

Таким образом, задачи, которые предстоит решить при создании двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости достаточно сложны и трудоемки. Потребуются годы и значительные ресурсы для его создания и постановки на производство, сопоставимые с затратами времени и средств на разработку двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и искровым зажиганием Р. Сарича [5] или двигателя, работающего по двухтактному и четырехтактному циклам [6], создаваемого автомобильными корпорациями и исследовательскими центрами Западной Европы. Однако и преимущества двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости более чем существенны. Реально ожидать повышения эксплуатационной экономичности до уровня дизеля с непосредственным впрыском при снижении уровня шума и выбросов вредных веществ с отработавшими газами, расширения ресурсов моторного топлива вследствие снижения требований к детонационной стойкости моторных топлив.

Литература:

1. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование //Перевод с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – Т.2. – М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности. – Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение», Т. XLIII, вып. 3. – Харьков: ХГУ, 1963. – С. 170–177.
3. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С.27–29.
4. Дьяченко В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С.25–29.
5. Scott D. Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival. – Automotive Engineering, vol. 94, № 8, P. 74–79.
6. Игры с тактами. – За рулем. – 2004. – № 7. – С. 130.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ЧЕРЕЗ ПОВЫШЕНИЕ ЕГО КПД

Червяков В. И. (г. Тольятти)

Современный расчет ДВС осуществляется только через тепловой расчет двигателя, без учета особенностей кинематических связей между поршнем и кривошипно-шатунным механизмом. Так, например, в теоретическом термодинамическом цикле ДВС, процесс происходит адиабатный (без теплообмена с окружающей средой), и подразумевается, что усилие от поршня к валу передается постоянно ($p = \text{const}$). Этот способ наиболее близкий по передаче крутящего момента с помощью реечного механизма, что позволяет рассматривать расчет ДВС как чисто тепловой двигатель без учета кинематических связей.

Современная теория рассматривает только тепловой расчёт ДВС, хотя любой двигатель это не только тепловая машина, но и механизм со своими методами преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращение вала. Существует множество способов преобразования тепловой энергии в механическую.

Рассмотрим наиболее распространённый тип преобразования - это кривошипно-шатунный механизм.

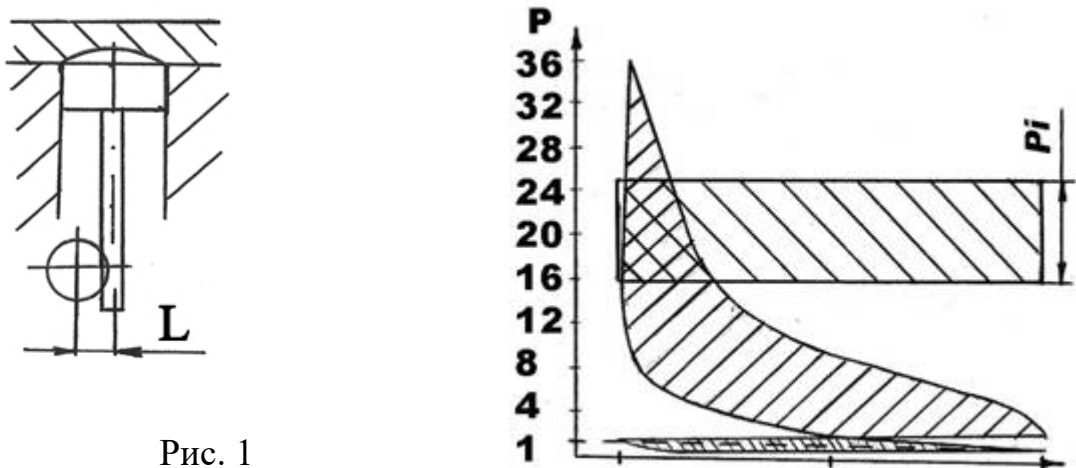


Рис. 1

Работа ДВС рассматривается как изобарный процесс (об этом говорит нахождение среднего индикаторного давления P_i при расчетах), т.е. это цилиндр с подвижным поршнем, на который действует неизменная сила.

