Глазунов Д.В.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В ЦИЛИНДРАХ ДВИГАТЕЛЯ

D.V. Glazunov

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF TURBULENT PROCESSES COMBUSTION IN THE CYLINDER

УДК: 621.43.019.2

В статье проведен анализ процесса горения смеси в цилиндрах двигателя, описаны турбулентные процессы горения смеси и проведено математическое описание турбулентных процессов горения.

This article analyzes the process of combustion of the mixture in the cylinders of the engine, describes the processes of turbulent combustion of the mixture and held matematical description of turbulent combustion processes.

В настоящее время большое внимание уделяется процессам смесеобразования и сгорания, происходящих в бензиновых двигателях. Так как современные автомобили оснащены компьютерным оборудованием, которое занимается приготовлением смеси, любой процесс горения можно расписать при помощи математических зависимостей.

В предлагаемой математической модели процесса сгорания принимается, что среднеквадратическая скорость крупномасштабных пульсаций в камере сгорания двигателя пропорциональна текущему значению числа Рейнольдса:

$$W' = K_{Kn} R_e = K_{Kn} \frac{W d_{опр}}{v}, \qquad (1)$$

где: W - мгновенное значение скорости движение газа в камере сгорания;

$d_{опр}$ - определяющий диаметр.

В нашем случае $d_{опр} = \frac{2hl}{h+l}$, где h и l - текущие значения высоты и ширины камеры сгорания в сечении фронта пламени.

Коэффициент кинематической вязкости газа зависит от температуры в камере сгорания:

$$v = \frac{\mu}{P} = \frac{0{,}4 * 10^{-6} * T^{0{,}67}}{P}$$

Если плотность газа выразить через параметры состояния, то после преобразований получим

$$v = 0{,}4 * 10^{-6} R \frac{T^{1{,}67}}{P}, \qquad м^2/с$$

С учетом этого выражение (1) для W' получает такой вид:

$$W' = K_{Kn} \frac{5{,}0 * 10^6 phl}{RT^{1{,}6}/(h-l)} W, \qquad (2)$$

Согласно экспериментальным данным, приведенным в вышеуказанных работах, степень турбулентности $K = \frac{\sqrt{(W')^2}}{W}$ - в фазе «конец сжатия - начало расширения» для двигателя с цилиндрической камерой сгорания составляет 0,1, то есть

$$\sqrt{(W')^2} \approx KW \approx O{,}1W, \qquad (3)$$

Если показатель степени n в уравнении принять равным 0,4, уравнение (3) преобразуется в виде

$$U_T = K_T \frac{p^{1{,}4}}{RT^{1{,}67} e^{E/RT}} * \frac{hl}{h+l} W + U_H, \qquad (4)$$

где $K_T = 5{,}0 * 10^6$ К$_{к.п.}$

С учетом можно записать следующее выражение:

$$U_T = KW + U_H, \qquad (5)$$

где: W - текущее значение усредненной скорости струйного течения газа в процессе сгорания:

$K \approx 0{,}1$ - степень турбулентности.

Скорость и характер движения газа в конце сжатия - начале расширения зависят от особенностей устройства впускного канала и расположения впускного клапана в камере сгорания и от скорости вращения коленчатого вала.

А.А. Соколик считает, что струйный характер наполнения и создаваемые при этом градиенты скоростей являются основным источником, генерирующим турбулентность в цилиндре двигателя.

Максимальные значения скорости и ее градиентов растут с частотой вращения вала и степенью открытия дросселя. В ходе сжатия исчезает струйный характер течения газа и скорость турбулентных пульсаций снижается. К ВМТ интенсивность турбулентности снова возрастает благодаря частичному перераспределению энергии крупных вихрей на пульсации высоких частот при уменьшении объема камеры. На возрастание энергии турбулентных пульсаций в единице объема заряда оказывает также влияние повышение плотности газа у ВМТ. Таким образом, несмотря на непрерывное рассеивание энергии на ходу сжатия, интенсивность турбулентных пульсаций оказывается недостаточно высокой вблизи ВМТ, чем обеспечивается высокая скорость горения. В ходе расширения происходит резкое ослабление турбулентности.

В камере сгорания с вытеснителем в конце сжатия имеет место интенсивное струйное течение газа со скоростями 20...30 м/с, которое способствует многократному увеличению скорости распространения турбулентного пламени.

