

Министерство образования и науки Российской Федерации
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

А. К. ИВАНОВ

ДИАГНОСТИКА ДВИГАТЕЛЕЙ

ДИАГНОСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЬНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебное пособие

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета Петра Великого
2019

УДК 621.4: 629.113.01
ББК 39.35

Д

Диагностика двигателей. Диагностика неисправностей в системах автомобильных бензиновых двигателей. Учебное пособие / А. К. Иванов. – СПб.; Изд-во Политехн. ун-та, 2019. – 148 с.

ISBN 5-9698-0025-2

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» по направлению 13.03.03_04 «Энергетическое машиностроение», в учебный план которых входит изучение курсов «Диагностика двигателей внутреннего сгорания» (ДВС)», «Проектирование, монтаж, эксплуатация и технология ремонта ДВС».

Пособие включает в себя описание наиболее распространенных неисправностей работы автомобильного бензинового двигателя в процессе эксплуатации с анализом причин их возникновения и способов их устранения. Приведены характерные особенности диагностики бензиновых двигателей в зависимости от способа смесеобразования. Дано представление о способах и методах диагностики неисправностей и дефектов различных систем двигателя с помощью диагностических приборов и тестеров. Приведены конкретные примеры устранения неисправностей в системах управления двигателями с использованием современных методов диагностики.

Представленный в пособии материал может быть использован в учебном процессе при подготовке специалистов родственных специальностей транспортного, эксплуатационного и других направлений.

© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список принятых сокращений и обозначений.....	4
Введение.....	5
1. Особенности диагностики автомобильных бензиновых двигателей при различных способах подачи воздуха и топлива	6
2. Диагностика характерных неисправностей работы автомобильных бензиновых двигателей в процессе эксплуатации.....	19
2.1. Диагностика неисправностей механической части двигателя.....	19
2.2. Диагностика неисправностей, влияющих на работу двигателя на холостом ходу.....	29
2.3. Диагностика неисправностей, влияющих на топливную экономичность и выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами.....	45
2.4. Диагностика неисправностей, влияющих на мощностные показатели работы двигателя.....	73
2.5. Диагностика режимов пуска и прогрева двигателя в условиях низких температур.....	93
3. Устройство и диагностика систем зажигания. Диагностическое оборудование для контроля и регулировки систем зажигания.....	108
4. Диагностическое оборудование, применяемое для комплексной диагностики систем двигателя.....	134
Библиографический список.....	146

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ВМТ – верхняя мертвая точка
ГДС – главная дозирующая система
ГРМ – газораспределительный механизм
ДАД – датчик абсолютного давления
ДЗ – дроссельная заслонка
ДК – датчик кислорода
ДМРВ – датчик массового расхода воздуха
ДПДЗ – датчик положения дроссельной заслонки
ДПКВ – датчик положения коленчатого вала
ДФ – датчик фаз
КПД – коэффициент полезного действия
КШМ – кривошипно-шатунный механизм
ОГ – отработавшие газы
РДТ – регулятор давления топлива
РХХ – регулятор холостого хода
СУД – система управления двигателем
СХХ – система холостого хода
ТЖХХ – топливный жиклер холостого хода
УОВТ – угол опережения впрыска топлива
УОЗ – угол опережения зажигания
УН – ускорительный насос
ХХ – холостой ход
ЦПГ – цилиндро-поршневая группа
ЭБУ – электронный блок управления
ЭМР – экономайзер мощностных режимов
 n – частота вращения коленчатого вала
 α – значение состава смеси
 λ – значение состава смеси в зарубежной литературе (аналог α).

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие предназначено для студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» по направлению 13.03.03_04 «Энергетическое машиностроение», в учебный план которых входит изучение курсов «Диагностика двигателей внутреннего сгорания» (ДВС)» и «Проектирование, монтаж, эксплуатация и технология ремонта ДВС».

