

ПРОГРЕССИВНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС

А.А. Грабовский, к.т.н., доц.
Пензенский государственный университет

Представлен анализ факторов, определяющих уровень экологических и экономических показателей рабочего цикла ДВС. Предложены кинематическая схема и термодинамический цикл поршневого ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, обладающего улучшенными экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами. Указанные параметры достигаются за счет высокой степени расширения и «внутреннего охлаждения» рабочего тела.

Технико-экономические и экологические параметры функционирования поршневого ДВС определяются качеством реализации термодинамического цикла, включающего процессы газообмена, сжатия и подвода теплоты. Работа ДВС, основанная на классических термодинамических циклах Отто, Сабатэ–Тринклера, Дизеля сопровождается рядом сбалансированных и взаимосвязанных положительных и отрицательных свойств.

В этой компромиссно сбалансированной системе улучшение одного из параметров, как правило, ведет к ухудшению другого (других). Так, например, повышение степени сжатия повышает термический КПД, улучшает процессы горения топлива, следовательно, улучшается экономичность двигателя. При этом несколько снижается выброс продуктов неполного сгорания топлива, например окиси углерода. В то же время значительно увеличивается образование и выход окиси азота, что в силу ее токсичности в несколько раз опаснее для человека и окружающей среды. Не следует также игнорировать повышенные требования к октановому числу бензина, увеличение которого, зачастую, достигается не менее вредными присадками.

Установка в систему выпуска отработавших газов каталитических нейтрализаторов, оптимизация параметров функционирования систем питания и зажигания посредством микропроцессорной системы управления современным ДВС, несколько снижает остроту проблемы и даже приводит в соответствие вредные выбросы ДВС

с требованиями европейских норм токсичности. Однако в этом случае неоправданно возрастают стоимостные показатели транспортных средств.

В 1886 г. английский инженер Джеймс Атkinson, анализируя индикаторную диаграмму цикла Отто, пришел к выводу о необходимости изменения соотношения продолжительности тактов цикла двигателя Отто [1]. В двигателе Аткинсона (рис. 1) продолжительность рабочего хода (соответствует 3-му такту цикла Отто) была увеличена за счет увеличения времени перемещения поршня на такте расширения относительно такта сжатия, которое достигалось изменением геометрического радиуса кривошипа посредством применения дополнительного кинематического звена в кривошипно-шатунном механизме и закрытия впускного клапана с задержкой по углу поворота коленчатого вала на такте сжатия.

Это позволило значительно снизить максимальную температуру цикла при выполнении той же полезной работы. Но ввиду сложности реализации технического решения, предложенного Д. Аткинсоном, этот термодинамический цикл не получил широкого распространения.

В 1947 г. американский инженер Ральф Миллер, экспериментируя с газовым двигателем, предложил способ совмещения достоинств двигателя Аткинсона с более простым поршневым механизмом двигателя Отто [2]. Вместо того чтобы сделать такт сжатия механически более коротким, чем такт рабочего хода (как в классическом двигателе Аткинсона, где поршень движется вверх быстрее, чем вниз), Миллер пред-

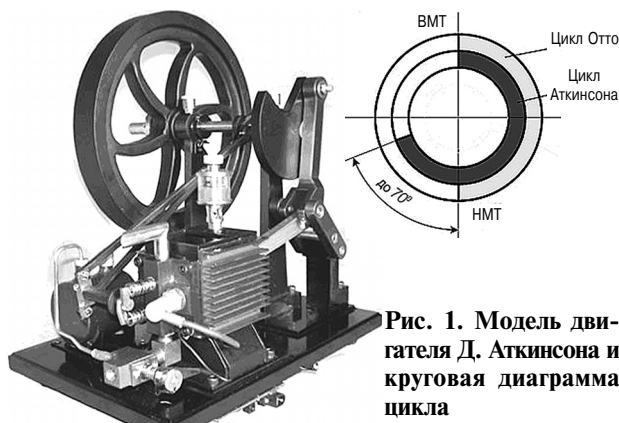


Рис. 1. Модель двигателя Д. Аткинсона и круговая диаграмма цикла

ложил сократить такт сжатия за счет такта впуска, сохраняя скорость движения поршня вверх и вниз одинаковыми (как в классическом двигателе Отто).

