

УДК 621.43

Л.А. Захаров¹, С.Н. Хрунков¹, А.К. Лимонов²**МЕТОДИКА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА
ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹,
ОАО «РУМО», Нижний Новгород²

Рассматриваются современные конструктивные решения, обеспечивающие управление процессами газообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания. Приводятся теоретические обоснования применяемой модели процессов газообмена, основанной на нестационарном квазиодномерном изэнтропийном представлении. Сделаны практические выводы о целесообразности методов регулирования фаз газораспределения.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газообмен, численное моделирование, конструкция ДВС.

Термины «современный двигатель» и «система регулирования фаз газораспределения» уже стали устойчивым словосочетанием. Моторы с такими механизмами есть почти у всех производителей. Механизмы управления процессами газообмена (путем регулирования фаз газораспределения) в современных двигателях обеспечивают формирование внешних скоростных и нагрузочных характеристик ДВС. Однако все существующие системы управления клапанами обладают ограниченными функциональными возможностями.

Под фазами газораспределения понимают моменты начала открытия и конца закрытия отверстий органов газораспределения, выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала относительно мертвых точек. При работе любого двигателя внутреннего сгорания происходящие в нем процессы (впуск, сгорание, выпуск) обладают определенной инерционностью. Поэтому отверстия открываются не точно в верхней или нижней мертвых точках, а заблаговременно. Но обороты двигателя меняются в очень широких пределах, скорость всасываемого воздушного потока и потока отработавших газов тоже меняются, соответственно для улучшения наполнения цилиндров свежей порцией рабочего тела и очистки от продуктов сгорания нужно постоянно изменять момент и время открытия и закрытия отверстий. Это напрямую влияет на основные характеристики двигателя в широких диапазонах скоростных и нагрузочных характеристик. В настоящее время используют два варианта регулирования: смещение моментов открытия и закрытия отверстий и масштабирование (обычно с изменением подъема клапана).

За характер двигателя в конечном итоге отвечает «механический мозг» — распределительный вал, так как поменять рабочий объем двигателя, сечения каналов и так далее дорого и порой нецелесообразно. Значит, меняя характеристики распределительного вала можно менять поведение двигателя.

Исходя из теории и практики, можно сделать общие выводы:

1. Чем меньше угол перекрытия клапанов, тем лучше наполнение на низких частотах вращения, так как свежая смесь не перетекает в выпускной коллектор через открытый выпускной клапан и, соответственно, отработанные газы не попадают во впускной. С увеличением угла перекрытия клапанов максимум наполнения сдвигается в зону высоких оборотов.

2. Чем больше угол опаздывания закрытия впускного отверстия, тем лучше наполнение за счет дозарядки, и тем хуже момент на низких частотах за счет выталкивания поршнем свежей смеси обратно во впускной коллектор.

3. Чем острее кулачек, тем меньше время-сечение максимального подъема клапана, тем хуже наполнение во всем диапазоне частот.

4. Вал с расширенными фазами опаздывания впуска (отдача в диапазоне 4000–7000 мин.⁻¹) не обеспечивает отдачу в диапазоне 1500–3000 мин.⁻¹.

5. Для увеличения продолжительности открытия впускного отверстия его обычно открывают до прихода поршня в верхнюю мертвую точку и на больших частотах вращения коленчатого вала (близких к максимальным) наполнение во время основного впуска понижается. Однако эти потери компенсируются дозарядкой.

6. Увеличение длины впускного трубопровода способствует возрастанию сил инерции, действующих в объеме рабочей смеси, находящейся в органах впуска. Это увеличивает наполнение на низких частотах и повышает сопротивление впускного тракта на высоких частотах, что не может быть компенсировано дозарядкой.

Оптимальный угол закрытия впускного клапана выбирают, учитывая два противоположных явления: с одной стороны, при увеличении угла заметно возрастает время-сечение впускного отверстия, и наполнение улучшается, с другой же стороны, возможен обратный выброс заряда. Оптимальный угол выбирают в сочетании с силами инерции и колебаниями рабочего тела в органах впуска за счет оптимальной длины и диаметра впускного трубопровода для определенных скоростных и нагрузочных режимов работы. Оптимальные размеры и высоту подъема клапана выбирают с учетом диаметра цилиндра и инерционных сил (при увеличении длины хода клапана необходимо увеличивать жесткость пружин, а это отрицательно влияет на долговечность кулачка)

Начало открытия выпускного отверстия устанавливают таким, чтобы получить наибольшую полезную работу газов в цилиндре. В случае чрезмерно большого угла предварения выпуска полезная работа за такт расширения заметно уменьшается, а если угол предварения слишком мал, то значительно возрастает отрицательная работа газов в процессе принудительного выпуска. С ростом частоты вращения коленчатого вала угол предварения выпуска должен увеличиваться.

