УДК 621.43

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ИСКРОВОГО ДВС С МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМОЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Тихомирова О.Б.[1], Ушаков М.Ю.[1], Тихомиров С.А.[1]

[1]*ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», Нижний Новгород, Россия (603000, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24), e-mail: alniti@mail.ru*

Искровые ДВС по сравнению с транспортными дизелями имеют существенно меньшую первоначальную стоимость, в полтора раза более высокую литровую мощность, низкую удельную массу, относительно простые системы нейтрализации, но вместе с тем на 15…35% более низкую топливную экономичность. По оценкам специалистов, внедрение независимого привода клапанов в конструкцию автомобильных двигателей с искровым зажиганием позволит снизить средний расход топлива на 20...25% за счет оптимизации фаз газораспределения, снижения насосных потерь и отключения части цилиндров на малых нагрузках. Несмотря на то что независимый привод еще не дошел до промышленной реализации, часть вопросов его рационального применения уже сегодня требует определенной проработки. Это касается, прежде всего, выбора оптимальных режимов работы привода в плане максимальной эффективности рабочего процесса ДВС. Часть этих работ с некоторыми упрощениями проведена на двигателе, еще не имеющем полноценной системы управления газораспределением. Представлены результаты экспериментального испытания по исследованию режима холостого хода, с целью снижения расхода топлива, и выбору соответствующей схемы управления.

Ключевые слова: двигатель, газораспределение, характеристика, мощность, экономичность, токсичность.

SELECTING OF THE OPTIMAL OPERATION OF THE SPARK IGNITED ENGINE WITH MECHATRONIC VALVE TIMING SYSTEM

Tikhomirova O.B.[1], Ushakov M.U.[1], Tikhomirov S.A.[1]

[1]*Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev*

Spark ICE compared to diesel have a substantially lower initial cost, a higher power density, low specific gravity, the relatively simple catalytic treatment, but at the same time, at 15 ... 35% lower fuel efficiency. According to experts, the introduction of independent valve timing drive in the design of automobile spark-ignition engines will reduce average fuel consumption by 20 ... 25% by optimizing valve timing, reducing pumping losses and cutting off the cylinders at low loads. Despite the fact that the independent drive has not reached the industrial implementation it rational application today requires some elaboration. This applies, above all, the choice of optimum operating conditions of drive in terms of maximum efficiency workflow engine. Part of this work with some simplifications carried out on the engine is not having a full-fledged system naturally. Experimental research of idle mode and selection of an appropriate management scheme presented.

Keywords: engine, gas distribution, characteristics, output, efficiency, toxicity.

Введение

Искровые ДВС по сравнению с транспортными дизелями имеют существенно меньшую первоначальную стоимость, в полтора раза более высокую литровую мощность, низкую удельную массу, относительно простые системы нейтрализации, но вместе с тем на 15…35% более низкую топливную экономичность. По оценкам специалистов, внедрение независимого привода клапанов в конструкцию автомобильных двигателей с искровым зажиганием позволит снизить средний расход топлива на 20...25% за счет оптимизации фаз газораспределения, снижения насосных потерь и отключения части цилиндров на малых нагрузках. Несомненно, усилия по применению независимого привода необходимо концентрировать на режимах малых нагрузок и холостого хода, где эффективность

процессов низка. Представлена часть этих работ, с некоторыми упрощениями проведенная на двигателе, еще не имеющем полноценной системы управления газораспределением.

Прежде чем разрабатывать детальную конструкцию макетного образца предлагаемого электромеханического привода клапана, важно оценить, насколько эффективным может стать его применение. Естественно, провести такую оценку приходится косвенно, создавая условия, сходные с теми, что могли бы возникать в цилиндрах при наличии действующей системы независимого привода.

Можно выделить несколько позиций, в которых независимый привод мог бы оказаться энергетически выгодным. Это, во-первых, регулирование внешней скоростной характеристики с целью повышения наполнения цилиндров за счет управления моментом закрытия впускного и выпускного клапана. Второе преимущество – возможность произвольного отключения части рабочих цилиндров или даже отдельных рабочих циклов. Известно, что зависимость эффективного КПД искрового двигателя существенно падает при дросселировании. Причины – увеличение доли затрат на механические потери в общей энергетике цикла (снижение механического КПД) и увеличение насосных потерь на газообмен. Параллельно снижается плотность заряда и насыщенность его остаточными газами, что существенно влияет на протекание процесса сгорания. Это приводит к тому, что в типичных режимах городского движения средний уровень эффективного КПД не превышает 15%.

