

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Г.Н. Леонов, А.В. Фролов, И.С. Шустов

*В предлагаемой статье приводятся некоторые положения математического моделирования динамики ДВС, а также аналитические выражения, определяющие характер вращения коленчатого вала в зависимости от динамики энерговыделения во времени.*

*Ключевые слова: двигатель, динамика, динамика энерговыделения.*

Одной из ключевых проблем российского автопрома остается низкая энергоэффективность автомобильных ДВС.

В известных авторам работах меру энергоэффективности ДВС определяют скоростными, мощностными, экономическими и другими количественными показателями, позволяющими дать граничные оценки эффективности динамики ДВС. Проблемы изучения технико-экономической эффективности ДВС, естественным образом, приводят к постановке качественных и количественных исследований вопросов эффективности динамики ДВС относительно характера изменения основных параметров вращения маховика под влиянием процесса энерговыделения и других составляющих рабочего процесса ДВС.

С этой целью, необходимым становится рассмотрение основных проблем моделирования динамики ДВС.

### 1 Моделирование динамики ДВС

Проблемы моделирование динамики ДВС являются чрезвычайно сложными, в некотором смысле, многомерными, так как, в значительной степени, граничат с проблемами физики тепловых, газодинамических явлений, в том числе, неголономной динамики механических систем.

Анализируя современное состояние исследований в области динамики ДВС [1–10], следует выделить основные тенденции в развитии проблем, связанных с изучением динамики двигателей. Относительно отдельных тенденций выступают технические и экономические требования к ДВС. В качестве таких требований, с учетом роста их энергетических, силовых и скоростных характеристик, позиционируют, в первую очередь, повышение технико-экономической эффективности, оптимизация системы «человек-машина», а также повышение безопасности.

Критерием технико-экономической эффективности двигателя является характер изменения эффективной мощности и крутящего момента, К.П.Д., а также минимизация расхода топлива, количества вредных выбросов и т.д. В связи с этим, особое значение получают следующие развиваемые научные перспективы:

- методы исследования динамики быстроходных и энергоемких ДВС;
- математическое моделирование динамики ДВС с переменными параметрами и переменной структурой;
- колебательные процессы в ДВС;
- методы и средства технической диагностики ДВС.

Центральное место среди отмеченных направлений занимают методы моделирования динамики двигателей внутреннего сгорания. Физико-математическое моделирование предполагает изучение характера движения КШМ (скорости и ускорения, силы, моменты сил, мощность и т.д.) во времени под воздействием процесса энерговыделения и других составляющих рабочего процесса двигателя. Процесс энерговыделения в динамике ДВС выступает в основополагающей роли.

Литературный поиск показал, что, несмотря на широкий спектр имеющихся результатов исследований в области динамики ДВС, носящих в основном разрозненный характер, актуальность теоретических и практических целей и задач математического исследования динамики ДВС и её эффективности обнаруживается и в настоящее время, и преследует своей целью уложить некоторые общие выводы, сформулированные при изучении динамики ДВС, в определенную систему знаний, без преуменьшения научно-практического значения отдельно взятого исследования. Прежде всего, основной акцент

ставится на вопросе о движении кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

Качественное и количественное исследование динамики ДВС имеет не только фундаментальное, теоретическое значение, но и практическое применение при конструировании и испытании ДВС. Теоретические исследования обеспечивают создание прочных научных основ, необходимых для дальнейшего развития современного машиностроения и общей теории ДВС.

Таким образом, в соответствии с намеченными направлениями развития проблем моделирования динамики ДВС, основные аспекты настоящего исследования целесообразно сосредоточить на строгом математическом описании динамики кривошипно-шатунного механизма, а также на качественной интерпретации уравнения динамики ДВС.

## 2 Построение математической модели динамики ДВС

Критерием требований двигателя к количественным показателям эффективности его работы является характер изменения скорости превращения тепловой энергии в механическую работу. Поэтому увеличение скорости указанных энергетических превращений путем повышения оптимальных требований двигателя к эффективным показателям его работы на современном этапе развития двигателестроения приобрело первостепенное значение.

Пути совершенствования динамики ДВС определяются комплексом конструктивных и режимных параметров, от которых зависят оптимальные требования двигателя к эффективным показателям его работы.

Конструктивные модификации двигателей последнего времени убедительно показывают, насколько существенно влияние конструкции ДВС на эффективность его динамики. Связано это, прежде всего, с влиянием формы камеры сгорания на динамику энерговыделения, для которой характерны сокращающаяся продолжительность процесса сгорания и возрастающая скорость нарастания давления и температуры, наряду с возможным наивыгоднейшим распределением энергии по мере развития фронта горения топливно-воздушной смеси.

