

ботки, или увеличением вероятности затрудненной установки (с натягом и деформациями по линиям контакта с пальцами базовых отверстий).

Выводы. Для решения взаимосвязанных задач при технологическом и конструкторском проектировании технического обеспечения операций обработки заготовок, схема установки которых использует ромбические пальцы, предложены:

- формулы для определения погрешностей базирования, обусловленных конструкциями приспособлений, для установки на плоскость и параллельное ей отверстие, для установки на плоскость и два перпендикулярных ей отверстия, для установки на плоскость и три перпендикулярных ей отверстия;
- формулы для расчета допустимых ширины ромбического пальца (B) и ширины цилиндрического участка (b) для упомянутых схем установки;
- последовательность расчетов размеров ромбических пальцев для достижения приемлемой точности обработки при гарантированной установке заготовки в приспособление.

Это позволяет производить проектные расчеты при конструировании приспособлений и повышать точность обработки для указанных схем установки.

УДК 621.436.038

Кухаренко Г.М., Путеев Н.В.

ВОЗМОЖНОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ В ФОРМИРОВАНИИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ТОПЛИВА СОВРЕМЕННОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВС

Любые работы по развитию конструкций топливных систем (ТС) и совершенствованию процессов, в них протекающих, подчинены одной цели – содействовать оптимизации рабочего процесса в цилиндре ДВС. Поэтому охарактеризовать ТС и выходные параметры впрыскивания необходимо так, чтобы в дальнейшем получить понятное и математически описываемое влияние на характеристику выгорания топлива.

Анализом ТС, применяемых сегодня, возможно определение информационных, ограничивающих и управляющих параметров ТС, что позволит рекомендовать тип ТС конструктивные параметры ТС при оптимизации рабочего процесса для конкретного ДВС.

Протекание рабочего процесса в ДВС определяет требования к топливоподаче и коррекции работы ДВС через возможности ТС по поступающей информации от различных устройств.

Так, взяв за основу перечень требований специалистов AVL [1], можно сказать, что современный дизель должен:

- иметь непосредственный впрыск – повышает мощность и улучшает экономичность;
- получать высокий крутящий момент на низкой частоте вращения коленчатого вала – уменьшает потери на трение;
- иметь эффективный охладитель наддувочного воздуха – снижает содержание NOx в отработавших газах (ОГ), дыма;
- иметь относительно высокую степень сжатия;
- иметь симметричные условия для смесеобразования: 4 клапана на цилиндр и вертикальное расположение форсунки;
- иметь высокий потенциал для смесеобразования воздух-топливо путем повышения давления впрыскивания;
- осуществлять многоступенчатый впрыск - обеспечивает снижение шума и работу нейтрализаторов, катализаторов и фильтров твердых частиц;

Кухаренко Георгий Михайлович, д.т.н., профессор, зав. каф. ДВС Белорусского национального технического университета. Беларусь, БНТУ, 220013, г. Минск, пр. Ф. Скорины, 65.

Путеев Николай Владимирович, к.т.н., советник генерального директора Ночинский завод топливной аппаратуры.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Болотин Х.Л. Костромин Ф.П. Станочные приспособления. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1973. - 344с.
2. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. - 277с.
3. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. /Ред. совет: Б.Н.Вардашкин (пред.) и др. - М.: Машиностроение, 1984. - Т.1 /Под ред. Б.Н.Вардашкина, А.А.Шатилова, 1984. - 592с.
4. Справочник технолога-машиностроителя. В двух томах. Изд.3 переработанное. Том 2. Под ред. заслуженного деятеля науки и техники РСФСР д-ра техн. наук проф. А.Н.Малова. М.: Машиностроение, 1972. - 568с.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2/Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 496с.
6. Справочник металлиста, том 4. - М.: Машгиз. 1959. - 778с.
7. Щербаков С.А., Кульгейко М.П. Решение технологических и конструкторских задач при установке заготовки на плоскость и два пальца. / Вестник ГТТУ им.П.О.Сухого, №4. 2003, с.3-12.