К сожалению, в литературе практически нет информации о степени снижения индикаторного КПД в зависимости от нагрузки. Соответственно, подобную оценку запланировано провести экспериментально. В любом случае повышение эффективности рабочего процесса на малых нагрузках, а особенно на самостоятельном холостом ходу, даст существенный вклад в общую экономичность ДВС, особенно в городском режиме.

Дальнейшие усилия в плане повышения КПД были направлены на детальное исследование режима самостоятельного холостого хода. Повышение индикаторного КПД здесь невозможно без существенного повышения скорости сгорания. Для оценки возможности такого повышения сделана попытка проанализировать влияние отдельно остаточных газов и общего повышения плотности заряда в цилиндре. И тот и другой подход предполагается исследовать через воздействие на валы стандартного механизма газораспределения.

Для экспериментов, связанных с симуляцией независимого привода клапанов, решено использовать двигатель ЗМЗ-4062 с рабочим объемом V_h = 2,3 дм^3 с четырьмя клапанами на цилиндр, верхним расположением двух распределительных валов с приводом цепью. Такой ДВС позволяет устанавливать валы ГРМ в произвольное положение, например варьировать

только впуском и не вмешиваться в выпускные настройки. Для имитации работы независимого привода клапанами первоначально проведена сравнительная оценка работы ДВС с искусственно уменьшенным перекрытием клапанов. Следующий шаг предполагает искусственное смещение впускного вала в сторону запаздывания закрытия клапанов.

Оценка эффекта, достигаемого при таком смещении, должна проводиться по величине индикаторного КПД. Для определения последнего был выбран метод отключения цилиндров. Этот метод невозможно использовать на самостоятельном холостом ходу, но при небольшой нагрузке, где эффективность процессов еще ненамного отличается, точность его весьма высока. В основу способа измерения мощности механических потерь положена зависимость между N_e, N_i и $N_{мп}$. В случае работы всех цилиндров:

$$N_e = (N_i^1 + N_i^2 + \ldots + N_i^k) - N_{мп} \quad ,$$

где N_i^1, N_i^2, … , N_i^k – индикаторная мощность каждого из цилиндров двигателя.

При выключении одного из цилиндров эффективная мощность $N_{e\text{-}1}$ падает на величину индикаторной мощности этого цилиндра N_i^1. Выключая последовательно все цилиндры *1…k,* можно определить индикаторную мощность:

$$N_i = k\,N_e - (N_{e\text{-}1} + N_{e\text{-}2} + \ldots + N_{e\text{-}k})$$

и мощность механических потерь:

$$N_{мп} = N_i - N_e \quad .$$

Достоинства рассматриваемого способа заключаются в его простоте и доступности. Основным недостатком является некоторая неточность вследствие того, что при неработающих цилиндрах величина механических потерь может так или иначе отличаться от тех значений, которые имеют место в процессе работы двигателя. Поэтому в качестве условия при проведении эксперимента было ограничение по времени работы на каждом из режимов с целью поддержания одинакового теплового состояния.

Дополнительно оценивалась равномерность работы двигателя по неравномерности частоты вращения коленчатого вала. Для реализации таких измерений была создана специальная записывающая аппаратура, являющаяся частью блока управления двигателем.

Разработанный блок управления был дополнен функцией записи информации в течение определенного числа циклов – «черным ящиком». Извлекая эту информацию по окончании любого теста, можно внимательно проанализировать ее в плане возможных корректировок алгоритма управления или просто детального анализа происходящего. Записи подлежат все параметры, обрабатываемые блоком управления.

Пример представления информации, снятой с блока управления, представлен на рисунке 1. Справа выделены параметры, выводимые на экран, и цветовая легенда. Само изображение легко «двигается» и масштабируется.