Индикаторная диаграмма, реального изменения давления в поршневом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом, очень наглядно изображается в так называемой P, V - диаграмме (Рис. 2). Для упрощения расчета диаграмма давления в цилиндре реального двигателя (в реальном двигателе давление переменное) преобразовывается в среднее индикаторное давление P_i , т.е. рассматривается как для двигателя с реечной передачей крутящего момента (Рис. 1). Процесс $p = \text{const}$ можно трактовать как процесс перемещения поршня под действием постоянной силы, т.е. при постоянном сопротивлении.

Наиболее близкое к теоретическому процессу, преобразование тепловой энергии в механическую, происходило бы в паровых двигателях с реечной передачей крутящего момента на вал (если бы такие двигатели существовали). В этом случае пар в цилиндр подается при постоянном давлении (постоянная сила, действующая на поршень), и постоянная длина плеча обеспечивает постоянное сопротивление, образующееся от вращения вала.

Для поршневого двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом, такая методика не совсем точно отображает процессы, происходящие в реальном двигателе, т.к. давление в цилиндре меняется с момента удаления поршня от ВМТ, и происходит изменение длины плеча, через которое сила приложена к валу. Получается так, есть максимальное давление – плечо минимальное, есть максимальное плечо – давление минимальное. Так же надо учитывать при расчетах, что в двигателе внутреннего сгорания предполагается вращение коленчатого вала с постоянной угловой скоростью. Это значит, что скорость изменения объема в цилиндре (скорость перемещения поршня) будет не постоянная (в ВМТ и НМТ вообще равна нулю), соответственно строить индикаторную диаграмму в P, V координатах является не правомерно для реального двигателя. Лучше всего для отображения реальных процессов рассматривать индикаторную диаграмму в P, α координатах (зависимость давления от угла поворота коленчатого вала при изменении удельного объема).

Определяющей характеристикой любого двигателя является крутящий момент. Он характеризуется действующей силой на поршень образованной газами, и длиной плеча, через которое эта сила передает крутящий момент на вал двигателя. Если бы для преобразования тепловой энергии в механическую можно было бы

использовать реечный механизм (Рис. 1) жестко соединенный с поршнем, то при неизменной длине плеча, на величину крутящего момента влияло бы только переменная величина силы, возникающая от давления газов на поршень. В этом случае, плечо через которое передается крутящий момент остается неизменное. Т.е. между осью вала и силой приложенной к поршню образовавшимися при сгорании газами, образуется плечо L (Рис. 1), которое остается неизменное в любой точке нахождения поршня. Этот вариант наиболее близко подходит к современному расчету двигателя с учетом среднего индикаторного давления (в этом случае не надо учитывать изменение плеча - оно постоянное). Тогда крутящий момент зависит только от силы приложенной к поршню, которая в свою очередь зависит от изменения давления в цилиндре, и от площади поршня. К сожалению, в этом случае, рейка, как и поршень, движется по возвратно-поступательному принципу (вверх-вниз), и связать её с вращением вала двигателя пока никому не удалось, а для непрерывности цикла необходимо обеспечить кинематическую связь между поршнем и валом. Решив эту задачу можно резко поднять механическое КПД двигателя.

На данном этапе развития двигателестроения мы используем в двигателе внутреннего сгорания кривошипно-шатунный механизм, который обеспечивает кинематическую связь между поршнем и коленвалом. Но в кривошипно-шатунном механизме есть свои особенности - плечо между осью коленвала и силой приложенной к плечу величина переменная, и меняется от нуля в ВМТ (верхняя мертвая точка) до прямого угла (максимальное удаление от оси коленвала) и затем опять до нуля в НМТ (нижней мертвой точке). Кстати, если рассматривать само название ВМТ (верхняя мертвая точка), то она и называется “мертвая” потому, что в этой точке не совершается никакая работа, т.е. нахождение в этом месте поршня не имеет смысла с точки зрения полезности, хотя в этот момент в двигателе и создается максимальное давление (Рис. 2). Из-за того, что в ВМТ сила, приложенная к коленвалу, не совершает работу, то вся нагрузка от приложенной силы передается на опорные шейки коленвала, что приводит к перегрузке кривошипно-шатунного механизма, и резкому снижению ресурса двигателя. Так же в ВМТ самые максимальные тепловые потери, т.к. тепловая энергия не преобразовывается в механическую, то вся теплота передается интенсивно в окружающую среду через систему охлаждения.