- управлять рециркуляцией отработавших газов с применением охлаждения;
- управлять воздухоподачей;
- иметь возможность изменять вихревое число свежего заряда;
- управлять началом и длительностью подачи топлива с учетом индивидуальных настроек каждого цилиндра по трактам подачи топлива и газовым;
- иметь систему управления, связанную с работой других агрегатов мобильной или специальной машины.

Анализ ТС проводился по информации фирм-лидеров по выпуску ТС и их компонентов - BOSCH, DELPHI, SIEMENS, CATERPILLAR, CUMMINS, L'ORANGE, SOCIETE BUDI, опыту применения систем управления HEINZMANN, данным научно-исследовательских центров AVL, НАМИ, результатам практики эксплуатации систем с программным управлением на мобильной технике VOLVO, PEUGEOT, CATERPILLAR, FORD, MERCEDES, ISUZU и др., а также по выводам собственных научных разработок и исследований.

В результате анализа ТС выделены четыре основных класса: ТС с механическим управлением топливоподачей, с электронно-актуаторным управлением, с электронным управлением посредством дозирующих клапанов - импульсные и аккумуляторные.

Практически все ТС с механическим управлением, нашедшие широкое применение, осуществляют лишь дозирование количества впрыскиваемого топлива, изменение угла начала-окончания подачи и выполнение регулятором корректирующих функций.

Отметим, что у рядных насосов хорошо реализуются пусковые кромки на плунжере, изменяющие угол опережения впрыска при пуске на 5-8°, меньшее количество типов насо-

сов имеют отсечные кромки с переменным углом наклона, еще меньше – наклонную кромку для изменения момента начала подачи – 7-9° [2]. Надо отметить, что классическая спиральная кромка для управления отсечкой требует очень много технологических переходов. Предпочтительнее выполнить просто наклонную, хотя и произойдет потеря линейности в управлении.

Распределительные насосы используют дозирование втулкой на плунжере (у рядных такая втулка применяется для изменения угла опережения впрыска), дросселированием на впуске и изменением хода плунжеров.

Управление крутизной переднего фронта и дроблением подачи при помощи замедления и последующего разгона плунжера профилем кулачка нашло широкое отражение в патентах, но не на практике. Причина здесь, видимо, в возникновении ударных нагрузок при изменении ускорения, ведь даже при обычных профилях кулачков ускорения меняются например от + 800 м/с² до – 1200 м/с², к тому же дробление впрыска профилем приводит к недопустимо растянутому по времени впрыску при низком давлении. По этой же причине не применяются выпуклые профили. Так, кулачок с выпуклым профилем, обеспечивающий ход плунжера 10 мм разгоняет плунжер до скорости 1,6 м/с, а кулачок с тангенциальным участком профиля при меньшей начальной окружности и меньшем максимальном радиусе при том же ходе 10 мм плунжера разгоняет его до 2,4 м/с [3]. Поэтому широко распространены разгонные участки с вогнутыми профилями и с тангенциальными – насосы серии НД, УТН, ЯЗДА. Здесь следует отметить, что кулачок с участком вогнутого профиля обеспечивает интенсивную объемную подачу, но в производстве приходится применять шлифовальные круги малого диаметра, что уменьшает производительность и удорожает насос.

Дополнительная канавка на плунжере эффективно дробит впрыск, но современные двигатели требуют плотную порцию 1 - 4 мм³, что сложно достижимо. Влияние предварительной дозы впрыскивания достаточно хорошо исследовано, ведет к уменьшению шума, снижению эмиссии NO_x и СН по причине снижения скорости роста и величины максимального давления в цилиндре [2].

Легко реализуется смешивание подаваемого воздуха с небольшой дозой топлива до цилиндра – путем отвода части утечек из форсунок во впускной коллектор.

Насос-форсунки с дополнительным каналом во втулке эффективно используют противодействие на иглу [6].