Большое влияние на показатели рабочего процесса оказывает количество остаточных газов в цилиндре. Если на режимах повышенных нагрузок для получения наибольшей мощности целесообразна полная очистка цилиндров от продуктов сгорания, то при работе на малых нагрузках и холостых ходах улучшение рабочего процесса достигается рециркуляцией отработавших газов. Это особенно актуально для двигателей с непосредственным впрыском топлива, эксплуатируемых при низкой температуре окружающего воздуха, ввиду высоких значений коэффициента избытка воздуха. Многочисленными исследованиями установлено, что рециркуляция газов является действенным средством снижения уровня токсичности выхлопа. Универсальным способом регулирования количества остаточных газов в цилиндре может служить управление фазами перекрытия клапанов.

Существующие системы применяются для управления либо впускными клапанами, либо впускными и выпускными. Некоторые производители используют устройства, которые обеспечивают не только трансформацию собственно моментов открытия и закрытия отверстий, но и регулировку степени их открытия. Для управления фазами газораспределения применяют либо гидравлический привод, использующий давление масла в системе смазки, либо электропривод (управление при помощи специального электродвигателя). Различные компании употребляют разные термины для обозначения систем регулировки фаз газораспределения

Система изменения фаз газораспределения (*VTC – Variable Timing Control*) позволяет изменять фазы газораспределения в зависимости от условий работы, для получения максимальной мощности и уменьшения токсичности отработавших газов. Система изменяет фазы газораспределения посредством изменения углового положения распределительного вала впускных клапанов.

Основным отличием является то, что система изменяет фазы газораспределения постоянно – плавно, в зависимости от условий работы. На рис. 1 наглядно представлено, что момент открытия впускного клапана изменяется на 50 градусов в сторону опережения.

При большом угле перекрытия клапанов уменьшаются насосные потери, в результате увеличивается топливная экономичность. Также имеет место «эффект рециркуляции отработавших газов» (*EGR effect*). Данный эффект достигается организацией закрутки потоков таким образом, чтобы часть отработавших газов поступала обратно в камеру сгорания, в результате чего уменьшается температура сгорания в соответствии с увеличением доли отработавших газов, что приводит к уменьшению выбросов окислов азота (NO_x) и углеводородов (HC).

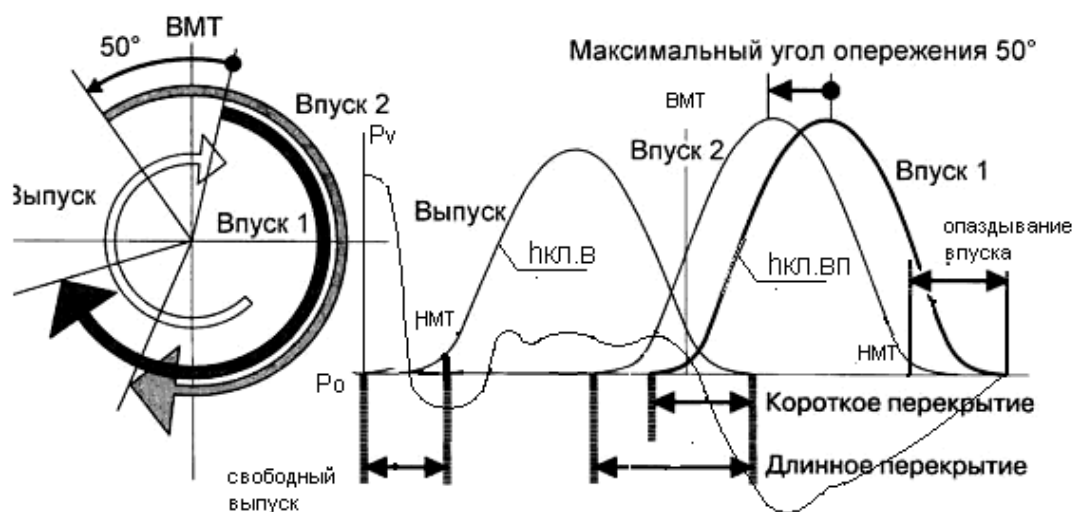


Рис. 1. Регулирование фазами газораспределения

Фазы газораспределения впускных клапанов регулируются по программе, заложенной в блоке управления. Регулировка осуществляется с помощью муфты системы изменения фаз газораспределения, установленной на распределительном вале впускных клапанов и электропневмоклапана системы изменения фаз газораспределения. В зависимости от необходимости увеличения или уменьшения времени открытия впускных клапанов электропневмоклапан подает масло под давлением в отверстие для управления опережением или в отверстие для управления запаздыванием в муфте. Муфта действует на распределительный вал выпускных клапанов, в результате чего впускные отверстия открываются либо раньше, либо позже.