К дальнейшему теоретическому развитию вопросов эффективности динамики ДВС приводят многочисленные достижения, заключающиеся в том, что на большую часть показателей эффективности работы двигателя влияют, однако, не особенности физико-

химических процессов сгорания, а закономерности энерговыделения и вызываемого им изменения давления и температуры в цилиндре. Ими определяются энергетические и технико-экономические показатели цикла, статические и динамические нагрузки на детали, оцениваемые максимальным давлением цикла и скоростью нарастания давления при сгорании, тепловая напряженность деталей, оцениваемая по распределению температур и тепловых потоков, интенсивность шумоизлучения, в определенной степени механические потери в двигателе и токсичность отработавших газов.

В порядке формализации основных аспектов динамики двигателей, появляются широкие возможности применения современных методов математического моделирования для разрешения поставленных выше проблем, связанных с определением закона движения КШМ двигателя.

В проанализированных литературных источниках, посвященных вопросам теории рабочих процессов ДВС, в основном, содержатся данные о „классической” модели динамики двигателя одним методом. Чаще такую модель называют тепловой. Нет сколь-нибудь значительной информации о других методах формального описания динамики. Отсюда наблюдается отсутствие сведений о сравнительной эффективности, точности разных методов математического моделирования динамики, поэтому основная задача настоящей работы – представить новую математическую модель динамики двигателя.

Известно, что закон изменения давления газов достаточно полно характеризует энерговыделение. Как отмечает Орлин [11], установление условий и метода получения зависимости изменения давления в цилиндре по времени, а также способа определения количества воздуха и продуктов сгорания, протекающих через газораспределительные органы, является весьма актуальным.

В работе [12] показано, что для определения закономерности изменения давления во времени для процесса энерговыделения при горении топливно-воздушной смеси могут применяться современные методы математической физики.

Пусть  $u(x, t)$  – дважды непрерывно дифференцируемая функция на полупрямой  $x \in R^1, t \geq 0$ . Рассматривается смешанная задача

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{q} F(x, t)$$

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

с краевыми (для любых  $t$ )

$$\begin{cases} x=0, & u=0 \\ x=l, & \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -c^2 \frac{\partial u}{\partial x} \end{cases}$$

и начальными условиями

$$u(x,0) = j(x), \quad \frac{\partial u(x,0)}{\partial t} = y(x),$$

где  $j(x)$  и  $y(x)$  – известные функции;  $a$ ,  $q$ ,  $c$  – константы, отличные от нуля.

Правая часть уравнения с частными производными  $F(x,t)$  характеризует силу, развиваемую давлением газов при горении, действующую на поршень, и допускает представление

$$F(x,t) = w(x)f(t), \quad S = \lim_{e \rightarrow 0} \int_c^{c+e} w(x) dx.$$

При этом функция  $f(t)$ ,  $f(0) = 0$ , имеет вид

$$f(t) = \begin{cases} \frac{P_{\max}}{S} \sin \frac{pt}{2t_1}, & 0 \leq t \leq t_1 \\ \frac{P_{\max}}{S} e^{-\frac{h(t-t_1)}{t_2}} \left[ 1 + \frac{h(t-t_1)}{t_2} \right], & t_1 \leq t \leq t_2 \end{cases}$$

где  $t_1$  – время достижения максимума кривой давления, с;  $t_2$  – общее время, с;  $h$  – величина, подлежащая определению по заданному значению силы давления в момент времени  $t > t_1$ ;  $S$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>.

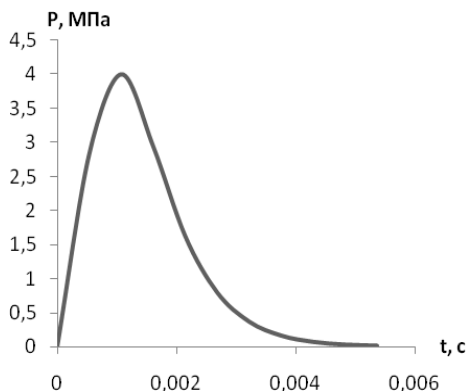


Рисунок 1 – График функции  $f(t)$  при  $P_{\max}(t_1 \approx 0,001) = 4$  МПа,  $t_1 \approx 0,001$  с,  $t_2 \approx 0,006$  с

Необходимо принимать во внимание влияние на динамику двигателя всех составляющих, образующих рабочий процесс. Подробное исследование каждого такого процесса рассмотрено в работах [13–18].