В предлагаемой математической модели процесса сгорания последовательно рассчитываются турбулентности, генерируемые с помощью вытеснителя в конце процесса сжатия. Фаза видимого горения в модели делится на два периода. В первом периоде скорость сгорания определяется

крупномасштабными турбулентными пульсациями, созданными струйным течением заряда через щель впускного клапана. Расчет скоростей в этом периоде ведется по уравнению (6). Во втором периоде видимого горения скорость сгорания зависит от скорости струйного течения заряда, создаваемого вытеснителем. Последняя рассчитывается по уравнению (7). При наличии организованного струйного течения заряда перенос пламени осуществляется этим течением, следовательно, и скорость распространения турбулентного пламени определяется в основном скоростью струйного движения. Если газовый поток движется со средней скоростью W, то абсолютная скорость перемещения турбулентного пламени будет равна

$$V_{пл} = W + U_T, \qquad (6)$$

Российскими учеными проведены эксперименты по определению скоростей струйного течения в одноцилиндровом экспериментальном двигателе с камерой сгорания без вытеснителя. Измерение скорости произведено при помощи флажкового датчика размером 3х3 мм с полупроводниковым тензорезистором типа Ю-8А-2. Аппаратура регистрации состоит из ионизационного генератора, усилителя и осциллографа. Устройство крепления датчика позволяет перемещать его вдоль оси цилиндра и перемещать флажок вокруг оси. На рис. 1 представлены осциллограммы скоростей движения газа, полученные на режиме полного дросселя при n=1500 мин$^{-1}$.

Экспериментальные графики скоростей струйного течения в конце сжатия и в начале расширения приближенно аппроксимируются уравнением:

$$W \approx A(1 - \cos 2\varphi), \qquad (7)$$

где А - коэффициент пропорциональности, зависящий от плотности заряда и от скорости потока во впускном отверстии.

Плотность смеси во впускном отверстии пропорциональна коэффициенту наполнения, а средняя скорость смеси во впускном отверстии пропорциональна скорости вращения коленчатого вала и обратно пропорциональна среднему удельному проходному сечению клапана $d_{ср}/V_n$:

$$W = \frac{n}{\frac{30 d_{cp}}{V_n}} * \frac{\varepsilon - \frac{P_T T_a}{P_a T_T}}{\varepsilon - 1} \qquad (8)$$

Взятые в основу этих уравнений взяты предпосылки о влиянии на скорость струйного течения газа нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя подтверждаются результатами экспериментальных исследований, проведенных различными исследователями на двигателях с помощью электроанемометров.

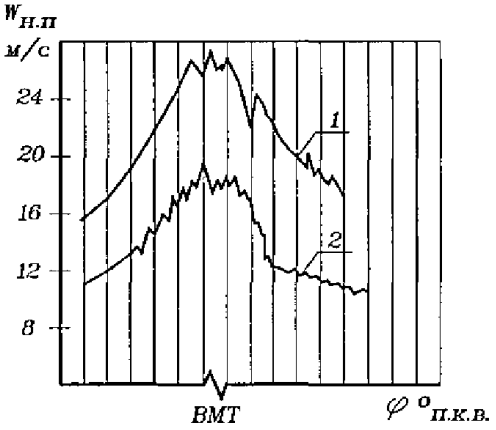

Рис. 1. Осциллограммы скоростей вихревых движений заряда в цилиндре экспериментального двигателя:
1 - при п = 3500 мин-1; 2 - при п = 1500 мин-1.
Нагрузка - 100%

В результате этого можно сделать вывод, что во втором периоде видимого горения скорость распространения определяется скоростью струйного течения заряда, создаваемого вытеснителем. Таким образом, возможен расчетный анализ скоростей и направлений потоков, создаваемых вытеснителем.

Литература:

1. Орлов В.А. Исследование работы автомобильного карбюратора при различных температурных условиях. «Автомобильная промышленность», №12, 1963.
2. Браильчук П.Л. и др. - Мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ – 130 при пониженных плотностях воздуха. "Автомобильная промышленность" №4, 1964, №11, 1965.
3. Глазунов В.И. и др. - Метод повышения эксплуатационной эффективности двигателей в высокогорных условиях. В кн. ВКЭИ автобусостроения, Львов, 1977.
4. Соколик А.С., Воинов А.Н., Свиридов Ю.Б., Влияние химических и турбулентных факторов на процесс сгорания в двигателях.М., АН СССР.
5. Соколик А.С., Карпов В.П., О турбулентном горении газов. Физика горения и взрыва. 1967.

Рецензент: к.т.н., доцент Советбеков Б.С.