В связи с неуклонным ростом автомобильного парка страны и совершенствованием конструкций двигателей существенно возрастает потребность в диагностике неисправностей двигателя в целом, а также его отдельных систем и механизмов. В последние годы конструкции двигателей претерпели значительные изменения в направлении оснащённости их различными дополнительными электронными устройствами, датчиками и исполнительными механизмами. Поэтому существенно возрастает потребность в высококвалифицированных специалистах, способных правильно определить неисправности, осуществить поиск выявленных ошибок и наметить алгоритм действий, направленных на устранение неисправностей. Четкое понимание процесса работы современного двигателя как сложного комплекса, включающего механическую часть, различные периферийные подсистемы и в большинстве случаев электронную систему управления с сетью входных (информационных) и выходных (исполнительных) элементов, является решающим условием для осуществления эффективного поиска неисправностей, качественного ремонта и квалифицированного технического обслуживания автомобильного двигателя.

При написании данного пособия автор руководствовался тем, что в большинстве литературных источников, касающихся в той или иной степени вопросов диагностики систем двигателей, обычно достаточно полно и подробно разобраны особенности работы различных систем и механизмов. В то же время именно вопросам диагно-

стики конкретных дефектов и неисправностей, их обобщению, а также физическим причинам их происхождения уделяется недостаточное внимание. Без всестороннего анализа причин дефекта и сопутствующих ему признаков велика вероятность получения ошибочных выводов. Чтобы на практике алгоритм поиска неисправностей не превратился в гадание с напрасной заменой многих деталей и узлов, не имеющих отношение к искомой неисправности, необходимо с первых диагностических операций четко представлять, чем может быть вызван тот или иной обнаруженный дефект.

В настоящее пособие включено описание характерных, то есть наиболее распространенных неисправностей работы двигателя в процессе эксплуатации с анализом причин их возникновения и способов их устранения. Дано представление о способах и методах диагностики неисправностей и дефектов различных систем двигателя с помощью диагностических приборов и тестеров. Приведены конкретные примеры устранения неисправностей в системах управления двигателями с использованием современных методов диагностики.

1. ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПОДАЧИ ВОЗДУХА И ТОПЛИВА.

В диагностике современных бензиновых двигателей ведущее место занимает диагностика систем топливоподачи. Большое разнообразие данных систем за длительный период их существования было обусловлено стремлением ведущих фирм в конкурентной среде обеспечить оптимальную совокупность цены, надежности, качества и различных эксплуатационных показателей, приоритетных в конкретный период времени. Преимущества и недостатки той или иной системы питания всегда было принято оценивать с помощью целого комплекса показателей работы автомобильного двигателя в целом. Основными

из них являются мощность, экономичность, токсичность, плавность переходных режимов и динамические качества. Степень совершенства систем топливоподачи определяется многими важными качествами, такими, как стабильность характеристик в производстве и в эксплуатации, минимальными удельными расходами топлива, низкой токсичностью ОГ и др., а также возможностью точного дозирования топлива, приближая реальные характеристики к идеальным, полученным по результатам стендовых регулировочных характеристик.

С середины 20-го века были известны два основных способа приготовления горючей смеси в камере сгорания бензинового двигателя. Первый способ предполагает создание гомогенной (однородной) смеси во впускном трубопроводе до впускного клапана двигателя (внешнее смесеобразование) и последующую транспортировку смеси в цилиндр на такте всасывания. Во втором способе весь процесс смесеобразования происходит в полости цилиндра при непосредственном впрыске топлива в камеру сгорания.

До начала 2000-х годов подавляющее большинство систем топливоподачи бензиновых двигателей представляли **системы с образованием рабочей смеси во впускном трубопроводе**. Конструкции этих систем прошли большой эволюционный путь развития от относительно простых карбюраторных систем до современных систем распределенного впрыска с электронным управлением [19, 22]. Создатели всех систем стремились организовать процесс предварительного перемешивания топлива и воздуха во впускном трубопроводе таким образом, чтобы обеспечить однородность смеси по всему объему камеры сгорания на всех режимах работы двигателя. Достичь этого на практике в полной мере, как правило, не удавалось, поэтому более правильно считать смесь, подготовленную системами с внешним смесеобразованием условно гомогенной [15].