Устройства опережения впрыска весьма удачно реализуются и удовлетворительно работают на распределительных насосах, например VE BOSCH, LUCAS. Для рядных насосов нашли применение несколько подходов: установка на валу привода кулачкового вала центробежной муфты, дополнительной втулки на плунжере, а также наклонной кромки на верхнем торце плунжера.

Сравнивать рядные насосы и распределительные довольно сложно. Модели рядных насосов принципиально похожи, сейчас наиболее распространены с подвесными секциями, диаметры плунжеров от 6 до 20 мм. У распределительных насосов возможна компоновка с аксиальным расположением плунжера - VE BOSCH, с радиальным ходом плунжеров - LUCAS и по схеме AMBAK International. Рядный насос менее нагружает плунжерную пару, менее чувствителен к качеству топлива, особенно к присутствию воды. В то же время нагрузка в паре кулачок - ролик существенно выше. Распределительные насосы меньше по габаритам и весу.

Форсунки современных ТС стали двухпружинными с целью снижения шума. Форсунки имеют две пружины различной жесткости. Эффект снижения шума проявляется за счет последовательного включения пружин в работу. Сначала работает пружина меньшей жесткости, обеспечивая включение форсунок при давлениях порядка 19 МПа, при дальнейшем

повышении давления продолжающая подъем игла начинает сжимать и вторую пружину. Так реализуется элемент управления выгоранием через управление крутизной переднего фронта характеристики впрыскивания.

Этот успех способствовал полному переходу к более экономичным дизелям с непосредственным впрыском, и как следствие, к отказу от штифтовых распылителей и совершенствованию закрытых многодырчатых, в развитии которых можно выделить несколько направлений.

В работе распылитель подвержен интенсивной тепловой нагрузке. Поэтому применение распылителей размерности Р, имеющих меньшие в сравнении с S габариты, предпочтительнее. У двигателей с плохими условиями теплоотвода в зоне установки форсунки эффективны теплоизолирующие прокладки, при хорошем охлаждении головки – медные.

Распылители размерности S имеют диаметр иглы 6 и 5 мм. Применение в распылителях серии Р игл с диаметром от 4,5 до 3 мм приводит к повышению давления начала и окончания впрыска, что благоприятно сказывается на качестве распыливания, особенно уменьшая образование крупных капель при закрытии.

Уменьшение диаметра иглы существенно сказывается на величине усилия пружины форсунки, т.к. при одном и том же давлении открытия иглу с диаметром 3 мм удерживает усилие в 4 раза меньшее, чем иглу 6 мм. Это весьма важно, т.к. проектируется пружина форсунки в очень стесненном пространстве, а из-за соотношения диаметра проволоки и самой пружины ее производство представляет серьезные технологические проблемы. Достаточно отметить, что удовлетворительного качества пружины форсунок получают по сложному технологическому процессу лишь из проволоки OTEVA-70 и на оборудовании, к примеру фирмы WAFIOS.

Значительного прогресса в усовершенствовании рабочего процесса удается достичь, повышая давление впрыскивания. Но здесь недостаточно просто уменьшить диаметр иглы распылителя или снижать эффективное проходное сечение за счет ее подъема. Требуется переход на отверстия для распыливания с диаметром до 0,2 мм и увеличение их количества.

При таких размерах начинают сильно влиять граничные условия истечения топлива и требуется применение специальных технологий получения отверстий – электроэрозивным способом, а также последующей обработки отверстий.

Наиболее распространены два способа: продавливание абразивных паст через корпус распылителя и хорошо себя зарекомендовавший электролитно-импульсный способ обработки носика распылителя. Оба мероприятия существенно снижают коксование распыливающих отверстий и улучшают распыливание.

Важное значение имеет правильный выбор формы носика распылителя и обеспечение герметичности соединения игла-корпус распылителя. При этом стремятся минимизировать объем топлива, оказывающийся под запирающей кромкой иглы, так называемый подыгольный объем.