Современный расчет ДВС совершается через нахождение среднего индикаторного давления.

Среднее индикаторное давление называют такое условное постоянное по величине давление P_i (Рис. 2), которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ до НМТ равную полезной работе газов за рабочий цикл. Как видим из определения среднего индикаторного давления, в расчете ДВС не учитывается неравномерность давления по ходу поршня. Наоборот происходит усреднение давления, что в корне не верно, и приводит к ошибке в расчетах ДВС.

Основной характеристикой у двигателя является крутящий момент. Для нахождения его построим диаграмму индикаторного давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала (Рис. 3), и диаграмму изменения длины плеча в зависимости от угла поворота кривошипа (Рис. 5). Нахождение максимальной длины плеча по углу поворота коленвала зависит от отношения длины шатуна к кривошипу, и чем длиннее шатун, тем ближе максимальное плечо к 90° после ВМТ, чем короче шатун, тем ближе максимальное плечо к ВМТ. В реальном двигателе максимальное плечо лежит в диапазоне от 70° до 85° . Чем ближе максимальное давление и максимальное плечо друг к другу по углу поворота коленвала, тем больше

крутящий момент. Пунктирной линией (Рис. 5) показано как изменяется длина плеча от угла поворота кривошипа реального двигателя ВАЗ-2106.

С учетом этих двух диаграмм, построим индикаторную диаграмму крутящего момента (Рис. 4). Как видим из диаграммы, максимальный крутящий момент находится около 35° градусов от ВМТ по ходу вращения коленчатого вала при рабочем такте в двигателе с внешним смесеобразованием, и в 35° до ВМТ в момент сжатия рабочей смеси. Индикаторную диаграмму крутящего момента удобней всего строить без учета площади поршней. Все постоянные величины (площадь поршня, количество поршней и т.д.) удобней всего подставлять уже при окончательных расчетах. Полезный крутящий момент за один цикл, совершаемый газами, определяется разностью площадей F_1 и F_2 (Рис. 4).

Все расчеты современного ДВС ведутся для ВМТ. Считается, что она оптимальная, хотя как мы уже выяснили, что она “мертвая” на самом деле. Исходя из выше сказанного, максимальный крутящий момент для каждого двигателя будет индивидуальным, и зависит он от геометрического расположения (по углу поворота коленвала от ВМТ) степени сжатия, длины шатуна, и длины кривошипа, и ряда других параметров. Степень сжатия (в дальнейшем расчетная степень сжатия) должна находиться не в верхней мёртвой точке, как общепринято, а в наиболее оптимальной. И она будет расположена за пределами ВМТ по ходу вращения коленчатого вала.

Теперь, когда степень сжатия мы не привязываем к одной точке (ВМТ), необходимо ввести такое понятие как расчетная степень сжатия.

Вообще стоит рассмотреть определение степени сжатия. Степень сжатия это отношение полного объема цилиндра к камере сгорания. Если полный объем цилиндра всегда неизменный, то камерой сгорания является место, где сгорает топливо, и соответственно этот объем не является постоянным. Все зависит от начала воспламенения воздушно-топливной смеси. Так, например, Этьен Ленуар (первый изобретатель ДВС) воспламенение производил в середине хода поршня.

Расчетная степень сжатия - это степень сжатия, при которой происходит бездетонационное воспламенение и сгорание воздушно-топливной смеси, с максимальным эффектом для данного двигателя.

В современных двигателях повышение степени сжатия приводит к резкому повышению давления в камере сгорания, а т.к. в этой точке тепловая энергия не преобразовывается в механическую энергию, то происходит тепловой удар по поршню и головке блока. В этом случае тепло интенсивно отводится на охлаждение через систему охлаждения, и способствует не рациональному использованию топлива.

Отличительные особенности дизельного двигателя, заключается в том, что впрыск топлива растянут по времени (по углу поворота), и процесс сгорания находится в наиболее благоприятном положении по длине плеча, тем самым и создается высокий крутящий момент в дизельном двигателе. Т.е. чем дальше максимальное давление от ВМТ по ходу вращения коленвала, тем выше КПД двигателя. Отсюда вывод, у любого современного двигателя есть резервы по повышению мощности, и по уменьшению расхода топлива. Показательным в этом случае является заметное отличие КПД у бензинового и дизельного двигателя.