Ранее существовавшие системы с механическим непосредственным впрыском бензина не находили широкого распространения

среди автомобильных двигателей, поскольку были весьма дороги, сложны в изготовлении и в обслуживании, ненадежны в эксплуатации. По этим потребительским качествам они уступали распространенным в то время карбюраторным системам и не могли с ними успешно конкурировать [19].

В карбюраторных системах питания дозирование топлива осуществляется за счет эжекции (т. е. подсоса топлива в воздушный поток, создаваемый двигателем на тактах всасывания) с последующим перемешиванием и получением готовой топливно-воздушной смеси сразу после дроссельной заслонки.

Эмульсионные карбюраторы представляют классический вариант системы с внешним смесеобразованием, в котором процесс испарения топлива начинается от распылителей в главном воздушном канале и продолжается по всей длине впускного трубопровода до впускных клапанов, способствуя созданию гомогенной смеси. Низкая стоимость, надежность, возможность достижения приемлемых показателей простыми средствами обусловили в свое время самое широкое распространение эмульсионных карбюраторов с вертикально-падающим потоком [3, 10, 11].

С ужесточением нормативов по токсичности ОГ, а также с повышением требований к топливной экономичности двигателей в конструкции карбюраторов понадобилось внести несколько вспомогательных систем. Соответственно усложнилась диагностика и поиск неисправностей, поскольку количество факторов, воздействующих на формирование рабочей смеси стало намного больше. Для контроля выбросов токсичных компонентов потребовалось использование газоанализаторов. На заключительном этапе модернизации карбюраторных систем питания стали активно внедряться различные электронные средства управления количеством и составом смеси. Наличие различных датчиков, включая λ -зонд, а также регуляторов холостого хода (РХХ), актюаторов, электроприводов дроссельной и воздушной

заслонок и других исполнительных механизмов, потребовало применения электронного блока управления (ЭБУ). Для системной диагностики работы двигателя с такими карбюраторами необходимо использование измерительных средств, аналогичных средствам, применяемых в системах впрыска с электронным управлением.

Альтернативой довольно сложным конструкциям карбюраторов с электронным управлением явились системы центрального впрыска [3, 12, 22] с подачей топлива под давлением около 0,1 кПа в воздушный тракт до дроссельной заслонки. Эти системы с одной топливоподающей форсункой были значительно проще и дешевле, чем системы распределенного впрыска и могли заменить карбюраторную систему без существенного изменения компоновки впускного тракта и головки блока двигателя. По сравнению с электронными карбюраторами диагностика работы систем центрального впрыска была менее трудоемкой, но имела свои особенности, связанные с подачей топлива под давлением. Однако вышеназванные системы не смогли успешно конкурировать с системами распределенного впрыска прежде всего из-за неравномерного распределения топлива по цилиндрам и цикловой нестабильности топливоподачи.

Некоторый период времени наряду с системами распределенного впрыска с электронным управлением сосуществовали гидромеханические системы с непрерывной подачей топлива (K-Jetronic и KE-Jetronic) [17, 22], в которых форсунки не являлись дозаторами топлива, а выполняли функцию транспортировки бензина от сложного дозатора-распределителя к впускному трубопроводу. Диагностика дефектов данных систем весьма специфична и связана с необходимостью измерения давлений сразу в нескольких полостях и трубопроводах дозатора-распределителя [17].

