным по детонационным свойствам бензину при эксплуатационных испытаниях на специальном одноцилиндровом двигателе. Повышение октанового числа способствует большей детонационной стойкости топлива. Наиболее крепкие внутримолекулярные связи имеют молекулы с сомкнутой кольцевой структурой углеводородов. Непредельные, ненасыщенные молекулы не могут являться стойкими и станут окисляться при температурах окружающей среды. Вещества, вызывающие коррозионные и механические износы деталей и отложения в камере сгорания, никак не должны образовываться при сгорании топлива в цилиндре двигателя. Топлива, содержащие ароматические углеводороды, будут иметь интенсивное нагарообразование в камере сгорания. Изменять химические свойства топлива можно при помощи соответствующих присадок. Часто имеют применение антидетонационные присадки, повышающие октановое число. Для удовлетворения массовой эксплуатации двигателей в различных климатических условиях, физические и химические свойства топлив должны отвечать определенным требованиям. Оно не должно замерзать при низких температурах (до $t = -50\text{ }^{\circ}\text{C}$), создавать паровые пробки в топливопроводах при температуре до $t = +40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Топливо должно носить нетоксичный характер, легко транспортабельным и т.д. Существенные физические и химические свойства топлив регламентируются соответствующими требованиями в ГОСТ.

2.2 Коэффициент избытка воздуха, участвующий в процессе сгорания топлива

На практике при сжигании природного газа воздуха подают несколько больше, чем это требуется по теории.

Отношение действительного расхода воздуха V_d , подаваемого на сжигание топлива, к его теоретическому значению V_o называют коэффициентом избытка (расхода) воздуха.

$$A = V_d / V_o \quad (2.1)$$

Коэффициент избытка воздуха в общем случае зависит от вида сжигаемого топлива, его состава, типа горелок, способа подачи воздуха, вида топочного устройства и т.д. Для сжигания природного газа обычно принимают $A = 1,05 — 1,15$.

Для эффективного сжигания топлива нужно правильно выбрать необходимое значение коэффициента избытка воздуха, которое во многом определяет экономичность процесса горения.

Коэффициент избытка воздуха является важнейшей характеристикой эффективности сжигания топлива.

При недостатке воздуха образуются продукты неполного сгорания топлива, которые приводят к появлению потерь теплоты от химической неполноты сгорания. Это влияет на загрязнение окружающей среды за счет токсичных выбросов угарного газа и сажи, загрязняющей поверхности нагрева, ухудшающей теплообмен, что ведет к снижению КПД агрегата и увеличению расхода топлива. При подсосе воздуха по дымовому тракту может образоваться взрывоопасная концентрация горючих газов и произойти взрыв газа в газоходах.

При увеличении A потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива снижаются и могут быть равными нулю. При существенном увеличении A эти потери будут вновь возрастать из-за снижения температуры в топке и замедления скорости реакции горения топлива.

Количество воздуха, участвующее в процессе сгорания, может быть больше или меньше теоретически необходимого для полного сгорания топлива.

Отношение количества воздуха, участвующего в процессе сгорания, теоретически необходимого для полного сгорания топлива называют *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = l/l_0 = L/L_0 \text{ или } \alpha = G_v/(l_0 G_m), \quad (2.2)$$

где l , L – соответственно масса и число киломолей воздуха, участвующих в сгорании 1 кг топлива;

G_b – масса воздуха, участвующая в сгорании G_m кг топлива.

Из (2.2) следует, что при $\alpha > 1,0$ воздуха больше, чем это теоретически необходимо для полного сгорания топлива. Такую смесь топлива с воздухом называют *бедной* (топливом). Состав смеси при $\alpha = 1,0$ называют *стехиометрическим*. Если воздуха недостаточно для полного сгорания топлива, т.е. $\alpha < 1,0$, то смесь называют *богатой*. В дизелях всегда используют бедные смеси ($\alpha > 1,0$). В двигателях с искровым зажиганием применяют бедные, богатые и стехиометрические смеси ($\alpha < \geq 1,0$). Формула (2.1) позволяет оценить отношение масс топлива и воздуха в смеси $G_m / G_b = 1/(\alpha l_0)$. В дизеле, например, при $\alpha = 1,4$ масса топлива меньше массы воздуха в 20 раз. Коэффициент избытка воздуха – одна из важных характеристик топливовоздушной смеси. От величины α , как будет показано далее, зависят состав продуктов сгорания и выделяющееся количество теплоты.

2.3 Состав смеси, поступающая в рабочую камеру цилиндра двигателя

2.3.1 Топливовоздушная смесь: что это, описание, свойства

Бензин и необходимый для его сгорания воздух поступают в цилиндры ДВС в виде топливовоздушной смеси. Топливовоздушная смесь – это смесь мельчайших частиц бензина с атмосферным воздухом, которую получают тщательным перемешиванием этих двух компонентов. Ясно, что до перемешивания бензин должен быть распылен, а затем и испарен еще до момента воспламенения.

Различают три способа смесеобразования для поршневых двигателей: внутренний способ, когда процесс перемешивания происходит непосредственно в объеме цилиндра; внешний способ – когда смесь получают вне объема цилиндра, например во впускном коллекторе; и смешанный, или комбинированный, способ смесеобразования, при котором первый этап перемешивания протекает вне цилиндра, а второй – внутри цилиндра.

Для бензиновых ДВС самым распространенным является способ внешнего смесеобразования. Бензин перед смешиванием с воздухом распыляется либо пульверизацией, либо впрыском под давлением. Процесс пульверизации реализуется в карбюраторах, а процесс

впрыска с помощью специальных устройств впрыска, которые называются форсунками.

Для внешнего смесеобразования требуется легко испаряемое топливо, к которому относятся сжиженные горючие газы и бензин. Бензин – это продукт перегонки нефти. Состоит бензин на 85% из углерода и на 15% из водорода и относится к легким углеводородным топливам. В смеси с воздухом пары бензина образуют не только горючие, но и взрывные смеси, что в основном определяется весовым соотношением бензина и воздуха, а также их парциальным давлением и температурой в смеси.

2.3.2. Продукты сгорания топливовоздушной смеси

Состав продуктов сгорания зависит, с одной стороны, от рода топлива, окислителя и коэффициента избытка его и, с другой, – от температуры и давления, при которых находятся эти продукты [1].

Состав продуктов сгорания определяется температурой, общим давлением, под которым находится газовая смесь, а также весовыми долями химических элементов, входящих в соединения, составляющие продукты сгорания [2].

Состав продуктов сгорания и давление слабо влияют на время задержки воспламенения алюминия при условии, что при изменении состава газовой среды не изменяется ее температура [3].

Состав продуктов сгорания здесь существенно меняется. Далее по длине факела состав газа изменяется незначительно.

Состав продуктов сгорания, выраженный в объемных единицах, легко найти, разделив найденные веса на уд.

Состав продуктов сгорания определяется их температурой, давлением и исходным составом топливовоздушной смеси.

Состав продуктов сгорания 1 г моля серы согласно реакции $S + O_2 \rightarrow SO_2$: кислорода 17 - 107 г-моль, азота 642 г-моль, сернистого газа 1 г. моль. Принимаем температуру взрыва 1800 К.

Состав продуктов сгорания подсчитывается отдельно для каждого компонента смеси и потом суммируется.

Состав продуктов сгорания с учетом диссоциации должен определяться для случая химического равновесия. Такой состав называется равновесным. Для его расчета необходимо составить и решить систему уравнений химического равновесия. С математической точки зрения это будет система нелинейных алгебраических уравнений, которая может состоять (в зависимости от числа учитываемых компонентов) из нескольких десятков уравнений. Полный и подробный рас-

чет диссоциированных продуктов сгорания сложен и трудоемок. В настоящее время выполнение расчета облегчается при использовании ЭВМ.

Состав продуктов сгорания зависит от состава горящего вещества, условий, в которых происходит горение, и главным образом полноты сгорания. В продуктах сгорания могут содержаться многие неорганические вещества (углерод, азот, водород, сера, фосфор и др.) и их окислы, а также спирты, кетоны, альдегиды и другие органические соединения. Образующийся в процессе горения дым состоит из мельчайших твердых частиц размером от 0,01 до 1 мкм.

Состав продуктов сгорания зависит от полноты сгорания топлива. При полном его сгорании, как было указано выше, продукты сгорания состоят из углекислоты CO_2 , сернистого ангидрида SO_2 , водяных паров H_2O , азота N_2 и кислорода O_2 , не использованного при горении, так называемого избыточного кислорода.

Состав продуктов сгорания определяется с помощью газоанализаторов.

Состав продуктов сгорания при работе таких двигателей определяется составом компонентов топлива, температурой сгорания, процессами диссоциации и рекомбинации молекул. Количество продуктов сгорания зависит от мощности (тяги) двигательных установок.