Для этого Миллер предложил два разных подхода: либо закрывать впускной клапан существенно раньше окончания такта впуска (или открывать позже начала этого такта), либо закрывать его существенно позже окончания этого такта. Первый подход носит условное название «укороченного впуска», а второй — «укороченного сжатия». В конечном счете, оба этих подхода дают один и тот же результат: снижение эффективной степени сжатия рабочей смеси относительно геометрической при сохранении неизменной степени расширения. То есть такт рабочего хода остается таким же, как в двигателе Отто, а такт сжатия сокращается — как у Аткинсона, только не по времени, а по эффективной степени сжатия смеси (рис. 2).

В двигателе, работающем по циклу Миллера, впускной клапан не закрывается с окончанием такта впуска, а остается открытым в течение первой части такта сжатия. Хотя на такте впуска топливовоздушной смесью был заполнен весь объем цилиндра, часть смеси вытесняется обратно во впускной коллектор через открытый впускной клапан, когда поршень начинает движение вверх. Сжатие смеси фактически начинается позже, после того как впускной клапан закрывается.

Таким образом, смесь в двигателе Миллера сжимается меньше, чем должна была бы сжиматься в двигателе Отто в цилиндре одинакового размера и объема. Это позволяет увеличить геометрическую степень сжатия (и, соответственно, степень расширения) выше пределов, ограниченных детонационными свойствами топлива и обеспечить фактическое давление сжатия на допустимом уровне за счет «укороченного такта

сжатия». Другими словами, при одинаковом давлении сжатия (ограниченном детонационными свойствами топлива) цикл Миллера имеет значительно большую степень расширения, чем цикл Отто. Это дает возможность более полно использовать энергию расширяющихся в цилиндре газов, что, собственно, и позволяет не потерять или даже увеличить топливную экономичность.

Однако работа двигателя по циклу Миллера (относительно цикла Отто), к сожалению, сопровождается потерей цилиндрической выходной мощности из-за ухудшения наполнения цилиндра.

Устранить указанный недостаток возможно за счет использования приводного нагнетателя, что в свою очередь приводит к увеличению потерь на его привод или за счет управления фазами механизма газораспределения, что приводит к усложнению конструкции. Эти технические решения выполнены инженерами фирмы «Mazda» на моторах Mazda V6 «Miller Cycle», а также на рядном 4-цилиндровом ДВС, объемом 1,3 л с новой системой последовательного изменения времени открытия клапанов «Sequential Valve Timing System», позволяющей частично компенсировать свойственное циклу Миллера падение максимальной мощности.

В технической литературе циклы Аткинсона—Миллера называют циклами с высокой степенью расширения или циклами с внутренним охлаждением. Несмотря на имеющиеся недостатки эти циклы обладают весомым преимуществом, а именно существенным снижением образования и выхода окиси азота.

Как показывают исследования, устранить недостатки цикла Аткинсона—Миллера с сохранением их преимуществ возможно при использовании в поршневом двигателе КШМ со сдвоенными кинематическими связями [3]. Макет ДВС и кинематическая схема предлагаемого КШМ представлены на рис. 3.

Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями выполнен с использованием двух шатунов и двух коленчатых валов со значением дезаксиала (e), большим или равным радиусу кривошипа (R), что обеспечивает целый ряд преимуществ в сравнении с известными схемами КШМ, а именно:

- увеличение объема цилиндра при неизменном радиусе кривошипов R ;
- отсутствие нормальной боковой составляющей силы давления на стенку цилиндра N_z , а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндрической группы;
- практически полное уравнивание сил инерции от поступательно движущихся масс первого и второго порядков;
- значительное снижение скорости переме-