Система *VTEC*, используемая на более экономичных современных автомобилях, позволяет изменять высоту подъема как впускных, так и выпускных клапанов.

Основными элементами, на которых базируется идеология системы *VTEC*, является распределительный вал с несколькими кулачками на один клапан или пару клапанов и коромысла, обегаящие каждый кулачок распределительного вала.

Таблица 1

Совместное управление системами

Режим	№	Функции	Эффект
Холостой ход	1	Перекрытие клапанов уменьшается для минимизации обратного выброса отработавших газов во впускной канал	Начальный угол открытия впускного клапана (позднее открытие)
Средняя нагрузка	2	Перекрытие клапанов увеличивается, при этом снижаются "насосные" потери и часть отработавших газов поступает на впуск	Изменения угла открытия впускного клапана в сторону опережения
Большая нагрузка	3	Перекрытие клапанов оптимизируется по углу поворота, для улучшения пополнения и обеспечения кривой крутящего момента	Максимальный угол опережения открытия впускного клапана

Система *VVT-i* (*Variable Valve Timing intelligent* — изменения фаз газораспределения) позволяет плавно изменять фазы газораспределения в соответствии с условиями работы двигателя. Это достигается путем поворота распределительного вала впускных клапанов относительно вала выпускных в диапазоне $40-60^\circ$ (по углу поворота коленчатого вала). В результате изменяется момент начала открытия впускных отверстий и величина времени «перекрытия».

Когда двигатель заглушен, то устанавливается максимальный угол задержки (то есть угол, соответствующий наиболее позднему открытию и закрытию впускных клапанов) для устойчивой работы.

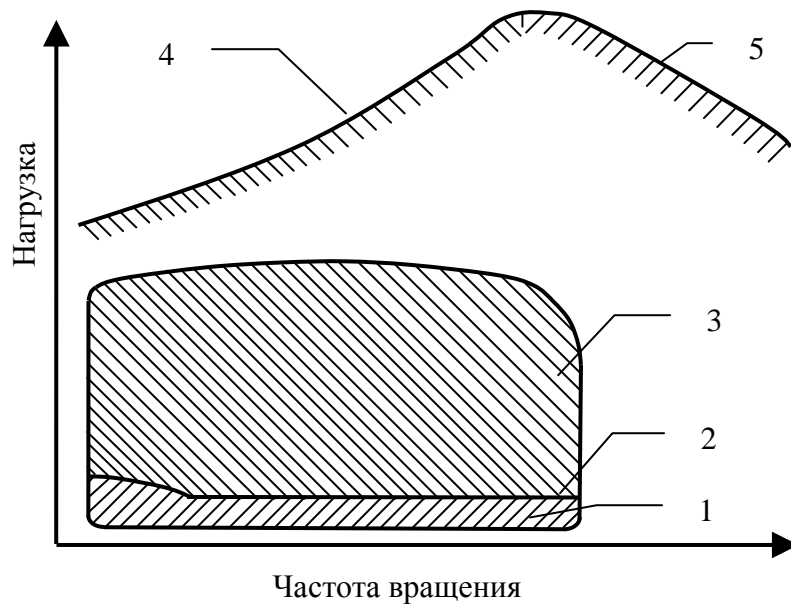


Рис. 2. Эксплуатационные режимы поршневого ДВС

Таблица 2

Эксплуатационные режимы ПДВС и управление органами впуска

Режим	№	Фазы	Функции	Эффект
1	2	3	4	5
Холостой ход	1		Установлен угол поворота распределительного вала, соответствующий самому позднему началу открытия впускных клапанов (максимальный угол задержки).	Двигатель стабильнее работает на холостом ходу, снижается расход топлива «Перекрытие» клапанов минимально, обратное поступление газов на впуск минимально.
Низкая нагрузка	2		Перекрытие клапанов уменьшается для минимизации обратного поступления газов на впуск	Повышается стабильность работы двигателя
Средняя нагрузка	3		Перекрытие клапанов увеличивается, при этом снижаются «насосные» потери и часть отработавших газов поступает на впуск	Улучшается топливная экономичность, снижается эмиссия NOx