Число киломолей смеси, поступающей в цилиндр, обозначим M_1 . В дизеле топливо подается непосредственно в цилиндр, поэтому поступающий заряд состоит из воздуха. Число киломолей воздуха, участвующее в сгорании 1 кг топлива, определяют из (2.3):

$$M_1 = L = \alpha L_0. \quad (2.3)$$

В бензиновых двигателях смесь топлива с воздухом готовится вне цилиндров и киломоли смеси включают в себя киломоли воздуха и топлива:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/\mu_m, \quad (2.4)$$

где μ_m – молярная масса топлива.

Состав продуктов сгорания определяется в киломолях. Количество киломолей продуктов сгорания обозначается как M_2 . Состав продуктов сгорания полностью зависит от коэффициента избытка воздуха, поэтому расчет выполняется отдельно для $\alpha \geq 1$ и $\alpha \leq 1$.

2.3.2 Состав продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$

Расчет выполняется по разным формулам в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

При $\alpha < 1$ (недостаток воздуха) имеет место неполное окисление (сгорание) топлива и продукты сгорания в основном состоят из CO_2 , H_2O , N_2 , CO и H_2 .

При $\alpha > 1$ (избыток воздуха) имеет место полное окисление (сгорание) топлива. В этом случае основной состав продуктов сгорания следующий: CO_2 , H_2O , N_2 , и O_2 . При стехиометрическом составе смеси ($\alpha=1$) $M_{\text{O}_2}=0$; расчет количества CO_2 , H_2O , N_2 выполняется по тем же формулам, что и при $\alpha > 1$.

Принимают, что при $\alpha \geq 1,0$ происходит полное сгорание топлива. Тогда при сгорании углерода образуется углекислый газ, а при сгорании водорода – водяной пар. Кроме того, продукты сгорания будут содержать атмосферный азот и избыточный кислород:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}. \quad (2.5)$$

Из расчета реакций сгорания находим число киломолей углекислого газа и число киломолей водяного пара, образовавшихся при сгорании 1 кг топлива:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}. \quad (2.6)$$

При расчетах принимают, что при сгорании атмосферный азот не вступает в реакцию с кислородом и его содержание равно числу киломолей в воздухе, участвующем в сгорании:

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0. \quad (2.7)$$

Избыточный кислород определяется как разность между кислородом воздуха, участвующим в сгорании, и теоретически необходимым для полного сгорания 1 кг топлива:

$$M_{\text{O}_2} = 0,21\alpha L_0 - 0,21L_0 = 0,21(\alpha - 1)L_0. \quad (2.8)$$

Просуммировав значения киломолей газов, составляющих продукты сгорания, и сделав соответствующие преобразования, получим.

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}. \quad (2.9)$$

Для стехиометрического состава смеси $\alpha = 1$, тогда

$$(M_2)_{\alpha=1} = L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}. \quad (2.10)$$

Добавим и вычтем в (2.9) величину L_0 , тогда число киломолей продуктов сгорания

$$M_2 = L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + (\alpha - 1)L_0 = (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)L_0. \quad (2.11)$$

Последний член (2.11) представляет собой избыточный воздух. Таким образом, число киломолей продуктов сгорания складывается из числа киломолей продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и избыточного воздуха, не участвовавшего в сгорании топлива. Значение $(M_2)_{\alpha=1}$ приведено в таблице 2.2.

Необходимо отметить, что при наибольшем сгорании топливовоздушной смеси даже в случае избытка воздуха ($\alpha > 1,0$) полного (совершенного) сгорания топлива не происходит. В дизельном двигателе этому соответствует наличие переобедненных или переобогащенных зон, которые возникают из-за неравномерного распределения топлива в камере сгорания и горение смеси в пристеночных слоях. При сгорании в продуктах содержатся оксид углерода, углеводороды, сажа и другие компоненты неполного сгорания топлива. Полное сгорание топлива при $\alpha > 1,0$ оценивают по результатам газового анализа отработавших газов (О.Г.). При расчетах обычно наличием несовершенного сгорания топлива при $\alpha > 1,0$ пренебрегают.

2.3.3 Состав продуктов сгорания при $\alpha \leq 1,0$

Анализируя газовую составляющую, видно, что в случае обогащенной смеси из-за нехватки кислорода и неполного сгорания углерода и водорода в продуктах сгорания наряду с CO_2 , H_2O и N_2 могут содержаться CO и H_2 . Соотношение числа киломолей водорода к киломолям оксида углерода, обозначенное как k , полностью зависит от содержания масс водорода и углерода в топливе, т.е. от H/C . По опытным данным, для бензина с $H/C = 0,17 \dots 0,19$ получено

$$k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,45 \dots 0,5. \quad (2.12)$$

Таким образом, при $\alpha < 1,0$ продукты сгорания состоят из киломолей следующих газов:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (2.13)$$

Выражение (2.13) показывает, что на получение молекул этих газов затрачивается одинаковое число атомов углерода и на каждый киломоль углерода сформируется киломоль CO_2 или CO . В связи с этим сумма киломолей этих газов равна количеству киломолей сгорающего углерода. В 1 кг рабочей жидкости содержится $C/12$ кмоль углерода, который при сгорании дает суммарное количество $M_{CO_2} + M_{CO}$, т. е.

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}. \quad (2.14)$$

Аналогичные расчёты для водяного пара и водорода позволяют утверждать:

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{H}{2}. \quad (2.15)$$

Найдём состав азота так же, как и при $\alpha \geq 1,0$,

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0. \quad (2.16)$$

Определив численные значения числа киломолей компонентов, найдём сумму продуктов сгорания:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0. \quad (2.17)$$

Данных уравнений будет недостаточно для вычисления числа киломолей всех этих газов, которые составляют продукты сгорания. Отдельным уравнением будет являться баланс расходуемого кислорода. В левой часть этого уравнения сумма числа киломолей кислорода, затраченного на образование CO_2 , CO и H_2O . В правой части содержится суммарное число киломолей кислорода воздуха и топлива, которые принимают участие в сгорании:

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21\alpha L_0 + \frac{O}{32}. \quad (2.18)$$

Решая эти уравнения, которые написаны для продуктов сгорания при $\alpha < 1,0$, совместно, можно рассчитать число киломолей для всех газов по отдельности:

$$M_{CO} = 0,42 \left[\frac{(1-\alpha)}{(l+k)} \right] L_0; \quad (2.19)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \left[\frac{(1-\alpha)}{(l+k)} \right] L_0; \quad (2.20)$$

$$M_{H_2} = 0,42k \left[\frac{(1-\alpha)}{(l+k)} \right] L_0; \quad (2.21)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42k \left[\frac{(1-\alpha)}{(l+k)} \right] L_0. \quad (2.22)$$

В процессе того, как смесь обогащается, начинает увеличиваться число киломолей CO и уменьшается CO₂. Следовательно, при наибольшем обогащении ($\alpha \ll 1,0$) весь углерод топлива сгорит в оксид углерода, и углекислого газа образовываться не будет ($M_{CO_2} = 0$). Коэффициент избытка воздуха в этом случае будет минимально допустимым (предельным) α_{min} , потому что с дальнейшим наращиванием содержания жидкости в смеси в продуктах сгорания начинает появляться несгоревший до конца углерод.

Отсюда мы имеем, что в процессе сгорания будут образовываться и многие другие вещества: оксиды азота, оксидсеры, соединения свинца и т.д. Содержание этих вредных веществ в продуктах сгорания по количеству очень мало, и учитывать их на величины L_0 и M_2 не следует.

2.4 Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

Относительное изменение объема при сгорании характеризуется величиной химического коэффициента молекулярного изменения горючей смеси Но, который представляет собой отношение количества молей продуктов сгорания к количеству молей горючей смеси.

Изменение объема при сгорании характеризует коэффициент молекулярного изменения горючей смеси который представляет собой отношение количества киломолей продуктов сгорания к количеству киломолей горючей смеси М, т.е. в результате сгорания топли-

ва происходят качественные и количественные (по объему) изменения. Если продукты сгорания и свежий заряд равны по массе, то число молей продуктов сгорания (Мз) будет больше числа молей свежего заряда (Мj). Это изменение характеризуется коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси, представляющим собой отношение Mg/Mi- .

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при изменении μ_0 области $\alpha < 1$ для бензина и этилового спирта приведено на рисунке 2.1. Эти кривые показывают, что при $\alpha < 1$ изменение состава горючей смеси значительно больше влияет на коэффициент молекулярного изменения горючей смеси μ_0 , чем при $\alpha > 1$.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{(M_1 + \Delta M)}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}, \quad (2.23)$$

где $\Delta M = M_2 - M_1$ – изменение числа киломолей в результате сгорания.