Цилиндрическая форма колодца и сферическая форма носика распылителя позволяют легко ориентировать топливные струи в цилиндре, что важно для двигателей, у которых боковая установка форсунки. Но при этом объем подыгольного пространства наибольший, что ведет к дымлению, повышению СН, удельного расхода и коксованию.

Коническая форма колодца обеспечивает уменьшение подыгольного объема, но осложняется получение отверстий сверлением и длина отверстий может оказаться разной.

Наилучшей оказывается форма распылителя с конической формой колодца, когда распыливающие отверстия равномерно и максимально приближены к линии запирающей. Такие иногда называют «с запирающим по распыливающим отверстиям», что строго говоря не соответствует действительности, т.к. для герметичности запирающей обеспечивается между ко-

нусом иглы и коническим колодцем технологическими допусками гарантированный зазор по угловому размеру до $1,5^\circ$.

Наилучшее применение этого типа распылителей - для форсунок с центральным вертикальным положением в цилиндре. При установке такого распылителя у наклонно стоящих форсунок в двигателях с двумя клапанами на цилиндр часть распыливающих отверстий удаляется от герметизирующей кромки настолько, что появляется сильное коксование, несмотря на очень малый поддыгольный объем.

Важное значение имеет длина отверстия - не более 0,8-1,0 мм, иначе уменьшается распыливание и увеличивается дальность струи топлива. Соотношение диаметр-длина у распыливающих отверстий не должны сильно различаться между собой. Также необходимо обеспечивать наличие непрокаленного слоя в носике распылителя во избежание его отрыва от корпуса. С целью сохранения герметичности и величины подъема иглы выполняются с подрезкой и обратной разницей углов.

В научной литературе и патентах имеется обширное предложение по различным устройствам для расширения возможностей механических систем управления. Но на практике реализуется лишь малая часть их. Связано это на наш взгляд с большими трудностями, возникающими при проектировании, изготовлении и эксплуатации элементов и устройств механического управления, которые при попытке осуществить большой набор функций оказываются громоздкими, дорогими в производстве и ненадежно работающими. Кроме того, износ устройств управления приводит к потере такового, а настройки еще более усложняют ситуацию.

Современные серийные ТС с механическим управлением выполняют нормы Евро 2. Основной их недостаток - осредненное регулирование цикловой подачи и момента опережения впрыска, т.е. без учета индивидуальных особенностей трактов насос-форсунка-цилиндр, незначительные возможности по дроблению впрыска на дозы. ТС такого типа предоставляют недостаточно возможностей, чтобы эффективно влиять топливopодачей на характеристику выгорания. Преимущество этих ТС - обилие производителей и самая низкая цена на рынке ТС.

К информационным параметрам, которые могут быть учитываемы ТС с механическим управлением, можно отнести: частоту вращения коленчатого вала ДВС, положение педали подачи топлива, давление наддува, атмосферную коррекцию, температурную коррекцию.

ТС настраивается по следующим ограничивающим параметрам: максимальная и минимальная частоты вращения коленчатого вала ДВС, удельный расход, содержание NO_x , CH , твердых частиц, максимальное давление цикла, шум.

Управляющие ДВС параметры при этом - объем подачи топлива, соотношение пилотной и основной дозы топлива, регулирование количества воздуха по объему, регулирование угла опережения впрыска.

На работу ДВС оказывают существенное влияние следующие параметры ТС: диаметр и ход плунжера, профиль кулачка, пределы угловой коррекции опережения впрыска, пропускная способность. Они формируют фазность и давление впрыска и являются основными параметрами, характеризующими ТС независимо от типа управления.

В полном объеме вышеназванное реализуют лишь некоторые из предлагаемых на рынке моделей, например распределительные насосы VE BOSCH.

В дальнейшем будем использовать для сравнения ТС мгновенную подачу (дифференциальная характеристика), суммарную подачу (интегральная), давление впрыска и использовать их для установления связи с характеристикой выгорания.