При известной закономерности энерговыделения в цилиндре  $P = f(t)$ , в том числе при наличии некоторых допущений, касающихся преобразования тепловой энергии в механическую работу, реализуется возможность точного определения законов вращения коленчатого вала, маховика, выраженных через независимую переменную времени  $t$ , то есть  $w = f_1(t)$ ,  $m_z = f_2(t)$ .

Чтобы яснее понять «аргументы» применяемого подхода, прибегнем к иллюстрации, отображающей структуру и последовательность динамики ДВС.



Рисунок 2 – Структура динамики ДВС

У подхода, аргументация которого приведена на рисунке 2, по сравнению с «классической» тепловой моделью динамики ДВС имеется существенное преимущество. Оно заключается в следующем. Тепловая модель

не дает ответа на многие существенные вопросы, например: почему быстро теряется крутящий момент на больших оборотах, почему двигатель с ростом нагрузки теряет крутящий момент вплоть до своей полной остановки и почему он «не тянет», если холодный?

Связано это, прежде всего, с тем, что тепловая модель не объясняет зависимости крутящего момента от скорости вращения вала и характера его изменения во времени.

Рассмотрим кривошипно-шатунный механизм (КШМ), изображенный на рисунке 3, закон движения которого определяется уравнением

$$Q^*(j_1) \dot{j}_1 + \frac{1}{2} \frac{\partial Q^*(j_1)}{\partial j_1} \dot{j}_1^2 = m_z.$$

Здесь  $\dot{j}_1 = w$ ,  $\dot{j}_1^2 = \frac{dw}{dt}$  – векторы угловой скорости и углового ускорения звена  $A_1A_2$ ;

$Q^*(j_1) = A_{11} + 2A_{12}^0 f_2' + A_{22} (f_2')^2$  – момент инерции КШМ, приведенный к оси  $A_1$  ведущего звена  $A_1A_2$ ;  $m_z$  – крутящий момент.

$$\frac{dQ^*(j_1)}{dj_1} = 2 \left[ \left( \frac{dA_{12}}{db_{21}} \right)^0 f_2' (f_2' - 1) + A_{12}^0 f_2'' + A_{22} f_2' f_2'' \right].$$

Здесь  $A_{11} = Q_1 + (m_2 + m_3) l_1^2$ ,  $A_{22} = Q_2 + m_3 l_2^2$ ,  $A_{12}^0 = m_2 l_1 (s_1^{(2)} \cos b_{21} - s_2^{(2)} \sin b_{21}) + m_3 l_1 l_2 \cos b_{21}$ ,  $f_2' = -m \frac{\cos j_1}{\cos j_2}$ ,  $f_2'' = -m (1 - m^2) \frac{\sin j_1}{\cos^3 j_2}$ ,  $m = \frac{l_1}{l_2}$ ,  $b_{sk} = j_s - j_k$ ,  $\sin j_1 = -m \sin j_2$ ,  $m_i$  – масса  $i$ -го звена;  $Q_i$  – момент инерции  $i$ -го звена относительно оси шарнира  $A_i$ ;  $(s_1^i, s_2^i)$  – координаты вектора центра тяжести  $C_i$  звена в системе осей  $(e_1^i, e_2^i)$ . Кроме того, имеем

$$\left( \frac{dA_{12}}{db_{21}} \right)^0 (f_2' - 1) = \left( \frac{dA_{12}}{dj_1} \right)^0.$$

Средствами теории обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, интегрируемых в квадратурах, найдено выражение для интеграла уравнения движения КШМ в виде первой производной [19]

$$\dot{j}_1 = \sqrt{\frac{2}{Q^*(j_1)} \left( Q - l_1 f(t) \cdot \left( \cos j_1 + \frac{1}{m} \sqrt{1 - m^2 \sin^2 j_1} \right) \right)^2},$$

где  $Q$  – количество тепла, выделившееся при сгорании топливно-воздушной смеси за вре-

мя  $t$ ;  $f(t)$  – математический закон энерговыделения, Н; величина  $0 \leq a \leq p$ .