Для дизельного двигателя, воспользовавшись формулами (2.9) и (2.3), получим

$$\mu_0 = 1 + \frac{\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)}{\alpha L_0}. \quad (2.24)$$

Для бензинового двигателя при $\alpha \geq 1,0$ с учетом (2.9) и (2.4) формула примет следующий вид

$$\mu_0 = 1 + \frac{\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_t} \right)}{\left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_t} \right)}. \quad (2.25)$$

Когда коэффициент сгорания $\alpha \leq 1,0$, число киломолей продуктов сгорания определяют по (2.17)

$$\mu_0 = 1 + \frac{\left[0,21(1-\alpha)L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_m} \right]}{\left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right)}. \quad (2.26)$$

По формулам (2.24), (2.25) и (2.26) видим, что совершается при-

ращение числа киломолей в процессе сгорания водорода и принятия участия в реакциях окисленного кислорода жидкости. Когда $\alpha < 1,0$, количество киломолей продуктов сгорания водорода и углерода ($C/12 + H/2$) остаётся неизменным в процессе образования CO и H_2 . Количество киломолей потраченного кислорода воздуха ($0,21\alpha L_0$), который имелся в горючей смеси, будет меньше. Из-за этого ΔM при $\alpha < 1,0$ превосходит прирост количества киломолей при $\alpha > 1,0$.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при сгорании жидких топлив $\mu_0 > 1,0$, так как $1/\mu_r < H/4$, неизбежно будет расти при снижении коэффициента избытка воздуха (рисунок 2.1).

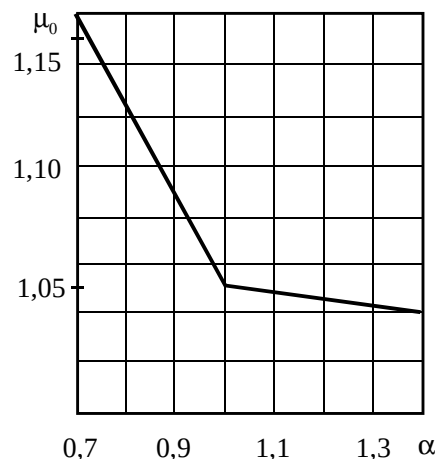


Рисунок 2.1 – График зависимости коэффициента молекулярного изменения горючей смеси от коэффициента избытка воздуха

2.5 Теплота сгорания топлива и топливовоздушной смеси

Теплотой сгорания топлива называют то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании объемной или массовой единицы топлива.

Различают высшую H_0 и низшую H_u теплоту сгорания топлива.

Под высшей теплотой сгорания понимается то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива, включая

теплоту конденсации водяных паров при охлаждении продуктов сгорания.

Под низшей теплотой сгорания понимается количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива, но без учета теплоты конденсации водяного пара. H_u меньше высшей теплоты сгорания H_0 на величину скрытой теплоты парообразования воды. Так как в двигателях внутреннего сгорания выпуск отработавших газов происходит при температуре выше температуры конденсации водяного пара, то для практической оценки тепловой ценности топлива обычно служит низшая теплота сгорания топлива.

Если известен элементный состав жидкого топлива, то для приближенного определения его низшей теплоты сгорания (МДж/кг) обычно пользуются формулой Д. И. Менделеева

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W), \quad (3.22)$$

где W – количество водяных паров в продуктах сгорания массовой или объемной единицы топлива

Количество теплоты, выделяющееся при сгорании, характеризуют удельной теплотой, т.е. теплотой, получаемой в результате полного сгорания единицы массы (для жидкого) или объема (для газообразного) топлива. Теплоту сгорания определяют в специальных калориметрических установках путем сжигания навески топлива и последующего охлаждения продуктов сгорания до начальной температуры. В этом случае получают теплоту сгорания H_0 , которая включает в себя теплоту конденсации водяного пара.

В рабочих циклах ДВС температура отработавших газов, которые выбрасываются в атмосферу в процессе выпуска, отличается от температуры конденсации водяного пара. В связи с этим пользуются низшей теплотой сгорания H_u , она имеет меньшее значение H_0 на величину теплоты конденсации (удельной теплоты парообразования воды, которая получается в процессе сгорания топлива).

Как отмечалось выше, жидкость создаёт с воздухом топливовоздушные смеси с различным содержанием по составу. Количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кмоль этой смеси, характеризует удельную теплоту сгорания последней и означает $H_{см}$. При $\alpha \geq 1,0$ теплота сгорания смеси

$$H_{см} = \frac{H}{M_1}, \quad (2.27)$$

где для дизельных двигателей $M_1 = \alpha L_0$, для бензиновых двигателей $M_1 = \alpha L_0 + 1/\mu_m$.

Когда воздуха не будет достаточно ($\alpha < 1,0$), будет химическая неполнота сгорания, и количество выделившейся теплоты будет меньше H_u на значение ΔH_u (кДж/кг), которое может быть подсчитано по эмпирической зависимости

$$\Delta H_u = 114 \cdot 10^3 (1 - \alpha) L_0. \quad (2.28)$$

Теплота сгорания топлива и топливовоздушной смеси в этом случае

$$H_{см} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_1} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{\left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right)}. \quad (2.29)$$

По формулам (2.27) и (2.29) видно, что с ростом коэффициента избытка воздуха теплота сгорания топлива и топливовоздушной смеси уменьшается.

3 РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

3.1 Общие положения

Действительные рабочие циклы, протекающие при работе реальных поршневых ДВС, существенно отличаются от теоретических или термодинамических циклов. Эти отличия определяются следующим: изменением химического состава рабочего тела в течение цикла; сменой рабочего тела от цикла к циклу; сообщением теплоты рабочему телу по сложным закономерностям, определяемым процессом сгорания; наличием теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра [5].

Таким образом, в действительном цикле происходят процессы, вызывающие дополнительные по сравнению с теоретическим циклом потери теплоты. В результате КПД действительного цикла меньше КПД теоретического.

Рабочий цикл в цилиндре двигателя характеризуется изменением температуры и давления рабочего тела. Изменение давления газов за цикл может быть представлено графически в виде индикатор-

ной диаграммы. Индикаторная диаграмма используется для изучения и анализа процессов, протекающих в цилиндре двигателей. Она может быть получена с помощью специального прибора – индикатора давления, который регистрирует зависимость давления P в цилиндре от угла поворота коленчатого вала φ . Такая диаграмма называется «развернутой». Полученную индикаторную диаграмму можно с учетом связи между ходом поршня и углом поворота коленчатого вала перестроить в координатах

P - V в этом случае она называется «свернутой». Типичная индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя в координатах представлена на рисунке 3.1.б, а в координатах P - V на рисунке 3.1.а.

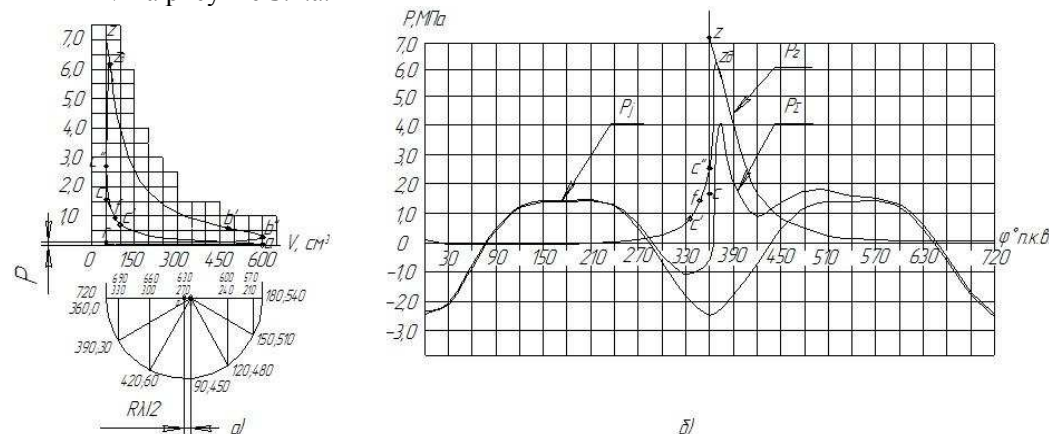


Рисунок 3.1. Индикаторная диаграмма безнаддувного бензинового двигателя: а) свернутая; б) развернутая.

Рабочим циклом, происходящим в цилиндре двигателя, называется комплекс следующих друг за другом в одной и той же последовательности физических и химических процессов, в результате которого выделяющееся при сгорании топлива количество теплоты преобразуется в механическую работу.

Тактом называется перемещение поршня от ВМТ до НМТ или наоборот. Плоскость, в которой находится верхняя кромка поршня при его наибольшем удалении от оси кривошипа, называется верхней мертвой точкой – ВМТ (рисунок 3.1). При таком положении поршня кривошип направлен вверх, шатун является его продолжением, и оба они лежат на оси цилиндра.

Рабочий цикл может осуществляться за два или четыре такта. Подавляющее большинство автотракторных двигателей работают по четырехтактному циклу, обеспечивающему их лучшую топливную экономичность, меньшую дымность и токсичность отработавших газов. По двухтактному циклу работают двигатели средств малой механизации и мотоциклетные двигатели.

В четырехтактном бензиновом двигателе рабочий цикл протекает в течение двух оборотов коленчатого вала. На рисунке 3.1, а, б представлена индикаторная диаграмма безнаддувного бензинового двигателя, а также диаграмма фаз их газораспределения (рисунок 3.2), на которой обозначены моменты начала открытия и конца закрытия впускного и выпускного клапанов.