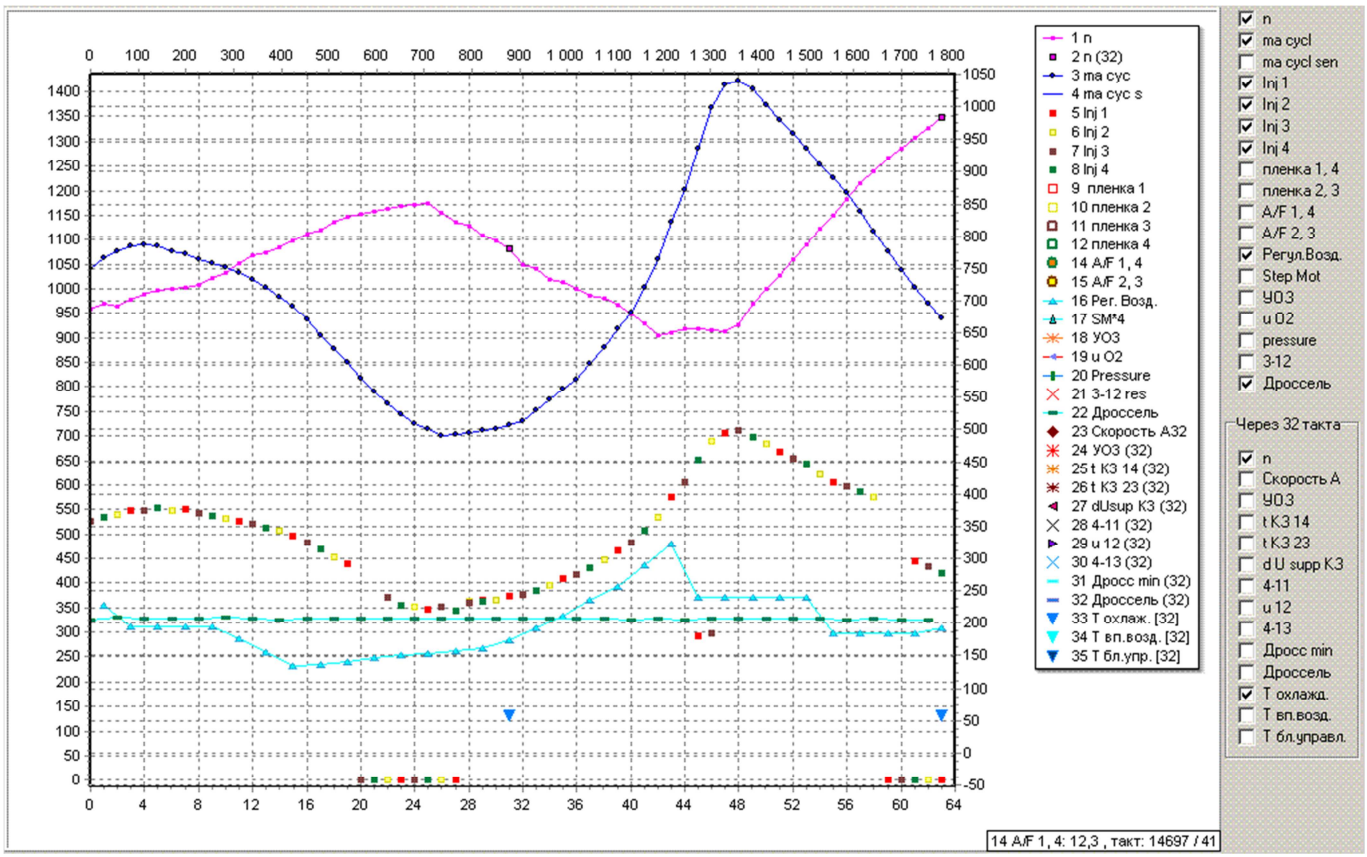

Рисунок 1 – Пример развертки данных из «черного ящика»

Особый интерес в рамках данной работы представляла мгновенная частота вращения вала. На любом установившемся режиме работы двигателя непостоянство угловой скорости вращения коленчатого вала в течение каждого цикла является следствием сложного, резко переменного характера поведения кривой крутящего момента $M_{кр} = f(\varphi)$, обусловленного спецификой рабочего процесса. Поскольку крутящий момент определяется через сумму газовых сил $P_г$ и сил инерции P_j, фактический вид кривой зависит как от частоты вращения двигателя, так и от нагрузки. В областях избыточного крутящего момента будет происходить разгон коленчатого вала, в отрицательных областях - торможение.

С целью количественной оценки использована степень неравномерности работы (хода) ДВС, $\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ср}$, характеризующая динамическую неравномерность. Как правило, для двигателей автомобильного назначения, для режима номинальной мощности $\delta = 0{,}01 \div 0{,}02$. При работе двигателя на холостом ходу вполне удовлетворительной можно считать $\delta = 0{,}05 \div 0{,}08$. По степени неравномерности можно достаточно точно оценить влияние внешних факторов на качество рабочего процесса. Применительно к независимому приводу клапанов это, прежде всего, степень очистки от остаточных газов.