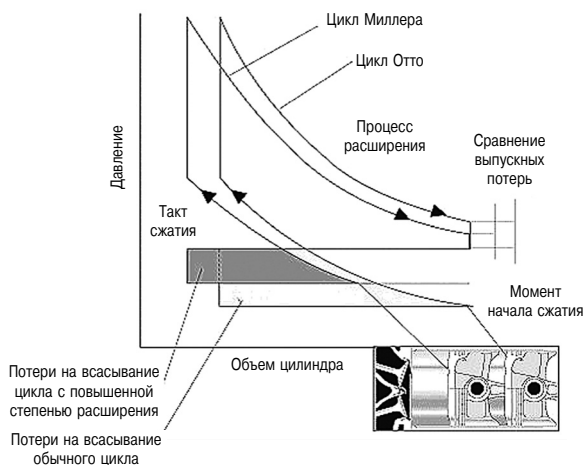


Рис. 2. Индикаторные диаграммы циклов Отто и Миллера

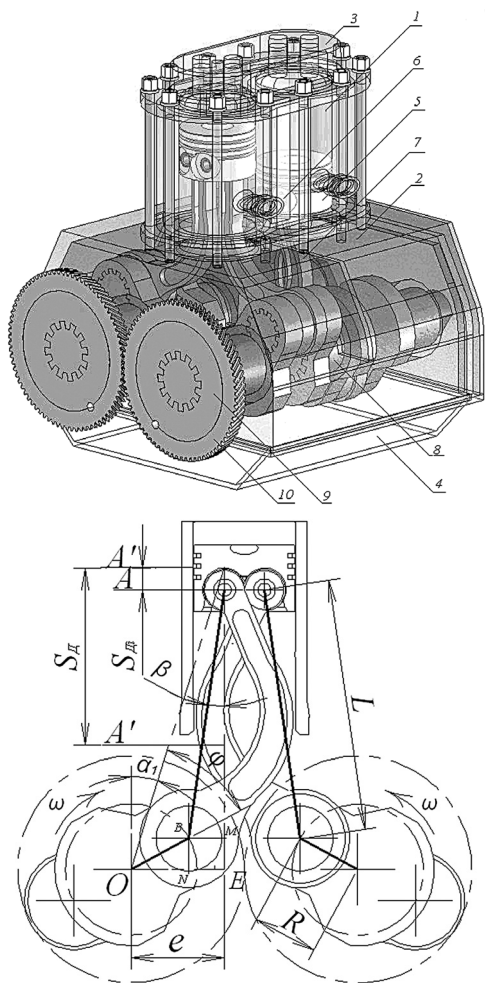


Рис. 3. Общий вид макета ДВС и расчетная схема КШМ со сдвоенными кинематическими связями и шатунами серповидной формы:

1 — цилиндр; 2 — картер; 3 — головка; 4 — поддон; 5 — поршень; 6 — поршневой палец; 7 — шатун; 8 — коленчатый вал; 9 — маховик; 10 — венец

щения поршня при его нахождении в области верхней и нижней мертвых точках, что способствует улучшению процесса сгорания рабочей смеси, наполнения и очистки цилиндра, а также уменьшению тепловых потерь на такте сжатия.

Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со значением дезаксиала $e \geq R$ и сдвоенными кинематическими связями показали значительную разницу в кинематике поршня в первом и втором полупериоде вращения коленчатого вала. Так, угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней составляет $185\text{--}200^\circ$, а при движении от нижней мертвой точки к верхней — $160\text{--}175^\circ$. При этом скорость поршня в первом полупериоде ниже, чем во втором, что способствует лучшей наполняемости цилиндра на такте впуска и лучшей очистки цилиндра на такте выпуска (рис. 4).

В отношении скорости и перемещения поршня следует уточнить, что время его пребывания в зоне