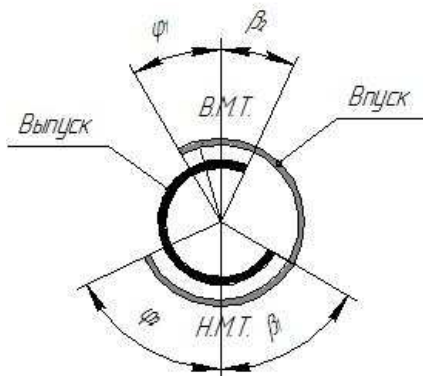


Рисунок. 3.2 Диаграмма фаз газораспределения

1. Такт впуска (г - а) поршень перемещается от ВМТ к НМТ, а освобождающаяся надпоршневая полость цилиндра заполняется смесью воздуха с топливом, называемой *горючей смесью*. Горючая смесь и продукты сгорания, всегда остающиеся в объеме камеры сжатия от предыдущего цикла, смешиваясь между собой, образуют *рабочую смесь*.

Количество горючей смеси, поступающей в цилиндр за один рабочий цикл, называют *свежим зарядом*, а продукты сгорания, остающиеся к моменту поступления в него свежего заряда, — *остаточными газами*.

Для повышения эффективной мощности двигателя, стремятся увеличить абсолютную величину свежего заряда и его массовую долю в рабочей смеси. Достигают это снижением сопротивления впускных патрубков и других элементов впускного тракта, использованием переменных фаз газораспределения, повышением давления на впуске, т.е.

применением *наддува* двигателя, вследствие чего повышается плотность свежего заряда и, следовательно, массовое наполнение цилиндров. Для лучшего наполнения цилиндров свежей смесью целесообразно увеличить продолжительность фазы впуска. С этой целью впускные клапана открывают до верхней мертвой точки (ВМТ), а закрывают после нижней мертвой точки (НМТ).

ϕ_1 — угол опережения открытия впускного клапана — позволяет обеспечить требуемое проходное сечение впускного клапана к моменту прихода поршня в верхнюю мертвую точку ($\phi = 10 - 20^\circ$ по углу поворота коленчатого вала (ПКВ)).

ϕ_2 — угол опоздывания закрытия впускного клапана — позволяет улучшить наполнение цилиндров за счет использования силы инерции входящей смеси. При увеличении частоты вращения коленчатого вала этот угол желательно увеличивать (переменные фазы газораспределения), так как возрастает инерция входящей смеси ($\phi = 30 - 60^\circ$ ПКВ).

2. Такт сжатия (а — с) (рисунок 3.1) оба клапана закрыты и поршень, перемещаясь от НМТ к ВМТ, сжимает рабочую смесь (в общем случае — рабочее тело). Предварительное сжатие рабочего тела интенсифицирует процесс сгорания. При нахождении поршня вблизи ВМТ рабочую смесь поджигают от постороннего источника с помощью электрической искры высокого напряжения (до 18 кВ). Для подачи искры в цилиндр двигателя с принудительным воспламенением служит свеча 1 зажигания, которую ввертывают в головку цилиндра, как показано на схеме рисунка 3.1.

3. Такт расширения (с - z - в), в течение которого поршень перемещается от ВМТ до НМТ, совершая рабочий ход. Во время этого такта в цилиндре происходят три процесса: сгорание, расширение продуктов сгорания и начало их выпуска, причем первый из них начался еще в конце такта сжатия. Раскаленные газы, стремясь расшириться, перемещают поршень от ВМТ к НМТ. Совершается рабочий ход поршня, который через шатун передает давление на шатунную шейку коленчатого вала и вызывает его вращение.

4. Такт выпуска (b-r) поршень перемещается от НМТ к ВМТ и через открывающийся к этому времени выпускной клапан 2 выталкивает отработавшие газы из цилиндра. Продукты сгорания остаются только в объеме камеры сгорания, откуда их нельзя вытеснить поршнем. Непрерывность работы двигателя обеспечивается последующим повторением рабочего цикла.

Процессы, связанные с подготовкой рабочей смеси к сжиганию ее в цилиндре, а также освобождением цилиндра от продуктов

сгорания, в одноцилиндровых двигателях осуществляются движением поршня за счет кинетической энергии маховика, которую он накапливает при рабочем ходе. В многоцилиндровых двигателях вспомогательные ходы каждого из цилиндров выполняются за счет работы других цилиндров, поэтому в принципе они могут работать без маховика.

Для повышения мощности двигателя необходимо улучшить очистку цилиндров от остаточных газов (ОГ). Объясняется это следующими причинами: ОГ имеют высокую температуру, следовательно, входящая свежая смесь будет подогреваться – ее плотность уменьшится – массовое наполнение цилиндров ухудшится; ОГ – это инертный продукт, замедляющий процесс сгорания (необходимо чтобы сгорание происходило в минимальном объеме, т.е. в районе ВМТ).

Для лучшей очистки цилиндров от отработавших газов (ОГ) целесообразно увеличить продолжительность фазы выпуска. С этой целью выпускные клапана открывают до нижней мертвой точки (НМТ), а закрывают после верхней мертвой точки (ВМТ).

β_1 – *угол опережения открытия выпускного клапана* – позволяет уменьшить отрицательную работу, затрачиваемую на выпуск ОГ

($\varphi = 30-60^\circ$ ПКВ).

β_2 – *угол опаздывания закрытия выпускного клапана* – позволяет улучшить очистку цилиндров за счет использования силы инерции выходящий газов ($\varphi = 10-20^\circ$ ПКВ).

В районе ВМТ между двумя последовательными циклами, где впускной клапан уже начинает открываться, а выпускной еще не закрылся, оба клапана находятся в приоткрытых положениях. Это называется *перекрыванием клапанов*. Перекрывание позволяет уменьшить теплонапряженность деталей камеры сгорания и улучшить очистку цилиндров от ОГ.

4 МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

4.1 Общие положения

В двигателях внутреннего сгорания преобразование химической энергии топлива в механическую работу происходит в результате периодического осуществления в цилиндрах ряда процессов. Законченная совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре ДВС и необходимая для его работы, называется рабочим циклом двигателя.

Рабочий цикл двигателя с внутренним смесеобразованием

Основными признаками рабочего цикла двигателя с внутренним смесеобразованием являются:

1. Высокая степень сжатия воздушного заряда ($\epsilon = 14...18$);
2. Впрыскивание тяжёлого топлива внутрь цилиндра двигателя в конце процесса сжатия;
3. Самовоспламенение топлива за счёт высокой температуры воздушного заряда, сжатого в цилиндре (в последнее время появились дизели с принудительным воспламенением топлива электрической искрой);
4. Неполнота сгорания топлива, характеризующаяся, главным образом, содержанием в отработавших газах сажи и очень небольшого количества оксида углерода.

Рабочий цикл двигателя с воспламенением горючей смеси от постороннего источника

Основные признаки рабочего цикла двигателей такого типа:

1. Относительно низкая степень сжатия свежего заряда ($\epsilon = 7...9$ и несколько выше);
2. Приготовление горючей смеси из лёгкого топлива и воздуха вне цилиндра двигателя в особом приборе – карбюраторе (карбюраторные двигатели) или посредством впрыскивания такого топлива во впускной трубопровод, а также в цилиндр;
3. Зажигание смеси в конце процесса сжатия электрической искрой;
4. Неполнота сгорания при недостатке кислорода, проявляющаяся наличием в отработавших газах, главным образом, оксида углерода. В двигателях с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод горючая смесь готовится в трубопроводе, клапанной щели, а завершается процесс приготовления горючей смеси в цилиндре. Характерные особенности некоторых других типов двигателей будут отме-

чены по мере изложения материала в соответствующих разделах. По конструктивным признакам осуществления рабочего цикла двигателя делятся на четырёх- и двухтактные. Тактом называется перемещение поршня от одной мёртвой (крайней, или критической) точки к другой, связанное с одним из процессов рабочего цикла двигателя. Один такт осуществляется за половину оборота, или за 180 град ПКВ. Таким образом, в четырёхтактных двигателях рабочий цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала, или за 720 град ПКВ, а в двухтактных – за один оборот, или за 360 град ПКВ.

Изучение и расчет рабочего цикла как комплекса последовательных процессов преобразования тепловой энергии топлива в механическую в двигателях внутреннего сгорания с внешним (бензиновые) и внутренним (дизельные) смесеобразованием позволяют определить предполагаемые показатели рабочего цикла, установить основные параметры двигателя (диаметр цилиндра, ход поршня и др.). На базе сведений, полученных при изучении теории тепловых процессов в двигателях внутреннего сгорания, можно по предлагаемой методике рассчитать рабочий цикл двигателя.

Цикл преобразования тепловой энергии топлива в механическую энергию, заключается в последовательно совершающихся процессах впуска или заполнения блока цилиндров новым зарядом, сжатия заряда, воспламенения и сгорания рабочей смеси, расширения или рабочего хода, выхлопа отработавших газов. В учебном пособии мы рассматриваем четырёхтактные бензиновые и дизельные двигатели, у которых цикл совершается за два оборота коленвала или четыре хода поршня.

Для произведения расчёта рабочего цикла необходимо произвести расчёт перечисленных тепловых процессов, определение основных показателей рабочего цикла и геометрических параметров двигателя.

4.2 Процесс впуска

В процессе впуска рабочий объем цилиндра заполняется свежим зарядом. В дизеле, как отмечалось, свежий заряд состоит из воздуха, а в двигателях с воспламенением от электрической искры (бензиновые карбюраторные или бензиновые с впрыскиванием топлива, а также газовые) – из смеси воздуха и паров легкого топлива или горючего газа. Воздух в цилиндре двигателя играет двойную роль. Во-первых, воздух и, главным образом азот воздуха, служит рабочим телом, то есть является упругим носителем (аккумулятором) тепловой

энергии, что совершенно необходимо для обеспечения возможности осуществления в процессе расширения рабочего тела ДВС механической работы. Во-вторых, кислород воздуха служит окислителем топлива, то есть используется в процессе горения для превращения скрытой химической энергии топлива в тепловую энергию. Чем большее количество воздуха поступает в цилиндр двигателя, тем, очевидно, большее количество топлива может быть сожжено, и тем большее, в конечном итоге, количество работы может быть получено, а значит, может быть достигнута и большая мощность. Мощность двигателя

$$N = f(G; \dots), \quad (4.1)$$

где G – массовое количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя.

Составляющие элементы состояния заряда в процессе впуска – это давление P_0 и температура T_0 окружающей среды берутся в среднем по заданным величинам: $P_0 = 0,05$ МПа; $T_0 = 288$ К; температура подогрева заряда $\Delta T = 0 \dots 20$ °С для бензиновых двигателей; $\Delta T = 20 \dots 50$ °С для дизельных двигателей без наддува.

Плотность заряда рассчитывается по формуле:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0}, \text{ кг/м}^3, \quad (4.2)$$

где $R = \frac{8314}{\mu}$ – газовая постоянная (μ – молекулярная масса смеси).

Для воздушной среды:

$$\mu = 30 \text{ и } \rho_0 = \frac{0,1 \cdot 28,96}{8314 \cdot 288} = 1,209 \text{ кг/м}^3.$$

Давление заряда в конце процесса наполнения:

$$P_a = P_0 - (\beta^2 + \xi_{bn}) \frac{\omega_{bn}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (4.3)$$

где $(\beta^2 + \xi_{bn}) = 2,0 \dots 4,2$ – коэффициент, который учитывает гашение скорости заряда и сопротивление впускной системы;

ω_{bn} – средняя скорость заряда во впускной системе, значение которой находится в пределах от 60 до 140 м/с;

ρ_0 – плотность заряда, кг/м³.

Значения остаточных газов в цилиндре – давление P_r и температура T_r выбираются из расчетов в зависимости от типа двигателя: для

двигателей строительных и дорожных машин без наддува $P_r = (1,0...1,3)P_0$; для бензиновых двигателей $T_r = (900...1100)K$; для дизелей $T_r = (700...900)K$.

Значение коэффициента остаточных газов характеризуется качеством очищенных цилиндров и вычисляется по следующей формуле:

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{(T_0 + \Delta T)P_r}{T_r(\epsilon P_a - P_r)}, \quad (4.4)$$

где ϵ – степень сжатия заряда.

Значение температуры в конце впуска рассчитывается по следующей формуле:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} \cdot T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}}, K. \quad (4.5)$$

Значение коэффициента наполнения цилиндров оценивается качеством процесса впуска топлива:

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_{\text{ост}})}. \quad (4.6)$$

У современных дизельных двигателей строительных и дорожных машин $\gamma_{\text{ост}}$ находится в пределах от 0,02 до 0,08 и $\eta_v = 0,8...0,95$; у бензиновых $\gamma_{\text{ост}} = (0,04...0,12)$ и $\eta_v = 0,7...0,85$; а соответственно, температура $T_a = 310...350 K$. Для компрессорных двигателей внутреннего сгорания в формулах (4.3), (4.4), (4.5), (4.6).

$P_0 = P_k$, $\rho_0 = \rho_k$, $T_0 = T_k$ – значения параметров заряда впуска после компрессора.

4.3 Процесс сжатия

Назначение процесса сжатия состоит в обеспечении возможно более широких температурных пределов, в которых осуществляется рабочий цикл, а также в обеспечении наиболее благоприятных условий для воспламенения и полного сгорания топлива или горючей смеси. Именно введение предварительного сжатия рабочего тела (особенно высокого Р. Дизелем) обеспечило значительное повышение КПД ДВС на ранней стадии их развития. В случае внешнего смесеобразования (карбюраторные двигатели и двигатели с впрыскиванием топ-

лива во впускной трубопровод) в период сжатия происходит перемешивание свежего заряда, испарение топлива. Смесь становится более однородной, что облегчает образования пламени и способствует его быстрому распространению. Для двигателей высокого сжатия (дизели) предварительное сжатие РТ имеет большое значение ещё и потому, что в конце этого процесса создаётся температура, обеспечивающая надёжное воспламенение подаваемого топлива без использования постороннего источника зажигания. Сжатие рабочего тела в дизелях имеет большое значение для обеспечения их надёжного пуска, особенно при низких температурах окружающей среды. Исследование идеальных циклов устанавливает зависимость термического коэффициента полезного действия от степени сжатия.

В результате процесса сжатия заряда в двигателях внутреннего сгорания считается политропным и будет осуществляться при ходе поршня от н.м.т. к в.м.т. и при условии выполнения закрытых клапанов. В этом случае температура и давление заряда будут возрастать. При этом будет происходить хорошее испарение топлива у бензиновых двигателей и создаёт наиболее приемлемыми условиями для самовоспламенения топлива у дизелей. Расчет значения параметров происходящего процесса сводится к вычислению среднего показателя политропы сжатия n_1 , давления P_c и температуры T_c в конца сжатия топливной смеси.

Значение политропы сжатия для двигателей строительных и дорожных машин (при отсутствии точных данных) можно определить по формуле В. А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}, \quad (4.7)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Давление в конце сжатия определяем по следующей формуле:

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1}. \quad (4.8)$$

Температура конца сжатия определяется по следующей зависимости:

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}. \quad (4.9)$$

Для анализа рассчитанных параметров процесса сжатия можно воспользоваться таблицей 4.1.

Т а б л и ц а 4.1 – Параметры двигателей

Род топлива	р, МПа		
Керосин	320	250	205
Бензин	350	300	260
Бензол	650	550	470

4.4 Процесс сгорания

Общие требования к процессу смесеобразования и сгорания

Процесс смесеобразования и сгорания в двигателях должен отвечать следующим основным требованиям:

1. Наиболее полное сгорание топлива на всех режимах работы двигателя, то есть коэффициент выделения теплоты δ должен обеспечиваться как можно более высоким (полнота сгорания определяется по содержанию сажи, которой должно быть не более 0,6 г/м³);

2. Наилучшее использование кислорода воздуха имеет место при работе двигателя на режиме максимальной мощности ($\alpha_d \rightarrow 1$; $\omega_d = 1/\alpha_d \rightarrow \rightarrow 100\%$);

3. Характер сгорания должен обеспечить реализацию как можно лучшей экономичности рабочего цикла при благоприятной динамике изменения давлений рабочего тела (сгорание должно быть «мягким»);

4. Лёгкий пуск при низких температурах;

5. Отсутствие осмоления при низких температурах, а также при работе двигателя вхолостую и на малых частотах вращения вала. По характеру процесса смесеобразования и связанного с ним процесса сгорания можно говорить о трёх типах процессов смесеобразования: объёмном, плёночном и объёмно-плёночном. Практически в двигателях с самовоспламенением топлива реализуется смешанный тип смесеобразования.

При объёмном смесеобразовании стремятся всё впрыскиваемое топливо мелко распылить и как можно равномернее распределить его по всему объёму камеры сгорания. В связи с этим в едином процессе такого способа смесеобразования выделим две существенные стороны: распыливание топлива и распределение его по объёму камеры сгорания. Распыливание топлива необходимо для увеличения суммарной поверхности капель распыленного топлива, что ускоряет их прогрев и испарение. При распыливании суммарная поверхность капелек распыленного топлива может в десятки раз превышать поверхность струи, вытекающей из соплового отверстия распылителя форсунки.

Вытекающая из сопла струя, под действием начальных возмущений в канале сопла на выходе из него расчленивается на отдельные нити и капли и под влиянием сил поверхностного натяжения, а также аэродинамического сопротивления сжатого в КС воздуха приобретает форму факела.

Рабочая смесь бензиновых двигателей возгорает в принудительном порядке путём подачи искры, а у дизельных двигателей топливо самовоспламеняется после впрыска в цилиндр от высокой температуры сжатого воздуха, что часто называют самовоспламенением от сжатия. Воспламенение происходит в конце такта сжатия до прихода поршня к в.м.т. В результате последующего процесса сгорания рабочей смеси происходит резкое повышение температуры и давления в цилиндре двигателя.