Двигатель ЗМЗ 4062.10 установлен в лаборатории кафедры «Энергетические установки и тепловые двигатели» Нижегородского государственного технического университета на тормозной стенд *SAK 670* с электрическим тормозом и необходимым

минимумом управляющей, контрольной и измерительной аппаратуры. Предварительно были тщательно выверены системы двигателя для организации максимально одинаковых условий для эксперимента.

Выше было сказано, что замер η_i проводился методом отключения цилиндров, что невозможно сделать на самостоятельном холостом ходу. Соответственно, была выбрана нагрузка 20 Нм при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$. Это соответствовало эффективной мощности N_e = 2,5 кВт. Отключение цилиндров проводилось средствами блока управления поочередно при работе на бензине. Одновременно замерялся часовой расход топлива $G_т$.

В результате индикаторная мощность составила N_i = 4,6 кВт, что соответствует мощности механических потерь $N_{мп}$ = 2,1 кВт. С достаточной точностью можно считать, что мощность механических потерь на режиме с нагрузкой 10% и на самостоятельном холостом ходу с той же частотой вращения одинакова. Если на самостоятельном холостом ходу при n = 1200 мин$^{-1}$ расход топлива составил $G_т$ = 1,26 кг/ч, то индикаторный КПД для этого случая $\eta_i = \dfrac{N_{мп}}{G_т * H_u}$ равен 0,13. Для сравнения на режимах полной нагрузки без обогащения, т.е. в точках максимальной экономичности, индикаторный КПД близок к 0,36.

Дальнейшие работы были проведены при смещении впускного распределительного вала от исходного положения. Для смещения впускного вала были использованы специальные звездочки, имеющие несколько отверстий для фиксирующего штифта, просверленных со смещением от номинального положения заводского отверстия на 2°30’ , 5°00’ и 7°30’. Правильным подбором фиксирующего отверстия 13 и перестановкой цепи на определенное число зубьев можно смещать положение вала с интервалом 3°.

Работа проводилась на частоте вращения n = 1200 мин$^{-1}$ с той же внешней нагрузкой N_e = 2,5 кВт. От исходного положения распределительный вал впускных клапанов смещался в сторону запаздывания через 6°. Штатный угол опережения открытия впускного клапана 20° таким образом был доведен до угла запаздывания открытия 16°, т.е. смещен на 36°. В конечном положении перекрытие фаз газораспределения практически отсутствовало.

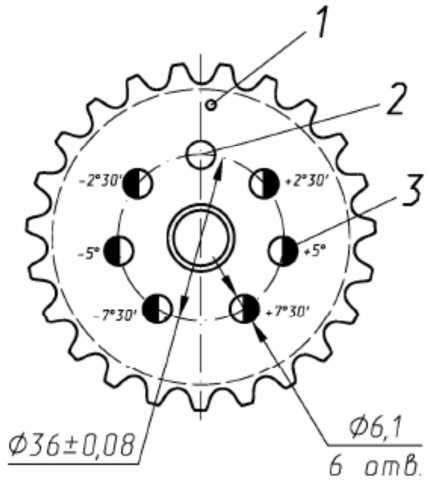

Рисунок 2 – Схема дополнительных отверстий под штифт на звездочке

Результаты проведенных испытаний представлены ниже. В каждом случае определялся индикаторный КПД для режима самостоятельного холостого хода при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$. Режим работы двигателя поддерживался максимально стабильным с тем, чтобы не изменять величину механических потерь. Для этого с высокой точностью регулировалась температура охлаждающей жидкости и поддерживалась одинаковая температура моторного масла. Из графиков на рисунке 3 видно, что индикаторный КПД с уменьшением угла опережения открытия впускного клапана монотонно растет с величины 0,13 до 0,20. Одновременно прослеживается снижение степени неравномерности вращения δ, что связано с уменьшением доли остаточных газов в цилиндре при уменьшении перекрытия. В традиционных алгоритмах управления на режимах холостого хода и близких к нему режимах угол опережения зажигания искусственно смещают в позднюю сторону от оптимального. Величины оптимальных углов здесь приближаются к 35°, в то время как реально устанавливается 7…10°. Это дает снижение экономичности до 25% на режиме холостого хода и минимальной частоты вращения. Однако использование поздних углов на режиме с малым наполнением и высокой долей инертных газов существенно повышает однозначность циклов, стабильность работы. В нашем случае на каждом из шести положений распределительного вала дополнительно было проведено корректирование угла опережения зажигания. Причем УОЗ повышался не до величин, которые являются оптимальными, а до величин, обеспечивающих ту же неравномерность вращения δ, что и штатный угол. Результат представлен на рисунке 3 пунктирными линиями. Видно, что эффективность процесса выросла дополнительно на 13% при той же неравномерности.