Давление у ТС, кроме аккумуляторных, сильно зависит от частоты вращения коленчатого вала ДВС. Поэтому необходимо использовать все возможности для его увеличения,

например работу по перекрытию окон на втулке выполнять в зоне максимальной скорости плунжера. В наилучшем положении здесь распределительные насосы - с радиальными движением плунжеров, т.к. обеспечивают значительные объемные подачи, а с аксиальным движением плунжера имеют распределение нагрузок по нескольким роликam. Эти насосы смазываются проточным топливом, что снижает температуру насоса и удаляет продукты износа.

Таким образом, ТС с механическим управлением имеют следующие возможности по формированию характеристики топливоподачи: управление крутизной переднего фронта характеристики топливоподачи (двухпружинной форсункой, профилем кулачка, пропускной способностью тракта и распылителя); длительностью впрыска (профиль кулачка); максимальным (средним за цикл) давлением впрыска (диаметр плунжера, скорость плунжера, пропускная способность тракта и распылителя); предвпрыском; подачей топлива в воздухопровод; изменением момента начала/окончания подачи; изменением объема подачи; пусковой коррекцией подачи топлива; атмосферной коррекцией; коррекцией по наддуву.

Стремление производителей расширить возможности механического управления подачей привели к тому, что регулятор превратился в сложный, дорогой и ненадежно работающий узел, но не дающий все же требуемого сегодня уровня управления подачей топлива для формирования оптимальной характеристики сгорания. К тому же, ограничивающие параметры (экологические например) есть смысл выполнять при условии, что ДВС развивает достаточную мощность. Вполне естественно, что регулятор стал первым узлом, на замену которого были направлены усилия разработчиков.

Переходными от ТС с механическим управлением к электронным с помощью дозирующих клапанов являются ТС с актуаторным (электромагнитным) приводом дозирующего органа ТНВД. Актуатор выполняется с поворотным или линейным перемещением, с высокими требованиями по быстрдействию и точности.

Примерами таких ТС являются выпускаемые BOSCH [2] распределительные насосы серии VE...EDC с аксиальным движением плунжера, рядные насосы серий H1 и H 1000, а также насосы H3TA 4УТНЭ-1111005-10 с управлением фирмы HEINZMANN (Германия) и 4УТНЭ-1111005 с управлением ЭРУС-10 (РФ). Их появление было естественным шагом производителей, стремившихся сохранить преемственность при выпуске ТС.

Следует отметить, что рядные насосы BOSCH серий H1 и H 1000 имеют дополнительную втулку на плунжере, что позволяет им при наличии реечного управления поворотом плунжера полноценно управлять углом опережения впрыска.

Эти ТС впервые управлялись, собирая значительное количество информации о состоянии двигателя, характеристике заряда и топлива. В памяти контроллера сохраняются данные об оптимальных параметрах подачи на всех режимах работы двигателя, что привело к улучшению топливной экономичности и состава отработавших газов.

Получив повышенное быстродействие, точность, возможность учета большего количества параметров, данные ТС сохранили те же недостатки, что и ТС с механическим управлением - осредненное регулирование двух параметров, при этом цена ТС существенно возросла. Но эта ТС впервые предоставляла реализуемую возможность связать работу мобильной машины с двигателем, например, управлять буксованием колес.

При этом ТС с актуатором сохранили все возможности по управлению характеристикой впрыска механических систем и дополнили перечень: учетом массового расхода воздуха; управлением рециркуляцией; учетом температур воздуха и топлива; отслеживанием аварийных режимов; связью с рабочими режимами мобильной машины или специальной установкой; оперативной диагностикой.

Надо сказать, что указанный набор датчиков и выполняемых ТС с актуатором функций теоретически осуществим, но на практике наиболее распространены системы с минимальным набором: датчики частоты и фазы, контроллер, актуатор, электронная педаль, контроль подъема иглы и аварийных состояний ДВС. Высокая степень автоматизации неэффективна при грубом дозировании подачи и управлении углом опережения впрыска и неоправданно удорожает продукцию.