Окончание табл. 2

Высокая нагрузка, частота вращения ниже средней	4		Обеспечивается раннее закрытие впускных клапанов для улучшения наполнения цилиндров	Возрастает крутящий момент на низких и средних оборотах
Высокая нагрузка, высокая частота вращения	5		Обеспечивается позднее закрытие впускных клапанов для улучшения наполнения на высоких оборотах	Увеличивается максимальная мощность
При низкой температуре охлаждающей жидкости			Устанавливается минимальное перекрытие для предотвращения потерь топлива	Стабилизируется повышенная частота вращения холостого хода, улучшается экономичность
При запуске и остановке			Устанавливается минимальное перекрытие для предотвращения попадания отработавших газов на впуск	Улучшается запуск двигателя

Одной из самых совершенных конструкций газораспределительного механизма признана система *Double VANOS* (высота подъема клапана, регулируемая дополнительным валом). Здесь оба распределительных вала, управляющие соответственно впускными и выпускными клапанами, могут поворачиваться относительно начального положения, изменяя моменты начала впуска и выпуска (длина фаз, определяемая профилем вала, постоянна), а также продолжительность перекрытия клапанов (фаза, когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно). Но даже она создает оптимальные условия работы мотора только на полном дросселе. В иных режимах поток воздуха ограничивает дроссельная заслонка. Именно она определяет количество воздуха, поступающее в двигатель, на основании которого электроника управления впрыском и зажиганием рассчитывает количество бензина и остальные параметры.

При работе двигателя на режимах частичной нагрузки от дроссельной заслонки один убыток – она создает во впускном трубопроводе дополнительное сопротивление, которое ухудшает наполнение цилиндров. Идеальным вариантом было бы открывать впускной клапан только на время, необходимое, чтобы достичь нужного наполнения цилиндра горючей смесью. В результате появилась механическая система управления не только фазами, но и подъемом впускных клапанов. К уже стандартной системе *Double VANOS* добавился механизм, изменяющий высоту подъема впускных клапанов. Проведенные испытания показали, что средний расход топлива двигателем без дроссельной заслонки, измеренный по методике *EU 93/116*, по сравнению с обычным мотором ниже на 15%.

Таким образом, успехи, достигнутые производителями поршневых двигателей внутреннего сгорания, делают особенно актуальной в настоящее время задачу создания теоретической базы, позволяющей осознанно управлять процессами газообмена.

Моделирование процессов газообмена ведётся на основании наиболее употребительной для этого случая физической модели квазиодномерного нестационарного изоэнтропий-

ного течения газа, описываемой уравнениями законов сохранения массы и импульса и уравнением адиабаты Пуассона:

$$\left\{ \begin{array}{l} -F \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho \cdot W \cdot F}{\partial x} \\ -\rho \cdot \frac{\partial W}{\partial t} = \rho \cdot W \cdot \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{p}{\rho^k} = \text{const} \end{array} \right. \quad (1)$$

Правомерность применений данной физической модели обуславливается нестационарными граничными условиями у прилегающего к цилиндру сечения органов впуска и выпуска, порождаемыми сугубо нестационарным характером совместной работы КШМ и ГРМ, большой, относительно поперечных размеров, длиной газовых каналов и относительным тепловым равновесием, установившимся после свершения двигателем множества циклов, между органами впуска и выпуска и потоком рабочего тела.

При открытии запорных элементов органов выпуска начнётся истечение рабочего тела, находившегося ранее в цилиндре, в органы выпуска. Вытекающий из цилиндра газ вытеснит из начального участка трубопровода некоторое количество рабочего тела, находившегося там до начала истечения. Очевидно, что при этом произойдёт сжатие вытесняемого рабочего тела, так как объём, занимаемый возмущённой массой газа, уменьшится. Возникающее при этом возмущение (сжатие газа) будет распространяться по трубе.

Разобьем мысленно область возмущенного газа на большое число объемов близкими друг к другу, перпендикулярными к оси трубы плоскими сечениями, каждому из которых соответствуют свои значения возмущенных параметров газа и скорости распространения по отношению к газу. Можно предположить, что распределение возмущений вдоль оси в каждый момент непрерывно, то есть в двух достаточно близких друг к другу сечениях параметры газа мало разнятся между собой. Тогда, представляя движение газа в данном сечении как относительное в системе координат, движущейся поступательно и равномерно со скоростью газа в смежном сечении, можем в такой Галилеевой системе применять теорию распространения малых возмущений. Это позволит утверждать, что скорость распространения возмущений в каждом сечении равна местной скорости звука.