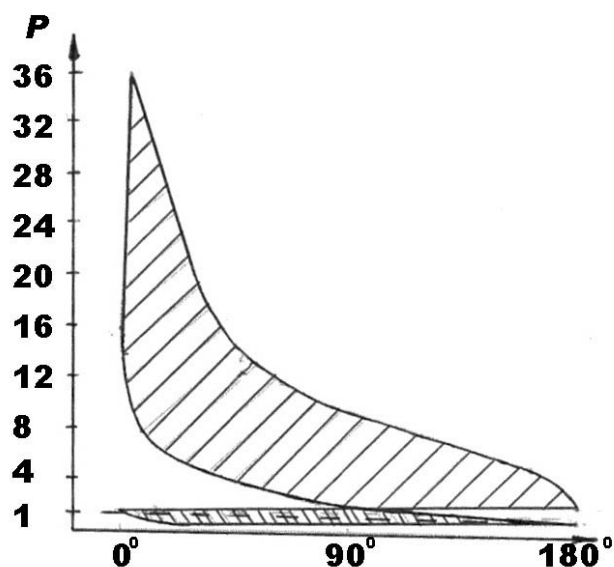


Рис. 3. Диаграмма изменения давления.

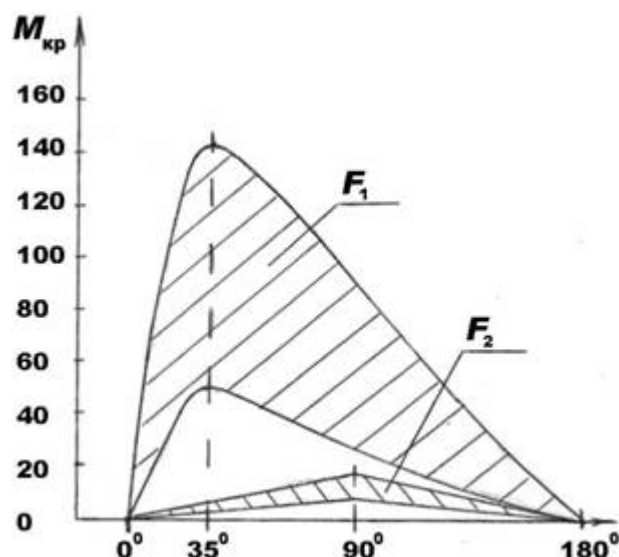


Рис. 4. Диаграмма крутящего момента.

давление.

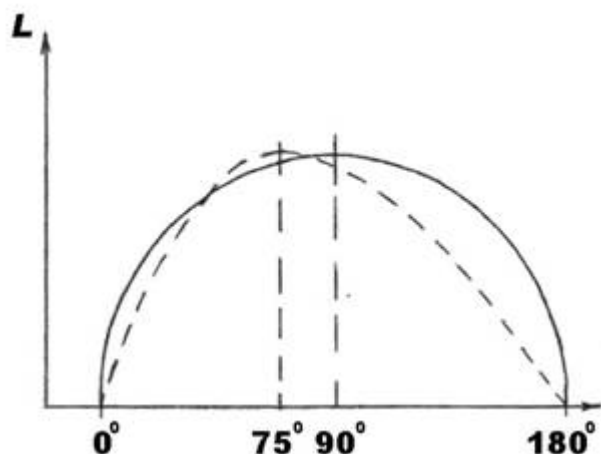


Рис. 5. Диаграмма изменения длины плеча от угла поворота.

Теперь, построив индикаторную диаграмму крутящего момента (Рис. 4), мы можем определить наилучшие параметры для бензинового двигателя, и выбрать оптимальное место для расчетной степени сжатия.

РАСЧЕТ ДВС НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ-2106.