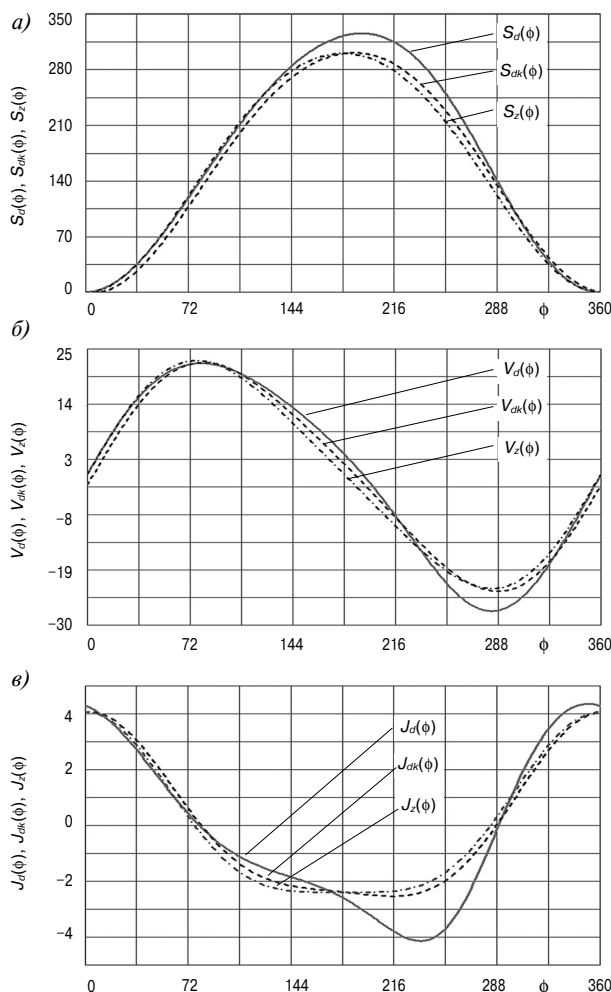


Рис. 4. Графики перемещения (S_d), скорости (V_d) и ускорения (J_d) поршня центрального КШМ (z) и дезаксиального (k) КШМ со сдвоенными кинематическими связями

мертвых точек на 2–3 мс больше, чем в классических ДВС (рис. 5).

Это позволяет несколько увеличить коэффициент наполнения цилиндра за счет увеличения временного параметра такта впуска, при сохранении углового положения начала такта сжатия.

Процессы сжатия в обоих случаях можно приравнять между собой по углу поворота коленчатого вала, конечно учитывая разницу в количестве свежего заряда. Эффективная степень сжатия при этом будет определяться как $\epsilon_{ce} = (V_c + 0,72V_h)/V_c$ для случая классического ДВС и $\epsilon_{ce} = (V_c + 0,77V_h)/V_c$ для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями. То есть приращение объема цилиндра V_h составляет 8–12 %, что приводит к некоторому увеличению эффективной степени сжатия, при прочих равных условиях.

В отношении процесса горения можно предположить, что в предлагаемом варианте КШМ, с учетом увеличения времени нахождения поршня в районе ВМТ (4 мс), процесс будет прибли-

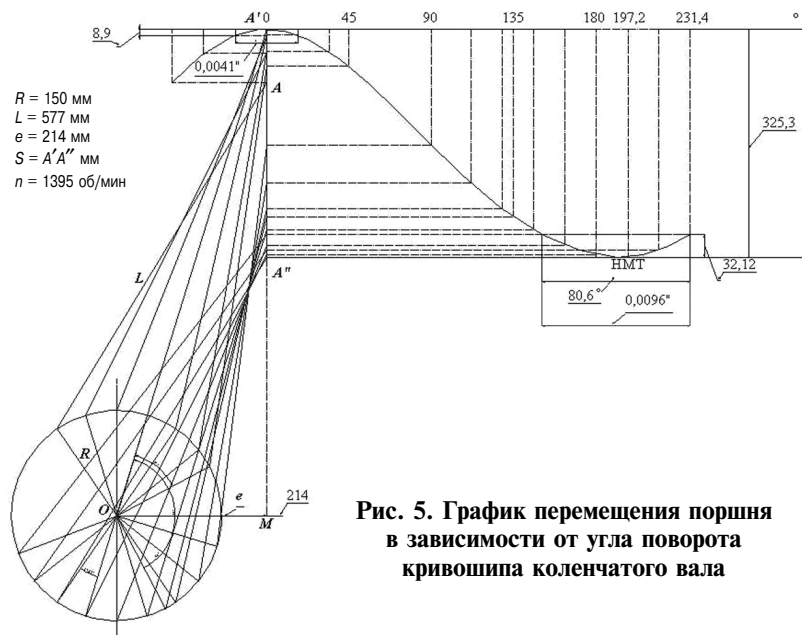


Рис. 5. График перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала

жаться к процессу горения при постоянном объеме. Это в значительной степени может увеличить термический КПД цикла.