ТС с гибким управлением подачей посредством одного или по числу цилиндров ДВС дозирующих клапанов с программным управлением сменили актуаторные системы.

Примерами таких ТС являются выпускаемые BOSCH [2] распределительные насосы серии VE...MV с аксиальным движением плунжера, распределительные насосы серии VR с радиальным движением плунжера, распределительные насосы LUCAS, рядный насос H3TA 432 с управлением фирмы Дизельавтоматика (РФ), индивидуальные ТНВД BOSCH серии PF, насос-форсунки LUCAS, BOSCH, CATERPILLAR, CUMMINS CELECT™ PLUS [5].

Особенностью импульсных ТС с высокими давлениями впрыска являются значительные пиковые нагрузки на валу привода. Этим обусловлено наличие упругой муфты, предохраняющей зубчатую передачу от разрушения.

ТС с электронным управлением при значительном количестве датчиков позволяют вводить в управление недоступное для ранее описанных систем число функций и здесь все зависит от потребности в них. Быстродействие импульсных ТС позволяет согласовывать работу двигателя с другими системами, например тормозной - по сигналу от тормозной педали прекращать подачу топлива и использовать торможение двигателем, или при включенной передаче полное отпуская педали газа также прекращает подачу топлива.

В качестве примера рассмотрим контроль температуры выхлопных газов в каждом патрубке.

В процессе калибровки двигателя определяется количество топлива, способ дробления на дозы и угол опережения впрыска на всех режимах работы ДВС. Однако, в силу указанных выше причин необходима подстройка калибровки для конкретного двигателя. Ее можно выполнить методом отключения цилиндров, методом замера изменения угловой скорости коленчатого вала после впрыска в процессе сгорания. Первый пригоден для обкаточного стенда и наиболее просто осуществим, как аппаратно, так и методически, но сложно представить его реализацию в режиме диагностики на нагруженном работающем двигателе в эксплуатации. Второй отслеживает контрольный параметр в любой ситуации, но при этом возникает проблема исключения возмущений от трансмиссии. Имея опыт использования обоих методов мы рекомендуем использовать в качестве критерия настройки разницу температур в выхлопных патрубках ДВС. Данный параметр достаточно инертен к возмущающим воздействиям, а для оценки полноты выгорания сложно представить лучший. Общеизвестно, что еще в начале прошлого века разница температур выхлопных газов в 15-20°C между цилиндрами считалась основанием для его настроек.

Контроллер, применяемый в импульсных системах, собирается как правило на базе процессоров Motorola и является хорошо отработанным рыночным продуктом. Наиболее известна продукция Siemens-VDO, Heinzmann. Встроенные в контроллер силовые ключи - весьма ответственный узел, особенно с позиции обеспечения их энергией. Обусловлено это тем, что необходимо обеспечивать рабочие токи 30-40 А при зимнем пуске на низком напряжении аккумуляторной батареи в стартерном режиме. При использовании дозирующих клапанов с электромагнитным приводом иглы происходит форсировка напряжения до 100 В. Эта особенность является самым серьезным отличием от контроллеров управления впрыском бензина, выпускаемых очень многими (серии Январь, Микас).

Создание программного обеспечения современных ТС представляет собой весьма серьезную задачу, особенно с учетом необходимой связи с управлением не только ДВС - от трансмиссии до кондиционеров. Но не менее сложно и дорого провести калибровку конкретного двигателя, т.е. получить функциональную связь между частотой вращения, нагрузкой, количеством топлива, углом опережения впрыска в условиях наложенных ограничений по мощности, экономике, экологическим требованиям.