Как можно повысить максимальный крутящий момент (через повышение КПД двигателя) мы можем проследить на перерасчете реального двигателя внутреннего сгорания ВАЗ-2106 с объемом 1600 см³ и степенью сжатия 8,5 единиц. Построим сравнительные индикаторные диаграммы крутящего момента для такта сжатия (нижняя кривая) и такта расширения (верхняя кривая). Расчетная степень сжатия для базового двигателя расположена в ВМТ (Рис. 6), соответственно получим, что площадь ограниченная двумя кривыми (полезный крутящий момент) составляет 31 единицу. Если вынести расчетную степень сжатия за ВМТ на 20° (Рис. 7), то площадь диаграммы будет составлять 38 единиц, или прирост крутящего момента составит 25%. Если расчетную степень сжатия вынести за ВМТ на 34° (Рис. 8), то площадь диаграммы будет составлять 44 единицы, или прирост крутящего момента составит 40% по отношению к базовому расчету. Нахождение оптимального крутящего момента для двигателя рассматривается при одних и тех же параметрах по давлению, и по длине плеча, т.е. для одного двигателя. Прирост мощности получился за счет оптимизации снятия крутящего момента коленвалом, тем самым мы обеспечили повышение КПД двигателя по сравнению с базовой моделью.

Для проверки этого метода расчета был выбран второй вариант увеличения мощности. Расчетная степень сжатия 8,5 была установлена в 20 градусах от ВМТ

на двигателе ВАЗ-2106. Это дало в верхней мертвой точки степень сжатия 13 единиц. Мощность двигателя возросла до 98 л.с. вместо 75 л.с. по паспорту, прирост составил более чем 30%. Расход топлива снизился на 24% и составляет 5,5 литров на 100 км.

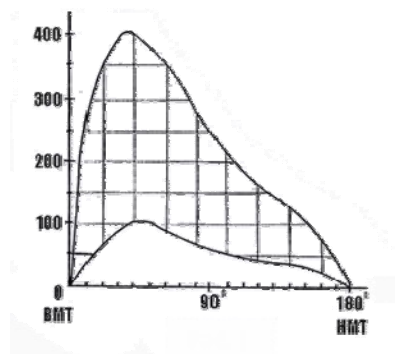


Рис. 6

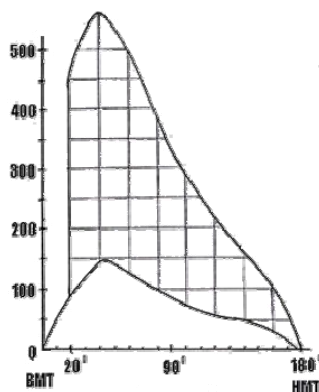


Рис. 7

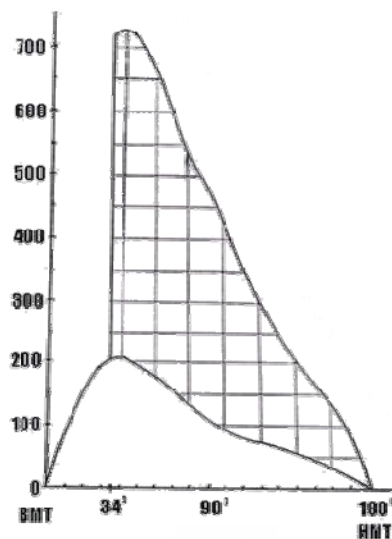


Рис. 8

Литература:

1. Автомобильные и тракторные двигатели: В 2 ч. Конструкция и расчет двигателей. Под ред. И.М. Ленина. Учебник для вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Высш. шк., 1976.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1971.
3. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. М.: Высш. шк., 1985.

ИЕРАРХИЧЕСКАЯ СИСТЕМА МОДЕЛЕЙ ДВС

Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н. (Тульский государственный университет)

Современный этап теоретических исследований ДВС характеризуется большим разнообразием используемых математических моделей, сложность которых постоянно возрастает. При этом математическое описание ДВС непосредственно связано с тем аспектом, в котором рассматривается двигатель и который интересует исследователя.

Блочно-иерархический подход к двигателю и процессу его проектирования является перспективным и широко распространенным [1]. Здесь на каждом уровне проектирования имеется совокупность математических моделей определенной сложности. Сложность математических моделей увеличивается с переходом на низшие уровни и подуровни проектирования. При этом в используемых в настоящее время моделях значительное внимание уделяется отдельным элементам, второго и более низших уровней без детального учета их взаимодействия с другими элементами и ДВС в целом.

Ключевым моментом в разработке иерархической системы моделей, которая должна определить место уже существующих моделей, установить перечень вновь создаваемых и сформулировать их взаимодействия с существующими является аспект рассмотрения ДВС как динамической системы, функционирующей во времени.