Таким образом, распространение возмущений можно рассматривать как совокупность непрерывно следующих друг за другом звуковых волн, причем каждая последующая волна перемещается по газу, возмущенному предыдущими волнами. Но в рассматриваемом изоэнтропическом движении сжатие газа сопровождается его подогреванием, а скорость распространения возмущений возрастает с температурой. Отсюда заключим, что каждая последующая волна будет перемещаться относительно невозмущенного газа несколько быстрее, чем предыдущая. Волны будут догонять друг друга, складываться и образовывать одну обладающую конечной интенсивностью волну сжатия.

Заметим, что при наполнении цилиндра поступающий из органов впуска в цилиндр газ освободит некоторый объём, который он ранее занимал в трубопроводе, и образует разрежение, которое будет распространяться также волновым образом. Но в этом случае волны уже не будут нагонять друг друга, так как последующая волна пойдет по газу, охлажденному предыдущей волной, и скорость распространения последующей волны будет меньше скорости предыдущей. Эти волны будут отставать друг от друга, складываться и образовывать одну обладающую конечной интенсивностью волну разрежения.

Распространяющаяся по трубопроводу волна конечной амплитуды (либо сжатия - для органов выпуска, либо разрежения - для органов впуска), достигнув открытого конца трубо-

провода, отразится от него с обратным знаком и начнёт распространяться в направлении, противоположном предыдущему.

Данный процесс распространения и интерференции волн конечной амплитуды описывается системой дифференциальных уравнений. Скорость распространения малых возмущений в газе при изэнтропийном течении равна скорости распространения звука:

$$a = \sqrt{k \cdot \frac{p}{\rho}}.$$

Давление и плотность при изэнтропийном изменении состояния газа могут быть определены через параметры, отнесённые к нормальным атмосферным условиям:

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = p_0 \cdot \left(\frac{a}{a_0}\right)^{\frac{2k}{k-1}}, \quad \rho = \rho_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \rho_0 \cdot \left(\frac{a}{a_0}\right)^{\frac{2}{k-1}}.$$

Дифференцируя последние уравнения, получим:

$$dp = p_0 \cdot \frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left(\frac{a}{a_0}\right)^{\frac{2k}{k-1}-1} \cdot \frac{da}{a_0}, \quad d\rho = \rho_0 \cdot \frac{2}{k-1} \cdot \left(\frac{a}{a_0}\right)^{\frac{2}{k-1}-1} \cdot \frac{da}{a_0}.$$

После подстановки значений dp и $d\rho$ в систему уравнений (1) и некоторых преобразований, осуществляемых с учётом постоянства площади поперечного сечения органов впуска и выпуска, система уравнений принимает вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{2}{k-1} \cdot a + W \right) + (W + a) \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{k-1} \cdot a + W \right) = 0, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{2}{k-1} \cdot a - W \right) + (W - a) \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{k-1} \cdot a - W \right) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

В системе уравнений (2) отчётливо прослеживаются некоторые комплексы зависимых переменных, в современной литературе называемых левым и правым инвариантами Римана:

$$J^+ = \frac{2}{k-1} \cdot a + W, \quad J^- = \frac{2}{k-1} \cdot a - W.$$

С учётом этого система уравнений (2) принимает вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t} J^+ + (W + a) \cdot \frac{\partial}{\partial x} J^+ = 0, \\ \frac{\partial}{\partial t} J^- + (W - a) \cdot \frac{\partial}{\partial x} J^- = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Данная система дифференциальных уравнений является нелинейной в силу того, что коэффициенты при вторых слагаемых в каждом из них сами зависят от искомых функций. В случае нестационарного движения газа данная система нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка может быть сведена к гиперболическому одномерному дифференциальному уравнению второго порядка и, значит, численное решение системы уравнений (3) может быть найдено с помощью одной из модификаций метода характеристик. Рассмотрим абстрактную материальную точку, перемещающуюся по потоку газа с мгновенной ско-