Применение дозирующего клапана позволяет управлять началом и длительностью впрыска топлива. Чтобы реализовать эту возможность, импульсные системы требуют увеличенных ходов плунжеров и наличие на профиле кулачков участков постоянной скорости. Появление такого участка приводит к выходу ролика с тангенциальной на радиусную часть профиля кулака в период максимальных давлений впрыска, что дает высокие контактные напряжения. Чтобы обеспечить работоспособность, необходимо применять специальный профиль ролика, материалы и термообработку, а также качественную смазку. Параметры клапанного узла - диаметр, ход иглы, форма и размеры запирающего элемента, быстродействие на включении и выключении должны быть тщательно подобраны и согласованы с другими составляющими ТС. Также клапан должен иметь устройство для гашения волн, возникающих при отсечке. В противном случае может возникать эффект самопроизвольного включения форсунки при открытом клапане, а при отсечке со 100 МПа и более - кавитационные разрушения иглы и других элементов.

Из всех импульсных ТС насос-форсунки имеют наибольшие перспективы и уже сегодня выпускаются для давлений впрыска свыше 200 МПа, обеспечивая высокую энергию впрыска, хорошее распыливание и управление подачей. Однако, снижение времени подачи топлива должно идти до определенных пределов, иначе возрастает шум, динамические нагрузки, ухудшаются экологические показатели [6].

Топливные системы с дозирующими клапанами впервые предоставили возможность надежно получать впрыск предвзвешенной и последующих доз топлива в малых объемах. Специалисты рекомендуют разбивать впрыск на 4-6 доз, добиваясь этим снижения шума, эмиссии NOx и сажеобразования [1, 2].

Так, по [7] первые две дозы топлива, называемые пилотными, служат для увеличения крутящего момента на низких частотах вращения и уменьшения эмиссии вредных веществ соответственно, а также обе для уменьшения шума. За основным впрыском поступает в цилиндр доза топлива, управляющая содержанием NOx. Следующая предназначена для управления при $\lambda < 1$. Последняя доза топлива предназначена не для сгорания в цилиндре, а для управления температурой в выхлопном тракте и периодического сжигания сажи в фильтре.

По нашему мнению, ввиду крайне малого времени впрыска (при 2000 об/мин около 1,2-1,3 мс), успешно с этой задачей (осуществить дробление впрыска на 3 и более доз) могут справиться импульсные ТС с компоновкой электромагнитного или пьезоуправляемого дозирующего клапана на форсунке, на насос-форсунке, а также аккумуляторные системы.

Аккумуляторные системы в сравнении с импульсными легко реализуют еще одну дополнительную функцию - управление давлением впрыска. Данное преимущество особенно ценно при малой частоте вращения коленчатого вала ДВС.

Аккумуляторные ТС на сегодня предоставляют наибольшие возможности по управлению впрыском. Высокие цены аккумуляторных ТС не только в связи с их сложностью и новизной на рынке, но и по причине большого набора исполняемых функций.

Характеризуя и сравнивая ТС в целом, следует отметить следующее. Топливоподача в современном дизеле не является непрерывным во времени процессом, дифференциальная характеристика имеет разрывы, а интегральная имеет участки с

нулевым значением производной. Подбирая длительность этих участков, крутизну роста кривой подачи при ее возобновлении и величину давления реализуется возможность влияния на характеристику выгорания.

К тому же, современный двигатель внутреннего сгорания, работающий по циклу Дизеля, уже не является в чистом виде ДВС с внутренним смесеобразованием. Для управления характеристикой выгорания топлива применяется его подмешивание к поступающему воздуху еще до цилиндра, а ограниченный требованиями по экологии, дизельный ДВС имеет режимы, когда не стремятся к выгоранию с полным отсутствием в выхлопных газах углеводородов. Более того, имеются режимы с впрыскиванием топлива на такте выпуска.

Проходя этапы развития, получая новые свойства, ТС получили такие возможности, которые изменили представление о ТС как о системах, замкнутых в информационном поле собственно ДВС и человека. Современные ТС дизеля способны управлять выпуском воздуха, процессами при выпуске, а также выполнять функции связи и управления другими системами мобильных машин.