Постепенно, с дальнейшим ужесточением требований по ограничению токсичности автомобильных двигателей и с расширением возможностей электронных средств управления, карбюраторные си-

стемы и системы центрального впрыска стали вытесняться разнообразными системами распределенного впрыска с внешним смесеобразованием [3, 19, 20, 22]. Большинство известных фирм производителей топливной аппаратуры пошли по пути совершенствования систем с электронным управлением цикловой подачей посредством использования электромагнитных форсунок.

Для анализа и контроля состава смеси на различных режимах работы двигателя нужно знать расход воздуха и расход топлива. В отличие от карбюраторных систем и систем центрального впрыска в системах распределенного впрыска с электронным управлением удобнее оперировать не значениями часовых расходов воздуха и топлива, а значениями цикловой массы воздуха $G_{Вц}$ и цикловой массы топлива $G_{Тц}$, поскольку значения $G_{Тц}$ рассчитываются в ЭБУ исходя из значений $G_{Вц}$. Цикловая подача топлива зависит от режима работы и теплового состояния двигателя и определяется известным выражением [2]:

$$G_{Тц} = \frac{G_{Вц}}{\alpha l_0}, \quad (1)$$

где $G_{Вц}$ – массовый заряд воздуха, поступающий в цилиндр за цикл; α – коэффициент избытка воздуха (состав топливно-воздушной смеси); l_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания одного килограмма топлива.

Известно также, что величина $G_{Вц}$ определяется выражением:

$$G_{Вц} = \frac{V_h}{i} \rho_0 \eta_v, \quad (2)$$

где V_h – рабочий объем двигателя; ρ_0 – плотность воздуха; i – число цилиндров; η_v – коэффициент наполнения.

В системах управления с датчиком массового расхода воздуха (ДМРВ) цикловая подача воздуха для 4-х тактного двигателя рассчитывается по формуле.

$$G_{Вц} = \frac{G_{В}}{30in}, \quad (3)$$

где $G_{В}$ – часовой расход воздух, кг/час; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Если в качестве основного датчика в системе управления используется датчик абсолютного давления (ДАД), то значения $G_{Вц}$, зависящие от величин p_0 и η_v , определяются опосредовано через функцию нескольких переменных:

$$G_{Вц} = F(P_K, n, P_0, T_{в}, T_{ж}), \quad (4)$$

Здесь P_K – абсолютное давление во впускном трубопроводе; n – частота вращения двигателя; P_0 – атмосферное давление; $T_{в}$ - температура воздуха на входе во впускной тракт; $T_{ж}$ – температура охлаждающей жидкости двигателя, определяющая его тепловое состояние. Для последующего вычисления значения $G_{Тц}$ по формуле (1) нужно выбрать оптимальное для каждого конкретного режима значение α , зависящее от внешних условий и теплового состояния двигателя. Таким образом, цикловая подача топлива является сложной функцией ряда переменных, определяющей режимы и условия работы двигателя.

Дозирование топлива в системах впрыска с электронным управлением базируется на изменении времени открытого состояния клапана электромагнитной форсунки. Для реализации цикловой подачи топлива форсунками в ЭБУ формируются сигналы в виде управляющих прямоугольных импульсов тока различной продолжительности [2, 19]. Эти сигналы следуют один за другим с периодичностью,

определяемой датчиком положения коленчатого вала (ДПКВ) и датчиком фаз (ДФ). В первом приближении необходимая для конкретного значения $G_{\text{Вц}}$ длительность управляющего импульса τ выбирается, исходя из отношения:

$$\tau = \frac{G_{\text{Тц}}}{q_0}, \quad (5)$$

где q_0 – статическая производительность форсунки при открытом клапане, которую с определенными допущениями можно выразить формулой:

$$q_0 = \mu_{\text{ф}} f_{\text{ф}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{т}}} \Delta p_{\text{ф}}} \quad (6)$$

где $\mu_{\text{ф}} f_{\text{ф}}$ – эффективное сечение клапана форсунки; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива; $\Delta p_{\text{ф}}$ – перепад давления топлива на клапане форсунки.