ростью, равной сумме скорости звука и скорости потока в текущем сечении. Очевидно, что вдоль всей траектории этой воображаемой точки инварианты Римана зависят только от времени и от координаты. Но тогда полный дифференциал инварианта Римана:

$$dJ^+ = \frac{\partial J^+}{\partial t} + \frac{\partial J^+}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial t} \cdot dt = \frac{\partial J^+}{\partial t} + \frac{\partial J^+}{\partial x} \cdot (W + a) \cdot dt.$$

Сравнивая последнее выражение с системой уравнений (3) можно заметить, что правый инвариант Римана вдоль всей траектории названной точки остаётся постоянным во времени. Можно показать существование подобных траекторий, иначе называемых характеристиками, и для левого инварианта Римана. В условиях адиабатичности потока получение поля таких траекторий означает получение решения задачи об органах впуска и выпуска, так как собственная скорость газа и поле местных скоростей звука могут быть рассчитаны по инвариантам Римана, а все остальные параметры потока - по полю местных скоростей звука:

$$W = \frac{J^+ + J^-}{2}, \quad a = \frac{J^+ + J^-}{\left(\frac{4}{k} - 1\right)}.$$

Система дифференциальных уравнений (3) решена в соответствии с поставленными начальными и граничными условиями. Как показывает ее решение, удлинение протяжённости фазы опережения впуска на 4° п.к.в – с $\varphi_{\text{оп.вп}}=12^\circ$ до $\varphi_{\text{оп.вп}}=16^\circ$ при одновременном равнозначном сокращении длительности фазы опаздывания выпуска позволило бы снизить среднюю за период продувки величину объёма цилиндра на 1,8% при сохранении неизменным времени-сечения фазы перекрытия впускного и выпускного отверстий.

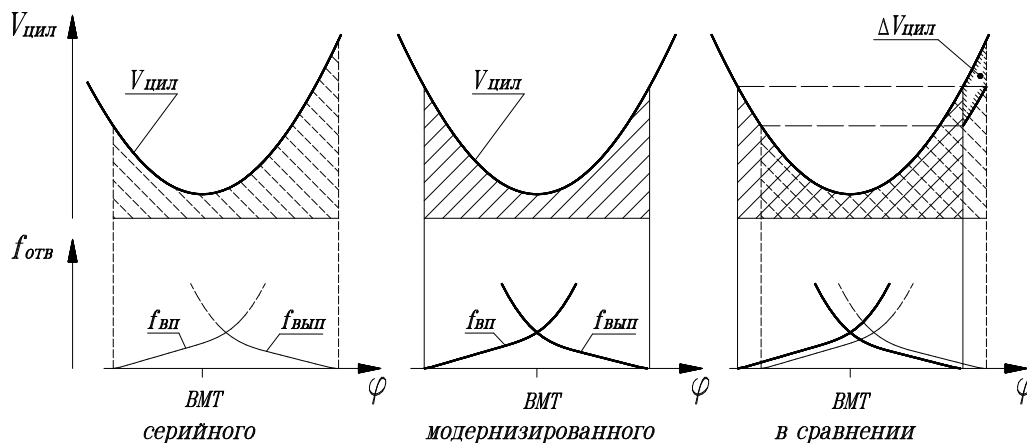


Рис. 3. Уменьшение продуваемого объёма цилиндра

Таким образом, с точки зрения организации процессов газообмена одной из важнейших характеристик КШМ с является средняя за период перекрытия впускного и выпускного отверстий величина объёма цилиндра. Приближение данного показателя к объёму камеры сжатия при неизменных времени-сечении и длительности фазы перекрытия впускного и выпускного отверстий позволяет увеличить степень согласованности работы КШМ и ГРМ поршневого двигателя.

Это позволяет сделать практически важный вывод о целесообразности регулирования фаз газораспределения одновременно и на впуске и на выпуске, что требует конструкции с отдельными распределительными валами.

Библиографический список

1. **Вырубов, Д.Н.** Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для студ. ВТУЗов / Д.Н. Вырубов [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. **Ленин, И.М.** Автомобильные и тракторные двигатели: учеб. для студ. ВУЗов / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
3. **Луканин, В.Н.** Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учеб. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.
<http://www.autocentre.ua>

*Дата поступления
в редакцию 09.11.2010*

L.A. Zakharov, S.N. Khrunkov, A.K. Limonov

**METHOD OF RATIONAL VALVE TIMING CHOICE
IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

The modern design solutions for valve timing in the internal combustion engines are considered. Theoretical study used models of the processes of gas exchange based on time-dependent quasi-isentropic linear representation. Draw practical conclusions about the appropriateness of methods variable valve timing.

Key words: Internal combustion engine, gas exchange, numeric simulation, design.