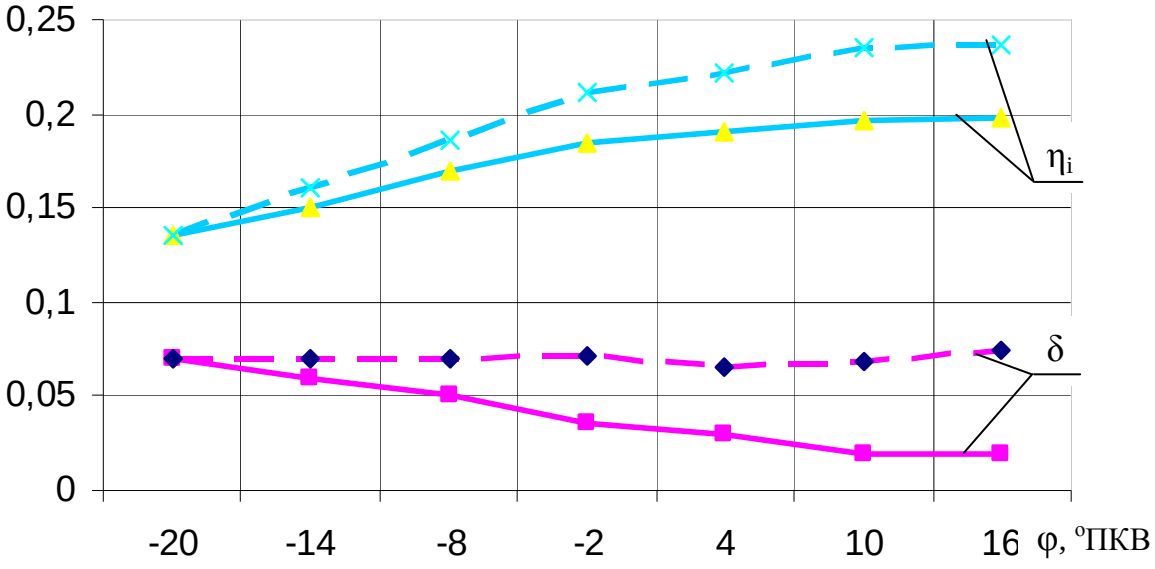

Рисунок 3 – Зависимость индикаторного КПД и степени неравномерности вращения от угла опережения открытия впускных клапанов; сплошные линии - с фиксированным углом опережения зажигания, пунктирные - с корректированным

Таким образом, для совершенствования рабочего процесса на режимах холостого хода, прежде всего, необходимо уменьшить перекрытие фаз и одновременно поднять плотность заряда в цилиндре. Тем самым повышается скорость сгорания смеси, что однозначно повышает индикаторный КПД. Проведенные исследования позволили, пусть и не с полноценным независимым приводом клапанов, проверить степень повышения эффективности при соблюдении перечисленных факторов. Показано повышение индикаторного КПД с 13 до 20% при уменьшении перекрытия клапанов. Дополнительный прирост 13% может быть достигнут приближением угла опережения зажигания к оптимальным, что в традиционных схемах с фиксированными валами невозможно из-за соображений «комфорта». Естественно, эффективный КПД растет не столь заметно, поскольку на малых нагрузках не удается исключить доминирование механических потерь.

Список литературы

1. Соснин Д.А., Яковлев В.Ф. Новейшие автомобильные электронные системы. — М. : СОЛОН-Пресс, 2005. - 240 с.

2. Chun Tai, Andrew Stubbs. Modelling and controller design of an electromagnetic engine valve // American Control Conference, Arlington, VA, 2001. - P. 48.

3. Michael Quong. System Identification and End Control of an Electromagnetic Valve Actuator // American Control Conference, Arlington, VA, 2001. - P. 22.

4. Stefan Pischinger und die anderen. Ladung sbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung // MTZ. – 2001. - № 62.
5. Wolfgang Salber und die anderen. Der elektromechanische Ventiltrieb — Systembaustein fur zukunftige Antriebskonete.Teil- 1 // MTZ. – 2000. - № 12.

Рецензенты:

Кравец В.Н., д.т.н., профессор, руководитель группы нормативно-технической документации Института сертификации автомототехники, г. Нижний Новгород.

Молев Ю.И., д.т.н., профессор кафедры «Строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород.