

Процесс сгорания

В процессе сгорания топлива происходит выделение теплоты, преобразуемой в двигателе в полезную механическую работу. Самовоспламенение и сгорание топлива в дизеле отличаются чрезвычайно сложными физико-химическими процессами, точное математическое описание которых не получено до настоящего времени. Даже при современных методах расчета с помощью ЭВМ сгорание описывается полуэмпирическими уравнениями.

В начале XX века профессор МВТУ В.И. Гриневецкий предложил метод расчета сгорания, который был впоследствии развит его учеником Е.К. Мазингом и с некоторыми усовершенствованиями используется до настоящего времени.

Это объясняется исключительной простотой метода при вполне приемлемой точности определения показателей двигателя.

Суть метода заключается в том, что **реальное изменение давления** в процессе сгорания заменяется условно эквивалентным подводом тепла по изохоре $c-z$ и изобаре $z'-z$, как показано на рисунке 1. В действительном процессе участок сгорания топлива характеризуется плавной кривой $c-m-y$. Максимальное давление сгорания достигается в точке m после ВМТ поршня и является функцией процесса сгорания. Завершается процесс сгорания в начале процесса расширения в точке y . Предложенная схематизация соответствует идеальному термодинамическому циклу со смешанным подводом тепла, однако в предложенном методе, в отличие от идеального цикла, **учитывается**

изменение массы рабочего тела вследствие сгорания топлива, изменение его термодинамических параметров в зависимости от температуры и состава, теплообмен со стенками цилиндра.

В начале процесса сгорания (точка c) известны давление, температура, масса и объем рабочего тела, соответственно p , T , M и V . Напомним, что при отсутствии утечек рабочего тела в процессе сжатия $M = M_a$. Задачей

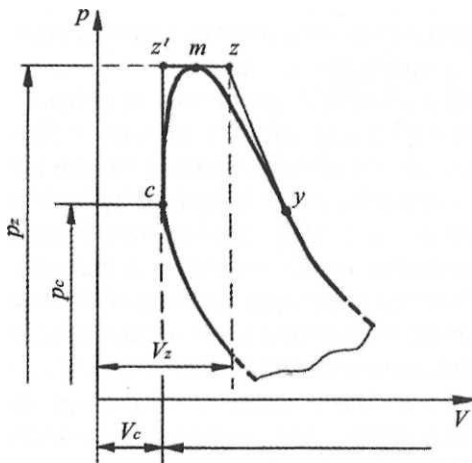


Рис. 1. К расчету процесса сгорания

расчета процесса сгорания является определение этих же параметров в точках z' и z . Промежуточные состояния рабочего тела в рассматриваемом методе не рассчитываются.

В точке z' известен только объем, так как $V_{z'} = V_c$. В точке z при допущении о завершении химических реакций окисления топлива может быть определена масса рабочего тела $M_z = M_c + \Delta M$, где ΔM , кмоль - приращение массы рабочего тела вследствие сгорания топлива. В данной постановке задача не разрешима из-за слишком большого числа неизвестных параметров. В.И. Гриневецкий предложил считать известной величину **максимального давления сгорания**, принимая его при проектировании нового двигателя на основании данных двигателя прототипа. Это позволяет определить координаты точки z на p - V . К диаграмме и уменьшить число неизвестных термодинамических параметров в точке z до двух - T_z и V_z .

Процесс сгорания рассчитывается исходя из 1 кг сжигаемого топлива, массы компонентов рабочего тела выражены в киломолях. Температура рабочего тела в точке z определяется из уравнения **первого закона термодинамики**, которое применительно к процессу сгорания может быть выражено в конечных разностях в виде:

$$\Delta Q_{cz} = \Delta U_{cz} + \Delta L_{z'z} \quad (1)$$

где $\Delta U_{cz} = U_z - U_{c'}$ - приращение внутренней энергии рабочего тела на участке сгорания; $\Delta L_{z'z}$ - внешняя работа, совершаемая рабочим телом на изобарном участке процесса сгорания; ΔQ_{cz} - количество теплоты, расходуемое при сгорании 1 кг топлива на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение механической работы на участке c - z' - z .