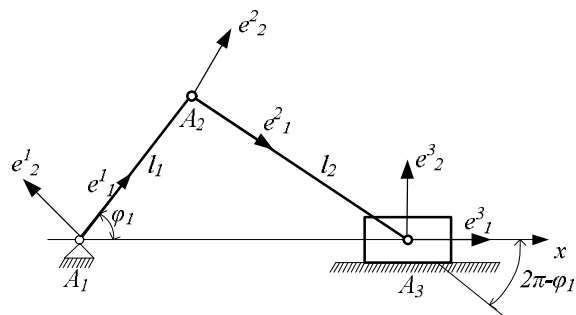


Рисунок 3 – Кривошипно-шатунный механизм

Согласно схеме кривошипно-шатунного механизма, приведенной на рисунке 3, крутящий момент  $m_z$  может быть определен при помощи выражения

$$m_z = f(t) l_1 \sin j_1 \left( 1 + \frac{m \cos j_1}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 j_1}} \right).$$

Приведенные ниже зависимости выражают законы изменения линейного перемещения и скорости движения поршня в зависимости от закона энерговыделения, без учета потерь энергии, затрачиваемой на осуществление процессов газообмена и сжатия, а также механического трения, имеющих внешних нагрузок на маховике и других потерь, связанных с преобразованием тепловой энергии в механическую работу [20]

$$X = l_1 + l_2 - l_1 \cos j_1 - \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 j_1},$$

$$\dot{X} = \left( l_1 \sin j_1 + \frac{l_1^2 \sin 2j_1}{2 \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 j_1}} \right) \dot{j}_1.$$

Таким образом, представленные выше зависимости, позволяющие аналитически определить характер движения КШМ (коленчатого вала, шатуна и поршня). Более того, развитие данного метода имеет значение не только для изучения влияния рабочего процесса на показатели эффективности работы ДВС, но и для организации оптимального режима сгорания в целях снижения вибраций, шумов и других нежелательных эффектов.

Величина крутящего момента, сосредоточенного на коленчатом вале, маховике, может быть выражена с помощью формулы

$$m_z = f(t) l_1 \sin j_1 \left( 1 + \frac{m \cos j_1}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 j_1}} \right),$$

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

при условии, что функция  $j_1 = j_1(t)$  удовлетворяет дифференциальному уравнению движения КШМ. Этот результат имеет важное применение.

В первую очередь, роль зависимости  $m_2 = f_2(t)$  весьма значительна при наблюдении за «поведением» крутящего момента с учетом характера вращения коленчатого вала, связанным с «потерями» тепловой энергии.

Правильно было бы отметить, что эти потери носят условный характер. Так при сжатии топливовоздушная смесь начинает терять свою калорийность. Обусловлено это тем, что при сжатии смеси заметно повышаются давление и температура. Поэтому при достижении температуры в несколько сотен градусов начинается «холодное» горение, которое сопровождается энерговыделением. Почти всегда старт горения определяется угловой скоростью вращения коленчатого вала. При этом, чем выше скорость вращения, тем больше время опережения зажигания. Это означает, что энерговыделение все больше развивается в фазе сжатия и все сильнее убывает в фазе расширения. То есть сила, которая противодействует движению поршня, становится все больше, а сила, которая совершает полезную работу, становится все меньше. Поэтому потери нарастают с удвоенной скоростью. И наступает момент, когда двигатель в режиме максимальных оборотов, почти не развивает полезного крутящего момента.

Тепловая энергия газов никуда не исчезает, ее достаточно, но она выделилась не своевременно. Считаем, что первопричиной этих огромных потерь является неоправданно долгое горение топливно-воздушной смеси, а понятие «потери» носит условный характер.

В работе [21] отмечено, что кинематическому анализу подвергается идеализированный КШМ, сущность идеализации которого заключается в том, что вращение коленчатого вала предполагается равномерным, то есть  $w = const$ . С позиций предлагаемой модели подобное допущение невозможно, поскольку при равномерном вращении вала модель теряет свойство динамичности – основное свойство двигателя. Поэтому гипотеза, выдвинутая относительно равномерного вращения коленчатого вала, должна быть отвергнута. Кроме того она не опирается на сколько-нибудь обоснованные теоретические

положения и практически не находит опытного подтверждения.

Приведенная в статье математическая модель динамики ДВС играет важную роль не только при анализе динамики двигателя на переходных режимах его работы, но и при изучении отдельных механических явлений, таких как вибрации, деформации, а также может найти ряд применений в современной диагностике двигателя.

### 3 Дальнейшее развитие модели динамики ДВС

До сих пор, предлагаемая в этой статье модель рассматривалась чаще с точки зрения физики процессов, кое-где упоминались формальные результаты. Дальнейшее развитие модели связано, прежде всего, с распространением ее на изучение влияния динамики газообменных процессов и сжатия на характер динамики двигателя во времени. Это становится необходимым потому, что уже на этапе создания модели динамики ДВС, учет всех составляющих рабочего процесса двигателя на его динамику дает более полную и достоверную картину динамики пока что «теоретического» двигателя.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Квасников, А.В. Теория жидкостных ракетных двигателей / А.В. Квасников.– Л.: Судпромгиз, 1959.
2. Бриллинг, Н.Р. Быстроходные дизели / Н.Р. Бриллинг, М.М. Вихерт, И.И. Гутерман.– М.: Машгиз, 1951.
3. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания / А.С. Орлин, Г.Г. Калиш, Д.Н. Вырубов.– М.: Машгиз, 1951.
4. Мелькумов, Т.М. Теория быстроходного двигателя с воспламенением / Т.М. Мелькумов.– М.: Оборонгиз, 1953.
5. Стечкин, Б.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский.– М.: Изд-во АН СССР, 1960.
6. Лернер, М.О. Регулирование процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием / М.О. Лернер.- М.: Наука, 1972.- 295 с.
7. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебное пособие для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю. Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова.– М.: Высш. шк., 2005.– 400с.
8. Ховах, М.С. Автомобильные двигатели / М.С. Ховах.– М.: Машиностроение, 1977.– 591 с.
9. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания

ния / В.И. Котов.– М.: Машиностроение, 1989.– 415 с.

10.Электронное управление автомобильными двигателями [Текст] / Под ред. Г.П. Покровского. – М.: Машиностроение, 1994. – 335 с.

11.Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, М.Г. Круглов.– М.: Машиностроение, 1985.– 456 с.

12.Леонов, Г.Н. Об аналитическом определении закона энергосодержания в двигателях внутреннего сгорания / Г.Н. Леонов, А.В. Фролов // Вестник алтайской науки.– 2009.– № 2(5).– С. 94-100.

13.Бриллинг, Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизеля / Н.Р. Бриллинг.– М.: ГНТИ, 1931.

14.Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов.- М.: Машиностроение, 1977.– 277 с.

15.Иноземцев, Н.В. Процессы сгорания в двигателях / Н.В. Иноземцев, В.К. Кошкин.– М.: Машгиз, 1949.

16.Либрович, Б.Г. Рабочие процессы ДВС и их агрегатов / Б.Г. Либрович.– М.: Машгиз, 1946.

17.Глаголев, Н.М. Рабочие процессы ДВС / Н.М. Глаголев.– М.: Машгиз, 1950.

18.Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: Учебное пособие для вузов /

Р.М. Петриченко.– Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983.– 244 с.

19.Гантмахер Ф.Р. Лекции по аналитической механике / Ф.Р. Гантмахер.– М.: Наука, 1966.– 300 с.

20.Леонов, Г.Н. О функциональной связи между давлением в цилиндре и динамикой ДВС / Г.Н. Леонов, А.В. Фролов // Горизонты образования (Научно-образовательный журнал АлтГТУ).- 2006.– Вып. 8.– С. 7-9.

21.Ленин, И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов / И.М. Ленин.– М.: Машиностроение, 1969.– 368 с.

**Леонов Г.Н.**, д.ф.-м.н., проф., заведующий кафедрой высшей математики

и математического моделирования,

e-mail: [vmmm@smtp.ru](mailto:vmmm@smtp.ru)

**Фролов А.В.**, аспирант,

**Шустов И.С.**, аспирант,

ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный

технический университет им. И.И. Ползунова»,

656038, Барнаул, просп. Ленина, 46,

кафедра ВМММ, тел. (83852) 29-07-42, 36-75-92.

УДК 621.436

## СИСТЕМЫ ВПУСКА И ВЫПУСКА РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО ТИПА

А.Н. Токарев, М.Ю. Токарев

*Рассмотрены вопросы разработки и расчета системы впуска и выпуска роторного двигателя внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа, разработанного в Алтайском государственном техническом университете. В настоящее время двигатель находящегося на стадии изготовления рабочего макета.*

*Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, роторный двигатель, системы впуска и выпуска.*

В Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова разработана конструкция роторного двигателя внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа (РДТ). Конструкция защищена несколькими патентами [1]. РДТ представляет собой гибрид между поршневым двигателем и газовой турбиной. По конструкции он напоминает газовую турбину, так как имеет компрессор, турбину и камеру сгорания, расположенную в корпусе двигателя между компрессором и турбиной, а по принципу действия – поршне-

вой двигатель (ПД), поскольку имеет те же такты: впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск.

В общем виде двигатель устроен следующим образом. Двигатель имеет вал 1 на котором жестко закреплены ротор компрессора 2 и ротор турбины 3 (рисунок 1). Ротор компрессора имеет рабочую заслонку 2, которая разделяет рабочую полость компрессора на две, постоянно меняющиеся (при вращении вала двигателя) по объему полости: полость А – полость впуска (всасывания) рабочей смеси и полость Б – полость пред-