В идеальном случае время открытого состояния клапана форсунки должно быть равным продолжительности электрического управляющего импульса τ , поступающего на обмотку электромагнита. Однако в реальной форсунке клапан открывается и закрывается не одновременно с началом и окончанием управляющего импульса, а с запаздыванием. Поэтому стабильность управляющих импульсов τ , подаваемых на форсунки, еще не гарантирует повторяемости цикловых подач топлива из-за возможных технологических или эксплуатационных отклонений расходных характеристик форсунок. Поскольку электромагнитные форсунки являются исполнительными дозирующими устройствами систем впрыска, для достижения высокой точности дозирования и равномерного распределения топлива по цилиндрам важно осуществлять периодическую проверку производительности форсунок на специальном диагностическом стенде. Разброс расходных характеристик комплекта форсунок, установленных на

одном двигателе, приводит к излишнему обеднению или обогащению смеси в отдельных цилиндрах с существенным ухудшением экономических и мощностных показателей двигателя.

Помимо контроля цикловых подач воздуха и топлива для диагностики состояния системы управления целесообразно проводить анализ многих параметров, воздействующих на работу двигателя на различных скоростных и нагрузочных режимах. К числу наиболее важных параметров следует отнести угол опережения зажигания (УОЗ) ϕ , угол открытия дроссельной заслонки θ , давление P_k или разрежение ΔP_k во впускном трубопроводе, температуру охлаждающей жидкости $T_{ж}$, температуру воздуха на входе во впускной трубопровод $T_{в}$, напряжение λ -зондов U_k , показания газоанализатора.

Внедрение в конструкцию современных систем впрыска дополнительных устройств для снижения токсичности ОГ, таких, как система рециркуляции ОГ, система улавливания паров бензина, дополнительные нейтрализаторы с накопителем NO_x и ряд других систем, потребовало включить дополнительные мероприятия в диагностику систем управления и контроль за их правильной работой.

В целом можно предполагать дальнейшее развитие систем распределенного впрыска топлива во впускной трубопровод, связанное с внедрением новых способов автоматического регулирования процессов в двигателе с помощью электронных средств управления подобно электронной дроссельной заслонки и электронной педали газа. Усложнение конструкций потребует и новых методик в области диагностики возможных неисправностей.

Фундаментальные преобразования в области автомобильных технологий в конце 20-го века позволили по-новому оценить преимущества, которые могут дать **системы с непосредственным впрыском**. Во-первых, появилась возможность более полно реализовать давно известный **принцип послойного распределения заряда топлива**, который позволяет эффективно сжигать небольшую массу

топлива в большом объеме воздуха. При таком смесеобразовании в диапазоне небольших нагрузок впрыснутая масса топлива по сути является основным параметром, определяющим величину крутящего момента. Во-вторых, поток воздуха дросселируется в меньшей степени по сравнению с системами с внешним смесеобразованием, то есть даже при минимальных нагрузках обеспечивается режим работы двигателя с достаточно широко открытой дроссельной заслонкой, что в свою очередь снижает **насосные потери на такте всасывания**. В-третьих, использование электромагнитных форсунок вместо механических в качестве высокоточных дозаторов бензина под высоким давлением позволяет гибко варьировать **моментом подачи и количеством подаваемого топлива** в зависимости от режима работы.

Очевидно, что большие различия в способах подачи топлива и воздуха требуют разных подходов к диагностике многих параметров работы двигателя. Так, во всех системах с внешним смесеобразованием **дроссельная заслонка** по сути является **дозатором** количества условно гомогенной смеси, включая системы с распределенным впрыском, где формирование готовой смеси происходит во впускном трубопроводе у впускного клапана. Поэтому такие параметры, как давление во впускной трубе или угол открытия дроссельной заслонки определяют степень нагрузки двигателя. Соответственно считывание значений и характер изменения этих параметров занимают важное место в общем параметрическом анализе практически всех систем с внешним смесеобразованием.