При полном сгорании 1 кг топлива выделится количество тепла, равное Q_H . В рассматриваемом методе расчета сгорания принимается, что $\Delta Q_{cz} = Q_H - Q_{nc}^{cz} - Q_{охл}^{cz}$, где Q_{nc}^{cz} - тепло, не выделившееся в точке z вследствие того, что не все топливо успело сгореть к этому моменту; $Q_{охл}^{cz}$ - тепло отведенное от рабочего тела в стенки камеры сгорания на участке сгорания c - z . В отличие от $Q_{охл}^{cz}$, Q_{nc}^{cz} не является окончательно потерянным теплом, оно будет сообщено рабочему телу в начале процесса расширения в процессе догорания топлива. Таким образом, в методе расчета Гриневецкого-Мазинга частично учитываются условия реального рабочего процесса. Отношение ΔQ_{cz} к Q_H называют *коэффициентом использования тепла в точке z*

$$\xi_z = \frac{\Delta Q_{cz}}{Q_H}$$

Физический смысл этого коэффициента заключается в том, что его величина (всегда <1) отражает потери тепла вследствие неполноты сгорания топлива и теплообмена. Согласно опытным данным его значения для малооборотных и среднеоборотных дизелей составляют 0,75-0,9; для высокооборотных - 0,7-0,85.

С учетом отмеченного выше $\Delta Q_{cz} = \xi_z Q_H$ дальнейшие преобразования уравнения (1.35) сводятся к подстановке в него развернутых выражений для внутренней энергии и работы применительно к начальной и конечной точкам процесса (с и z). Выражения для расчета внутренних энергий приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

К расчету внутренних энергий рабочего тела

Наименование	Точка с	Точка z
Состав смеси газов	Свежий заряд воздуха M_a и остаточные газы M_r	Продукты сгорания топлива M и остаточные газы M_r
Масса смеси, кмоль	$M_c = M_a + M_r$	$M_z = M + M_r$
Температура, К	T_c	T_z
Средняя молярная изохорная теплоемкость кДж/(кмоль·К)	Пренебрегая влиянием остаточных газов, определяем ее по формуле $\bar{c}_{vc} = 20 + 0,0024 \cdot T_c$	$\bar{c}'_{vc} = 20 + 0,0024 \cdot T_z$; $\bar{c}^*_{vc} = 21,5 + 0,0035 \cdot T_z$; $\bar{c}_{vc} = \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \bar{c}'_{vc} + \left(\frac{1}{\alpha}\right) \cdot \bar{c}^*_{vc}$
Расчетная формула для внутренней энергии, кДж	$U_c = M_c \cdot \bar{c}_{vc} \cdot T_c$	$U_z = M_z \cdot \bar{c}_{vc} \cdot T_z$

Формула (1.35) может быть записана в виде $\xi_z Q_H = U_z - U_c + p_z V_z - p_c V_c$. После подстановки в нее формул для внутренних энергий и масс рабочего тела в начальной и конечной точках процесса сгорания и несложных алгебраических преобразований получим *уравнение сгорания топлива* в окончательном виде:

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\bar{c}_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \beta \cdot (\bar{c}_{vc} + 8,314) \cdot T_z, \quad (2)$$

где $\lambda = p_z/p_c$.

В результате подстановки в левую часть уравнения (2) уже известных из расчетов процессов наполнения и сжатия и принятых из рекомендованных пределов значений параметров, в каждом конкретном случае расчета, будет получено некоторое числовое значение C . В правой части уравнения теплоемкость смеси газов является функцией искомой температуры T_z , поэтому в итоге уравнение сгорания приводится к виду $AT_z^2 + BT_z - C = 0$, где A , B и C - числа. Уравнение можно привести к виду:

$$T_z = \frac{C}{B + AT_z}$$

и решать его методом последовательных приближений, задавая в качестве первого приближения значение температуры в знаменателе формулы из диапазона 1700-1900 К.

Из формулы (1.36) очевидно, что с увеличением λ , ξ_z T и уменьшением α температура в конце сгорания увеличивается и наоборот. В зависимости от значений этих величин для судовых дизелей характерен диапазон $T_z = 1700-1900$ К. Как уже отмечалось ранее, значение максимального давления сгорания должно быть принято по данным двигателя-прототипа.

Для определения объема в точке z запишем уравнения состояния рабочего для начальной и конечной точек процесса сгорания $p_z V_z = RM_z T_z$ и $p_c V_c = RM_c T_c$. Разделив почленно первое на второе, получим:

$$\lambda \rho = \beta \frac{T_z}{T_c}$$

Определив из этого уравнения значение степени предварительного расширения рабочего тела ρ , получим искомое значение $V_z = V_c \rho$. Таким образом, все термодинамические параметры состояния рабочего тела в точке z определены.

Литература:

– Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Стр. 34-37.