Сравнение тактов расширения показывает, что даже при сохранении величины угла свободного выпуска отработавших газов угол расширения с формированием крутящего момента увеличивается на 7–21 %.

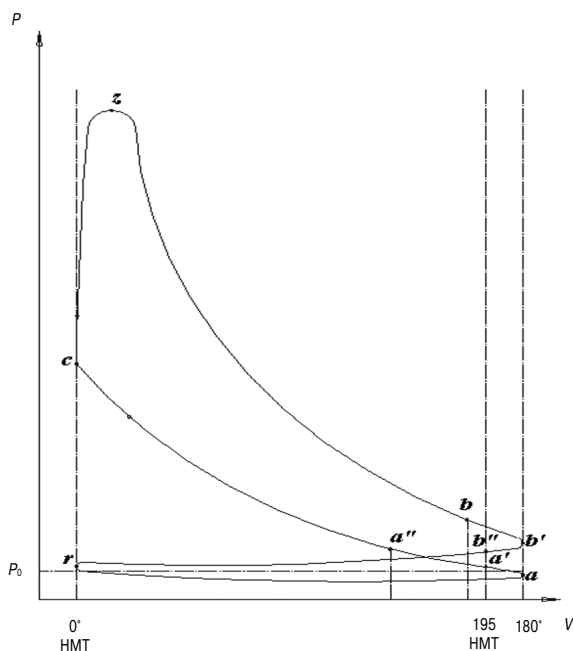


Рис. 6. Индикаторная диаграмма ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями:

$r-a'$ — такт впуска; $a-a'$ — кинематический угол «дозарядки» цилиндра; $a'-a''$ — угол «дозарядки» цилиндра на такте сжатия; $a'-c$ — такт сжатия рабочей смеси; $c-z$ — процесс горения; $z-b$ — рабочий ход (такт расширения); $b-b'-b''$ — угол свободного выпуска ОГ; $b''-r$ — такт выпуска

Степень расширения при этом будет определяться как $\epsilon_p = (V_c + 0,78V_h)/V_c$ для классического ДВС и $\epsilon_p = (V_c + 0,88V_h)/V_c$ — для ДВС со сдвоенными кинематическими связями.

Это однозначно ведет к увеличению угла поворота коленчатого вала с активным формированием крутящего момента, а также к снижению температуры цикла, а следовательно, и к снижению количества вредных выбросов.

Такт выпуска также будет несколько отличаться снижением потерь за счет увеличения количества ОГ выходящего из цилиндра в период свободного выпуска и снижения давления ОГ, а следовательно, и потерь в период принудительного выпуска.

Индикаторная диаграмма термодинамического цикла предлагаемого КШМ в координатах P, V , представлена на рис. 6. Участки кривой $a-a'-a''$ и $b-b'-b''$ представляют собой дополнительное приращение угла дозарядки цилиндра и угла свободного выпуска ОГ при сохранении значений углов сжатия и выпуска и увеличения угла периода расширения.

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и экологических параметров поршневых ДВС. При этом разработка велась с учетом возможности использования термодинамического цикла и схемы КШМ в перспективных ДВС, используемых в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Двигатели внутреннего сгорания на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, по мнению разработчика, будут способствовать улучшению экономических и экологических характеристик, повышению механического КПД, а также обладать улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, реализованными на основе прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

Литература

1. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Atkinson>.
2. http://ru.wikipedia.org/wiki/Цикл_Миллера.
3. Грабовский А.А. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями. Патент № 2382891 от 27. 02. 2010 г.
4. Грабовский А.А., Аверьянова Е.С. Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами. Известия МГТУ МАМИ. Научный рецензируемый журнал. — М., МГТУ МАМИ, 2009. — № 2 (8). — 317 с.