В системах с непосредственным впрыском значения этих параметров не столь информативны, поскольку на режимах холостого хода и малых нагрузок заслонка не выполняет функцию дозатора количества смеси, а перепад давления до и после заслонки намного меньше, чем в системах с внешним смесеобразованием. На первый план здесь выходят параметры, связанные с количеством и моментом впрыска топлива в зависимости от условий смесеобразования.

На диаграмме, представленной на рис. 1, показаны условные линии разграничения возможных режимов работы двигателя при использовании непосредственного впрыска в координатах M (крутящий момент) и n (частота вращения коленчатого вала). Всего на рис.1 выделены пять зон с различными условиями смесеобразования, которые могут использоваться при непосредственном впрыске. При послойном смесеобразовании (зона С на рис. 1) смесь, если рассматривать все пространство камеры сгорания, является сильно обедненной. На холостом ходу и небольших нагрузках работа двигателя осуществляется с подачей топлива только на такте сжатия. Причем поданная масса топлива является основным параметром, определяющим величину крутящего момента. Однако эти условия смесеобразования возможны лишь при ограничении значений n до определенной величины (не более 3000 об/мин), поскольку с увеличением n возрастает турбулентность потока в камере сгорания, препятствующая расслоению заряда, а также значительно сокращается время на подготовку, воспламенение и сгорание смеси. С другой стороны значительное увеличение цикловой подачи топлива на такте сжатия приводит к возникновению локальных зон с переобогащенной смесью и образованию сажи в районе свечи зажигания. Поэтому зона С на рис. 1 имеет вполне определенные ограничения по параметрам M и n .

С увеличением нагрузки при небольшом значении n непосредственный впрыск топлива дает возможность использовать условия гомогенно-послойного распределения смеси (зона D) с двойным впрыскиванием топлива. При гомогенно-послойном распределении смеси вся камера сгорания заполняется гомогенно-обедненной рабочей смесью за счет впрыскивания определенного количества топлива на такте впуска. Затем, при движении поршня вверх во время такта сжатия производится второе впрыскивание, за счет которого образуется обогащенная зона топливно-воздушной смеси возле свечи зажигания. Этот заряд смеси легко воспламеняется от свечи и по типу фа-

кельного зажигания воспламеняет гомогенно-обедненную смесь, находящуюся в остальном пространстве камеры сгорания. Применение гомогенно-послойного распределения смеси с двойным впрыскиванием топлива позволяет осуществить плавный переход от послойного к гомогенному распределению смеси. Таким способом при плавном увеличении цикловой подачи топлива происходит постепенное возрастание M и n двигателя.



Рис. 1. Характеристики работы двигателя с непосредственным впрыском топлива в зависимости от вида распределения смеси в камере сгорания.

В зоне В (рис. 1) осуществляется работа двигателя на гомогенно-обедненной смеси. Степень обеднения смеси здесь значительно меньше, чем в зоне D, что позволяет надежно воспламенять смесь, и в то же время создавать условия для наиболее экономичной работы двигателя на частичных нагрузках. Следует отметить, что границы между зонами В, С и D весьма условны, поэтому пограничные значения M и n могут быть получены на режимах с различным распределением смеси. При дальнейшем увеличении нагрузки и оборотов (зона А) двигатель продолжает работать на гомогенной смеси с подачей

топлива только на такте всасывания. Состав смеси может варьироваться от несколько обедненного ($\alpha \geq 1$) до обогащенного ($\alpha \leq 1$) в зависимости от требований, предъявляемых к характеристикам двигателя в диапазоне высоких значений M и n . Верхняя линия зоны А соответствует значениям M по внешней скоростной характеристике.