Параметры процесса сгорания смеси относятся к термодинамическим параметрам горения топлива внутри цилиндра. Произвести тепловой расчёт реального рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания с учётом всех потерь, связанных с неполным и несвоевременным сгоранием и теплопередачей в стенки цилиндров двигателя внутреннего сгорания, практически невозможно. Для этого проведение расчёта процесса сгорания осуществляется примерно с некоторыми допущениями.

Необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг смеси находится по следующей зависимости [1]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right), \text{ кмоль/кг смеси,} \quad (4.10)$$

Или если выразить в кг:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right), \text{ кг/кг смеси.} \quad (4.11)$$

Количество свежей смеси для бензиновых двигателей выраженное суммарно(кмоль/кг топлива):

$$M_1 = \frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0, \quad (4.12)$$

Суммарное количество воздуха для дизелей рассчитывается по следующей зависимости (кмоль/кг топлива):

$$M_1 = \alpha L_0, \quad (4.13)$$

где μ_r – средняя молекулярная масса топлива [1];

α – коэффициент избытка воздуха.

Количество продуктов, образованных при сгорании топлива:

а) при $\alpha \geq 1$ (условие полного сгорания жидкого топлива):

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг топлива, (4.14)}$$

где $M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}$ – количество CO_2 , кмоль/кг, топлива;

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - \text{количество паров } \text{H}_2\text{O}, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 - \text{количество кислорода } \text{O}_2, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 - \text{количество азота } \text{N}_2, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

б) при $\alpha < 1$ (для выполнения условия неполного сгорания жидкого топлива):

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг, топлива, (4.15)}$$

где $M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0$ – количество углекислого газа CO_2 , кмоль/кг, топлива;

$$M_{\text{CO}} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 - \text{количество } \text{CO}, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 - \text{количество паров воды } \text{H}_2\text{O},$$

кмоль/кг, топлива;

$$M_{\text{H}_2} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 - \text{количество водорода } \text{H}_2, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

ва;

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 - \text{количество азота } \text{N}_2, \text{ кмоль/кг, топлива;}$$

$$K = 0,45 \dots 0,5 - \text{регулирующий коэффициент.}$$

Формула для приращение объема топлива:

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль/кг топлива. (4.16)}$$

Коэффициент молекулярного изменения насыщенной смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (4.17)$$

Расчётный коэффициент молекулярного изменения топливной смеси:

$$\mu_g = \frac{M_2 + \gamma_{\text{ост}} M_1}{M_1(1 + \gamma_{\text{ост}})} = \frac{\mu_0 + \gamma_{\text{ост}}}{1 + \gamma_{\text{ост}}}. \quad (4.18)$$

Формула для определения теплоты сгорания горючей смеси:

а) при условии, когда $\alpha \geq 1$:

$$H_{\text{см}} = \frac{H_{\text{и}}}{M_1}, \text{ кДж/кмоль; (4.19)}$$

б) при условии, когда $\alpha < 1$:

$$H_{\text{см}} = \frac{H_{\text{и}} - (\Delta H_{\text{и}})_{\text{хим}}}{M_1}, \text{ кДж/кмоль, (4.20)}$$

где $(\Delta H_{\text{и}})_{\text{хим}} = A(1 - \alpha)L_0$ – незадействованная теплота вследствие частичного сгорания, кДж/кмоль, ($A = 114 \cdot 10^3$, при $K = 0,40 \dots 0,55$).

Температура в конце процесса сгорания определяется по следующему выражению сгорания топливной смеси:

а) для бензиновых двигателей:

при условии $\alpha \geq 1$:

$$\frac{\xi_z H_{\text{и}}}{(1 + \gamma_{\text{ост}})M_1} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \mu_g \cdot U_z''; \quad (4.21)$$

при условии $\alpha < 1$:

$$\frac{\xi_z [H_{\text{и}} - (\Delta H_{\text{и}})_{\text{хим}}]}{(1 + \gamma_{\text{ост}})M_1} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \mu_g \cdot U_z''; \quad (4.22)$$

б) для дизельных двигателей:

$$\begin{aligned} & \frac{\xi_z \cdot H_{\text{и}}}{M_1(1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} + 8,314\lambda T_c = \\ & = \mu_g (U_z'' + 8,314T_z), \end{aligned} \quad (4.23)$$

где ξ_z – расчётный коэффициент использования теплоты, который для бензинового типа двигателей, принимается $\xi_z = 0,75...0,90$; для дизельных двигателей $\xi_z = 0,65...0,85$;

$H_{и}$ – низшая величина теплоты сгорания топлива, кДж/кг [1];

U_c – удельная величина внутренней энергии 1 кмоль свежего заряда впрыска топлива в точке c (конец цикла сжатия), кДж/кмоль;

U_c'', U_z'' – величина внутренней энергии 1 кмоль продуктов сгорания при температуре в точках c и z , кДж/кмоль;

$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – величина степени повышения давления, которое для

дизелей задается в пределах $\lambda = 1,5 \dots 2,7$, отталкиваясь из максимально принятого значения P_z .

Величина внутренней энергии 1 кмоль свежего заряда топлива определяется по следующей зависимости:

$$U_c = (\mu_{C_V})_c \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль}, \quad (4.24)$$

где t_c – температура в точке c , °C;

$(\mu_{C_V})_c$ – величина мольной теплоемкости свежего заряда топлива при температуре t_c , кДж/моль °C, одинаковая с теплоемкостью воздуха.

Для дизельных и бензиновых двигателей считается, что теплоемкость свежего заряда топлива должна быть равна величине теплоемкости воздуха, мольная теплоемкость которого и других газов приведена в приложении А (таблица А.1).

Величина внутренней энергии 1 кмоль продуктов сгорания в камере при температуре t_c рассчитывается по следующей формуле:

$$U_c'' = (\mu_{C_V})_c'' \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль}, \quad (4.25)$$

где $(\mu_{C_V})_c''$ – среднее значение полученной мольной теплоемкости продуктов сгорания при температуре t_c , °C кДж/кмоль (Приложение А, таблица А.3).

Для получения теплоемкости смеси газов необходимо найти сумму произведений теплоемкостей отдельных компонентов (Приложение А, таблица А.1) на их объемные доли r_i , вычисляемые из (4.14), (4.15):

$$(\mu_{C_V})_c'' = \sum_{i=1}^{i=n} (\mu_{C_{Vi}})_c \cdot r_i, \quad (4.25)$$

где $r_i = \frac{M_i}{M_2}$; $\sum r_i = 1$;

M_i – это молярная масса M_{CO_2} , M_{CO} , M_{H_2O} и других компонентов M_2 по (4.13), (4.14).

С учетом, всех возможных компонентов, расчётная теплоемкость продуктов сгорания будет равна:

$$\begin{aligned} (\mu_{C_V})_c'' &= \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} \cdot (\mu_{C_V}'' CO_2)_c + M_{CO} \cdot (\mu_{C_V}'' CO)_c + \\ &M_{H_2O} \cdot (\mu_{C_V}'' H_2O)_c + M_{H_2} \cdot (\mu_{C_V}'' H_2)_c + M_{O_2} \cdot (\mu_{C_V}'' O_2)_c + \\ &+ M_{N_2} \cdot (\mu_{C_V}'' N_2)_c]. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Найденное значение теплоемкости горючей смеси подставим в выражение (4.24) и будем иметь U_c'' . Значение внутренней энергии U_c'' при $\alpha \geq 1$ можно определять также следующим образом. Для 1 кмоль продуктов сгорания топлива U_c'' при заданной температуре t_c содержит внутреннюю энергию продуктов горения при $\alpha = 1$ и величину внутренней энергии избыточного воздуха, U_c'' , а именно.:

$$U_c'' = (U_c'')_{\alpha=1} \cdot (r_{M_2})_{\alpha=1} + U_c'' \cdot r_{изб.возд.}, \quad (4.27)$$

где $(U_c'')_{\alpha=1}$ – величина внутренней энергии продуктов сгорания при $\alpha = 1$ определяется по таблице А.4 приложения А для t_c (возможная температура в конце сжатия);

$r_{изб.возд.}$ – величина с учётом избыточного воздуха, которая определяется с учетом (4.10), (4.14) из уравнения:

$$r_{изб.возд.} = \frac{(\alpha - 1) \cdot L_0}{M_2}; \quad (4.28)$$

$(r_{M_2})_{\alpha=1}$ – величина продуктов сгорания без учёта избыточного воздуха, которая составит:

$$(r_{M_2})_{\alpha=1} = 1 - r_{изб.возд.}. \quad (4.29)$$

Внутреннюю энергию продуктов сгорания U_c'' для бензиновых двигателей при $\alpha = 0,7 \dots 1,0$ и дизельных при $\alpha = 1,0$ можно определить для соответствующих температур t_c (Приложение А, таблица А.4).

Когда определим U_c'' , тогда можно будет найти сумму всех членов левой части любого из уравнений (4.20), (4.21), (4.22).