При этом, исходя из типа ДВС и требований к нему, возможен выбор принципа, методов и средств реализации управ-

ляемого влияния топливоподачи на характеристику выгорания - основной показатель качества работы ДВС.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Левит С. Технология будущего высокоскоростного дизельного двигателя с непосредственным впрыском топлива для легкового автомобиля // Двигатель – 97: Матер. межд. науч.-тех. конф. – М., 1997. – С.11-12.
2. BOSCH. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем.-М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.-480 с.:ил.
3. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник – 2 изд., перераб. и доп.- Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990.-347 с.
4. Janiszewski T., Mavrantzas S. Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokopreżnych. WKŁ, Warszawa, 2001, p.130.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов.- М.: Легион-Автодата, 2004.- 344 с., ил.
6. Направления НИОКР в области разработки двигателей для легковых и коммерческих автомобилей. / Ф. К. Мозер, П.Л. Герцог, Г. Фрайдль, Ф. Мундорфф// Материалы фирмы AVL List GmbH, Грац, Австрия, 2001. С.13.

УДК 621.43.001.24

Грицук А.М.

ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ОПОЗИТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ

Разработка экономичных конструкций двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одним из главных вопросов при их изготовлении. По данным [1], в связи с необходимостью создания мощных быстроходных двигателей, особое внимание уделяется двухвальным и многовальным конструкциям. Конструктивные схемы подобных двигателей могут быть выполнены двоякими с двумя рядами параллельно (опозитным) расположенными цилиндрами, или цилиндры могут быть расположены под углом с общей камерой сгорания (для двух цилиндров).

Схема двухрядного двигателя с опозитным расположением цилиндров показана на рис. 1.

Известны конструкции ДВС с опозитным расположением цилиндров [2] и [3], в которых, для увеличения эффективности их работы и уменьшения расхода топлива, к одной камере сгорания подходят два противоположно направленных цилиндра с соответствующей шатунно-кривошипно-поршневой системой передачи поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.

Такая схема расположения цилиндров позволяет увеличить мощность ДВС при том же расходе топлива. Для этого необходимо чтобы зажигание происходило не в В.М.Т., а при некотором угле поворота α одного из коленчатых валов (например, ведущего) (рис. 2). В этом случае, в момент максимального давления в камере сгорания крутящий момент M_{K1} на ведущем валу будет равен

$$M_{K1} = p_{ks} A_n r_k \sin \alpha, \quad (1)$$

где p_{ks} – давление в камере сгорания в момент зажигания;

A_n – площадь поршня;

r_k – радиус кривошипа.

При сгорании топлива в обычном режиме, когда оба

поршня находятся в В.М.Т. (угол $\alpha = 0$), $M_{K1} = 0$. По мере вращения К.В. угол α увеличивается и увеличивается крутящий момент, однако при этом объем камеры сгорания увеличивается и соответственно падает в ней давление p_{ks} , что в итоге уменьшает крутящий момент К.В.

Для повышения эффективности работы двигателя необходимо, чтобы М.З. происходил при угле поворота одного из К.В. $\alpha > 0$. Для этого устанавливаем вращение таким образом, чтобы угол поворота ведущего К.В. опережал ведомого на угол α . При повороте КВ на угол α положение поршней должно обеспечивать рабочий объем камеры сгорания, а ведомый поршень должен находиться в В.М.Т. (рис.2).

Объем камеры сгорания зависит от расстояния между поршнями δ_z в момент зажигания. При ходе поршней $2r_k$ δ_z определится из уравнения

$$\delta_z = \frac{4r_k}{p_z} A_k P_a K_p, \quad (2)$$

где P_a – атмосферное давление, 10 кПа;

p_z – давление в камере сгорания перед зажиганием,

A_k – коэффициент падения компрессии в цилиндрах,

K_p – коэффициент разрежения в цилиндрах.

По известной величине δ_z можно определить оптимальное значение угла α из уравнения

$$\delta_z = \delta_0 + \Delta_n, \quad (3)$$

где Δ_n - ход поршня при повороте К.В. на угол α