Возможности двойного впрыскивания топлива в системах с непосредственным впрыском используются еще при работе двигателя на полной нагрузке, с низкими значениями n (зона Е на рис. 1). На этом режиме велика вероятность возникновения детонации, если специально не снижать углы опережения зажигания (УОЗ). Послойно-гомогенное распределение смеси с подачей части топливного заряда на такте сжатия позволяет избежать детонации при оптимальном значении УОЗ и получить более высокие значения M . Еще один вид двойного впрыскивания топлива позволяет получить быстрый нагрев системы выпуска ОГ и каталитического нейтрализатора на режиме прогрева двигателя. В условиях послойного распределения смеси первое впрыскивание осуществляется на такте сжатия и после воспламенения смеси второе впрыскивание производится после прохождения поршнем верхней мертвой точки (ВМТ). Вторая часть топлива сгорает с большой задержкой, быстро нагревая систему выпуска до очень высоких температур и ускоряя процесс каталитических реакций в нейтрализаторе.

На режимах работы двигателя с послойным и гомогенно-послойным смесеобразованием важным параметром является не только величина цикловой подачи топлива, но и время начала подачи на такте сжатия. Величина цикловой подачи определяется длительностью управляющего импульса τ и давлением впрыска P , которое в системах непосредственного впрыска также является переменной и регулируемой величиной. Оптимальный момент начала впрыска топлива выбирается исходя из значения n и величины цикловой подачи. $G_{Tц}$. Учитывая очень малое время, отведенное для впрыска и испаре-

ния топлива перед воспламенением смеси (такт сжатия двигателя при $n = 3000$ об/мин длится всего 10 мс), ясно, что чем выше n и больше величина циклового заряда, тем раньше по углу поворота коленчатого вала должен производиться впрыск топлива. Если, например, при увеличении n возрастает УОЗ, то соответственно этому должен возрасти и угол опережения впрыска топлива (УОВТ).

В зависимости от конструктивных особенностей рабочих форсунок длительность впрыска топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок при послойном смесеобразовании находится в диапазоне 0,4 – 2,0 мс при давлении впрыска 4 – 5 мПа. Дальнейшее увеличение цикловой подачи происходит уже на такте всасывания в условиях послойно-гомогенного и гомогенного смесеобразования. С увеличением значения n до 6000 об/мин сокращается время, отведенное для подачи топлива на такте всасывания до 5 мс и менее. С тем, чтобы уложиться в заданное время, давление впрыска может подниматься до 12 мПа.

Увеличение давления в три раза позволяет сократить время впрыска примерно в 1,7 раза для той же массы циклового заряда. Изменение давления от минимального значения на холостом ходу до максимального при больших нагрузках происходит с помощью специального клапана регулировки давления [19].

Сопоставление работы систем впрыска во впускной трубопровод и непосредственного впрыска позволяет выделить главные различия этих систем, которые следует учесть при детальной диагностике и параметрическом анализе работы двигателя. Наличие в системах непосредственного впрыска контура высокого давления предусматривает использование соответствующего оборудования и оснастки для проверки форсунок высокого давления, насоса высокого давления, а также набора специальных манометров, регистрирующих величину давлений топлива в топливных магистралях. Многообразие возможных режимов работы двигателя с непосредственным впрыском и по-

слоиным смесеобразованием требует значительно большего объема испытаний и диагностических операций с определением цикловых зарядов воздуха и топлива, состава смеси, сигналов напряжений л-зондов, а также значений УОЗ и УОВТ.

2. ДИАГНОСТИКА ХАРАКТЕРНЫХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Существует большое количество дефектов автомобильного бензинового двигателя, имеющих различную природу происхождения, большинство из которых можно свести к следующим:

- неисправности, связанные с повреждением или износом механической части двигателя;
- неисправности, связанные с работой двигателя на холостом ходу;
- повышенный расход топлива;
- повышенная токсичность и дымление двигателя;
- недостаточно развиваемая мощность
- плохой запуск в условиях низких и высоких температур;
- детонационные стуки и калильное зажигание;
- неудовлетворительные ездовые свойства автомобиля;
- перегрев или недостаточный прогрев двигателя.