Результат обозначим через X , кДж/кмоль, и уравнения (4.22), запишем в виде:

$$U_z'' = \frac{X}{\mu_g}, \text{ кДж/кмоль,}$$

а уравнение (4.23): $U_z'' + 8,314T_z = \frac{X}{\mu_g}$, кДж/кмоль,

где U_z'' – функция температуры сгорания топлива t_z и оттого последнее любое выражение можно решить методом подбора, пользуясь данными таблицы А.4 приложения А.

Эти показатели необходимы для построения индикаторной диаграммы и находится в пределах $\rho = 1,2 \dots 1,7$.

4.5 Процесс расширения

В процессе расширения газы совершают такую работу, в результате которой выделяется тепловая энергия, образующаяся при сгорании топлива. Начинается процесс расширения после того, как поршень проходит верхнюю мёртвую точку, и заканчивается, когда возникает процесс выпуска отработавших газов, в результате открытия выпускных клапанов около н.м.т. Процесс расширения полагается политропным, а значения процесса рассчитываются с учетом показателя среднего параметра политропы расширения n_2 . Он выбирается для бензинового типа двигателей в пределах $n_2 = 1,22 \dots 1,29$, для дизельных двигателей $n_2 = 1,15 \dots 1,25$. Для других двигателей с частотой вращения коленвала до $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ средний показатель политропы расширения можно определить по следующей зависимости:

$$n_2 = 1,22 + \frac{100}{n}. \quad (4.30)$$

Давление в цилиндре в конце расширения:

а) для бензинового типа двигателей ($\delta = \epsilon$):

$$P_B = P_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}}, \text{ МПа;} \quad (4.31)$$

б) для дизельных двигателей:

$$P_B = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа;} \quad (4.32)$$

где $\delta = \frac{\epsilon}{\rho}$ – значение степени последующего расширения.

Формула для получения значений температуры конца расширения цикла:

а) для бензинового типа двигателей:

$$T_B = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}}, \text{ К.} \quad (4.33)$$

б) для дизельных двигателей:

$$T_B = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.} \quad (4.34)$$

Для бензиновых двигателей, установленных на современных машинах:

$$P_B = 0,30 \dots 0,65 \text{ МПа, } T_B = 1250 \dots 1750 \text{ К.}$$

Для современных дизельных двигателей:

$$P_B = 0,25 \dots 0,55 \text{ МПа, } T_B = 1100 \dots 1300 \text{ К.}$$

4.6 Процесс выпуска

Температура рабочего тела в конце выпуска T_f для дизелей без наддува находится в пределах $700 \dots 800 \text{ К}$, для наддувных дизелей $T_f = 800 \dots 1000 \text{ К}$. Для двигателей с внешним смесеобразованием $T_f = 900 \dots 1100 \text{ К}$. В общем случае $T_f = f(\epsilon, \alpha, n, \pi_k)$, где π_k – степень наддува. С увеличением степени сжатия температура рабочего тела в конце выпуска уменьшается. С увеличением коэффициента избытка воздуха температура T_f в дизелях уменьшается, а в двигателях с внешним смесеобразованием, наоборот, увеличивается (растягивается процесс сгорания). С увеличением частоты вращения вала двигателя и степени наддува температура T_f увеличивается.

В процессе очистки цилиндра (выпуск) происходит выведение при открытом до конца хода поршня к н.м.т. выпускном клапане отработавших газов 50...75 % из цилиндров двигателя в результате давления конца расширения. Скорость выпуска газов достигает 650...800 м/с в сопровождении резкого шума. После того как поршень пройдет н.м.т., отработавшие газы выводятся принудительно поршнем, и скорость выхода их снижается до 150...220 м/с. Для того чтобы выполнить расчет рабочего цикла двигателя в самом начале задаются значениями остаточных газов. В результате чего необходимо после получения значений температуры T_B проверить ее значение по приближенной формуле:

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}} \quad (4.35)$$

Допустимое отклонение полученного значения от выбранного не должно превышать 15 %.

4.7 Показатели цикла и двигателя

Индикаторные показатели характеризуют эффективность действительного рабочего цикла. К индикаторным показателям относятся среднее индикаторное давление P_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива g_i .

Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине давление P_i , которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ до НМТ, равную полезной работе газов за рабочий цикл (рис. 4.1). Работа газов равна площади заключенной внутри индикаторной диаграммы. Полезная работа газов за один цикл определяется разностью площадей F_1 и F_2 .

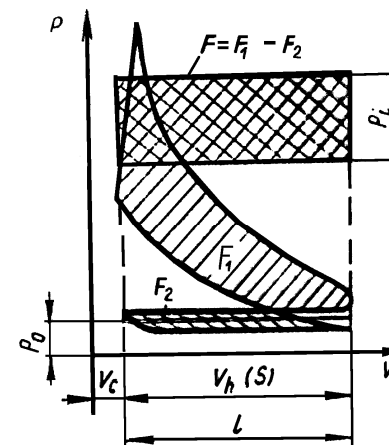


Рис. 4.1. Индикаторная диаграмма и среднее индикаторное давление

Рабочий цикл, в результате которого преобразовывается внутренняя тепловая энергия топлива в механическую работу, характеризуется следующими показателями.

1. Индикаторные показатели характеризуют бесперебойность рабочего цикла по теплоиспользованию и объединены с качеством организации всех процессов, происходящих в двигателях.

2. Эффективные показатели характеризуют дополнительно степень механического совершенства двигателя. Поэтому эти показатели рассматриваются по отдельности.

Индикаторное давление рабочего цикла определяется по следующей формуле:

а) для дизельных двигателей:

$$P_{iHC} = P_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\lambda(p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_B}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right], \text{ МПа} \quad (4.36)$$

б) для бензиновых двигателей ($p = 1$, $\delta = \epsilon$):

$$P_{iHC} = P_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_B}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right], \text{ МПа.} \quad (4.37)$$

Значение индикаторного давления действительного цикла:

$$P_i = \varphi_n \cdot P_{iHC}, \quad (4.38)$$

где φ_n – коэффициент для округления (полноты) диаграммы, который по опытным данным примерно равен $\varphi_n = 0,9...0,96$.

Значение $P_i = 0,7...1,3$ МПа – для бензиновых двигателей внутреннего сгорания; $P_i = 0,8...2,4$ МПа – для дизельных двигателей.

Доля индикаторного давления, затраченного на трение и привод вспомогательных механизмов:

$$P_M = A + BC_n, \quad (4.39)$$

где A и B – коэффициенты, принимаемые:

- для бензиновых двигателей:

$$A = 0,04...0,05; B = 0,0135...0,0155;$$

- для дизельных двигателей:

$$A = 0,105; B = 0,012...0,0138.$$

C_n – скорость поршня, которая принимается:

- для дизельных двигателей: $C_n = 9 ...15$ м/с;

- для бензиновых двигателей: $C_n = 9,5...12$ м/с.

Среднее значение эффективного давления цикла:

$$P_e = P_i - P_M, \text{ МПа.}$$

Значение механического КПД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (4.40)$$

Значение удельного индикаторного расхода топлива:

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \cdot \rho_0}{P_i \cdot \alpha l_0}, \text{ г/ кВт}\cdot\text{ч.} \quad (4.41)$$

Значение удельного эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ г/ кВт}\cdot\text{ч.} \quad (4.42)$$

Значение индикаторного КПД рабочего цикла (H_n , МДж/кг):

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_n}. \quad (4.43)$$

Значение эффективного КПД рабочего цикла:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (4.44)$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.} \quad (4.45)$$

Основные параметры двигателя:

1) рабочий объем цилиндра двигателя:

$$V_h = \frac{30 N_e \cdot \tau}{P_e \cdot n \cdot i}, \text{ л,} \quad (4.46)$$

где τ – количество тактов;

n – частота вращения коленвала двигателя, об/мин;

i – число цилиндров двигателя.

2) диаметр цилиндра двигателя:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}} \cdot 100, \text{ мм,} \quad (4.47)$$

где S/D – соотношение хода поршня к диаметру цилиндра.

В зависимости от полученного значения отношения S/D различают двигатели с коротким ходом поршня ($S/D < 1$) и с длинным ходом ($S/D > 1$).

При $S/D \leq 1$ уменьшается высота двигателя и его соответственно масса, увеличивается индикаторный КПД и коэффициент наполнения. Долговечность деталей двигателя увеличивается. Для современных бензиновых двигателей принимается $S/D = 0,6...1,1$; для дизельных двигателей $S/D = 0,8...1,4$.

Значение средней скорости поршня находится по следующей формуле :

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м/с.} \quad (4.48)$$

4.8 Индикаторная диаграмма двигателя

Определив параметры всех точек индикаторной диаграммы (P_a , P_c , P_z , P_b и P_z) расчетным путем, переходят к построению действительной индикаторной диаграммы. Расчетная диаграмма отличается от теоретической только тем, что процессы расширения и сжатия в ней принимают не адиабатными, а политропными с показателями n_1 и n_2 . Обычно высота диаграммы должна быть больше длины в 1,2 ... 1,5 раза.

Выбирают масштаб давлений: $p = 1 \text{ МПа} = 40 \dots 50 \text{ мм}$.

Масштаб объемов: линейный масштаб рабочего объема цилиндра (V_c , л) соответствует ходу поршня (S , мм). Для удобства построения его величину принимают равной 100 мм.

Определяют число миллиметров, соответствующее объему камеры сгорания [6]:

$$V_c = \frac{S}{(\varepsilon - 1)} \quad (4.49)$$

Наносят на миллиметровой бумаге расчетные значения V_h и V_c и точки, полученные путем расчета: P_a , P_c , P_z , P_b , P_z (рисунок 4.9). Линию, соответствующую атмосферному давлению (P_0), проводят в виде тонкой горизонтали.

Построение индикаторной диаграммы может быть выполнено аналитически и графически.

Аналитический способ

Первоначально строят кривые расширения и сжатия аналитическим методом, который основан на использовании уравнения политропы:

$$PV^n = \text{const}.$$

Любая искомая точка политропы сжатия находится из следующего выражения:

$$P_x V_x^{n_1} = P_a V_a^{n_1}, \quad (4.50)$$

Приняв значения для отношения в пределах от 1 до ε – степени сжатия, можно определить соответствующие величины P_x политропы сжатия. Значения для различных P_x политропы расширения определяются аналогично из выражения:

$$P_x \cdot V_x^{n_2} = P_b \cdot V_b^{n_2}, \quad (4.51)$$

где значения для отношения объемов V_b / V_x для дизелей берутся в пределах от 1 до δ – степени последующего расширения, определенной ранее.

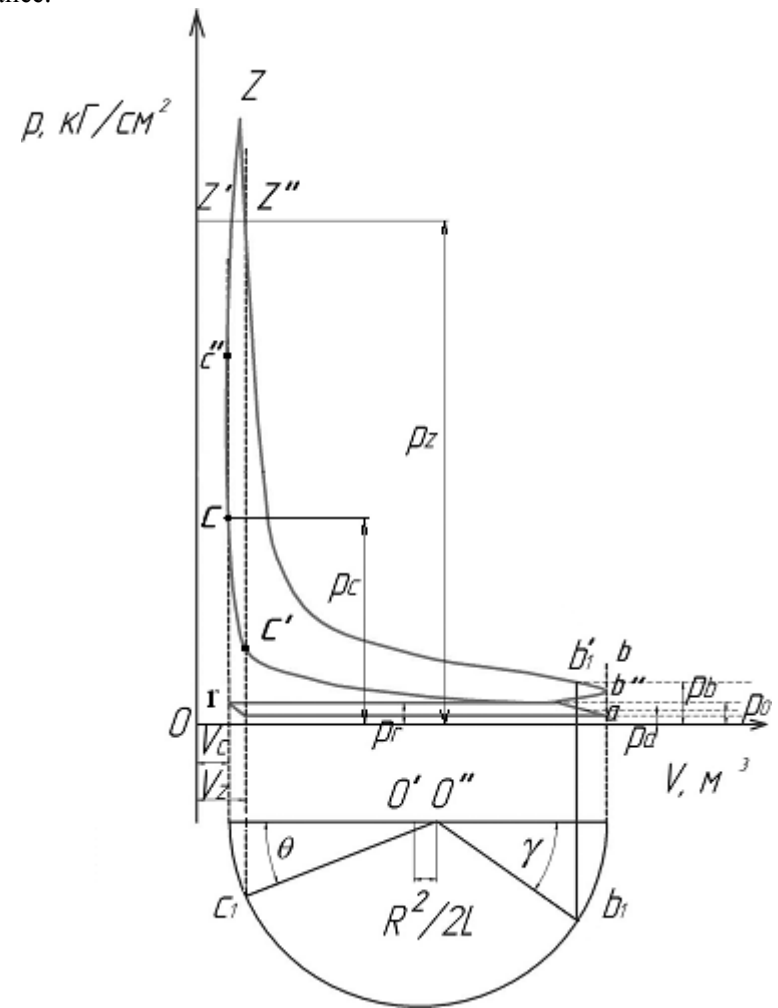


Рисунок 4.2. Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Графический способ. Построение политроп сжатия и расширения производится по методу Брауэра (рис. 4.2).

Приложение

Таблица 1 – Значения мольной теплоемкости газов μC_V при $V = \text{const}$ [кДж/кмоль·°C]

Температура °C	Воздух	O ₂	N ₂ (атмосфер- ный)	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
<i>l</i>	2	3	4	5	6	7	8
0*	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,426	20,863	20,620
200	20,984	21,616	20,800	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,440	26,260	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,780	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,090	23,446	21,729	37,438	27,880	22,110	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,320	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,510	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	23,547	25,071	23,140	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,510	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,250	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,210	24,543	22,332

Продолжение приложения

Таблица 2 – Значение внутренней энергий газов U [МДж/кмоль]

Температура °C	Воздух	O ₂	N ₂ (атмосфер- ный)	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
<i>l</i>	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2,015	2,123	2,072	2,981	2,541	2,085	2,064
200	4,195	4,325	4,162	6,347	5,162	4,199	4,153
300	6,364	6,628	6,293	10,031	7,779	6,360	6,242
400	8,591	9,027	8,474	13,975	10,710	8,591	8,348
500	10,890	11,509	10,726	18,129	13,657	10,790	10,467
600	13,255	14,068	13,038	22,462	16,726	13,268	12,602
700	15,684	16,684	15,420	26,950	19,933	15,705	14,767
800	18,171	19,347	17,857	31,560	23,262	18,204	16,965
900	20,708	22,060	20,348	36,270	26,724	20,754	19,201
1000	23,983	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	25,899	27,578	25,456	45,971	34,001	25,983	23,793
1200	28,554	30,379	28,068	50,911	37,811	28,654	26,152
1300	31,238	33,241	30,714	55,894	41,721	31,346	28,562

Таблица 3 – Значения средней молярной теплоемкости продуктов сгорания (μC_p)', [кДж/кмоль·°C]

Температура °C	Бензин при α , равном					Дизельное топливо $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	5	6
1	2	3	4	5	6	7
0	22,1849	22,0451	21,8810	21,6845	22,19	22,525
100	22,5304	22,3556	22,1502	21,9040	22,902	23,320
200	22,8830	22,6762	22,4334	22,1426	23,739	24,200
300	23,2899	23,0552	22,7790	22,448	24,618	25,079
400	23,7203	23,4605	23,1459	22,7807	25,498	25,874
500	24,1478	23,8772	23,5376	23,1426	26,293	26,628
600	24,5828	24,2931	23,9316	23,5095	27,005	27,298
700	25,0191	24,7126	24,3315	23,8859	27,633	
800	25,4382	25,1173	24,7191	24,2530		
900	25,8439	25,5088	25,0967	24,6122		
1000	26,2261	25,8806	25,4548	24,9534		
1100	26,5899	26,2355	25,7948	25,2698		
1200	26,9270	26,5726	26,1230	25,5950		
1300	27,2636	26,8996	26,4306	25,8912		
1400	27,5722	27,1808	26,7235	26,1738		

Список литературы

1. Тепловые процессы рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие/ Богданов В.И. [и др.] – Волжский: ВИСТех (филиал) ВолгГАСУ, 2013- 60 с.
2. Основы теории тепловых процессов и машин : учебное пособие. Ч. 2 / Александров Н. Е. [и др.] ; под ред. Н. И. Прокопенко. – 3-е изд., испр. – М. : БИНОМ : Лаборатория знаний, 2006. – 571 с. : ил. - (Теплотехника). – Библиогр. : С. 566 – 567. – ISBN 5-94774-379-5 : 240 -00.
3. Автомобили : учебное пособие / А. В. Богатырев ; под ред. А. В. Богатырева. – М. : Колос, 2002. – 494 с. – (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений). – Предм. указ.: с. 483-487. – ISBN 5-9532-0075-7 : 235- 44.
4. Автомобильные двигатели / Архангельский В. М. [и др.] ; под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – 590 с.
5. Двигатели внутреннего сгорани: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник/ Б. А. Шароглазов и [и др.]; под ред. Б. А. Шароглазова – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2005 -404 с.
6. Тяговые расчеты лесных колесных и гусеничных машин: учебное пособие/М. И. Куликов [и др.] -Петрозаводск: Издательство ПетрГУ, 2007 -90 с.

Электронное учебное издание

Николай Александрович **Ушаков**

**Взаимодействие процессов в двигателях внутреннего сгорания
наземно-транспортных систем. Расчёт и анализ**

Учебное пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Матвеева Н.И.

Темплан 2023 г. Поз. № 24.

Подписано к использованию 25.05.2023. Формат 60x84 1/16.

Гарнитура Times. Усл. печ. л. 4,3.

Волгоградский государственный технический университет.

400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

ВПИ (филиал) ВолгГТУ.

404121, г. Волжский, ул. Энгельса, 42а.