2.1. ДИАГНОСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ДВИГАТЕЛЯ

В процессе проведения диагностики неисправностей важно разделить дефекты, связанные с выходом из строя механической части двигателя от дефектов, возникших из-за сбоя в системах управления двигателем. Поэтому в случаях появления посторонних стуков, утечек рабочих жидкостей, неустойчивой и шумной работы двигателя

и других подобных дефектов необходимо в первую очередь произвести проверку работоспособности непосредственно самого двигателя.

Большинство дефектов механической части двигателя является предметом изучения курса «Эксплуатация и технология ремонта ДВС» и широко представлено во многих литературных источниках. Например, в сводной таблице 4. 1. [23] приведены данные, в которых достаточно полно и подробно разобраны основные неисправности механической части двигателя, причины их возникновения и способы их устранения.

Существует определенный перечень дефектов, которые можно определить с помощью **диагностики по внешним признакам**. Например, внешние проявления неисправностей в виде различных стуков, дымности выхлопных газов, утечек масла и охлаждающей жидкости свидетельствуют о серьезных неполадках в двигателе, которые могут привести к падению мощности, повышенному расходу топлива и масла, затрудненному запуску холодного и горячего двигателя и другим последствиям вплоть до полного выхода из строя. Объективную картину состояния двигателя можно дополнить результатами измерений компрессии в отдельных цилиндрах, давления картерных газов, визуальным осмотром элементов впускной и выпускной систем.

Однако следует иметь ввиду, что механические неисправности могут иметь скрытый характер и отражаться на работе систем управления двигателем (СУД). Органы СУД могут реагировать на появление дефектов механической части двигателя в виде возникновения различных ошибок, фиксируемых ЭБУ, повышения значений n на режиме холостого хода, снижения эффективности работы нейтрализатора отработавших газов (ОГ) и др.

Эти ошибки и явления могут быть следствием неудовлетворительного состояния самого двигателя. Воздействие механических дефектов на работу элементов СУД порой оказывается значительным и

не позволяет установить истинную причину неисправности только с помощью электронных средств диагностики. Например, ошибка «пропуски зажигания в таком-то цилиндре» может быть вызвана не отсутствием стабильного искрового разряда или отсутствием подачи необходимой цикловой массы топлива, а утечкой заряда из-за пониженной компрессии в указанном цилиндре.

Существует понятие **«предельного состояния» износа деталей двигателя**, при достижении которого дальнейшая эксплуатация сопряжена с целым рядом неисправностей, возникающих из-за неудовлетворительного состояния механической части двигателя. Для деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) признаками предельного состояния износа принято считать [23]:

- 1) расход масла, превышающий 1,0 – 1,5л на 1000км пробега автомобиля;
- 2) наличие давления в картере двигателя, с которым не справляются системы отвода и вентиляции картерных газов;
- 3) большая потеря компрессии, вызванная разрушением поршневых колец и перемычек поршня.
- 4) быстрое замасливание свечей зажигания и выход их из строя;
- 5) наличие масла во впускном тракте и в выпускном коллекторе;

В описанных случаях следует прежде всего устранить дефект непосредственно самого двигателя, поскольку последующие сбои и пропуски рабочих циклов непременно скажутся и на работе СУД. При диагностике дефектов механической части двигателя необходимо придерживаться определенного порядка проведения проверок, постепенно исключая все неисправности, не характерные для данного случая, и сужающих круг поиска.

Определение неисправности неработающего двигателя представляет собой отдельную и нередко весьма трудную задачу по срав-

нению с диагностикой работающего двигателя. При проведении диагностики неработающего двигателя вначале необходимо определить причину невозможности запуска. Она может быть связана либо с поломкой механической части и навесных агрегатов двигателя, либо с неисправностью СУД. Ошибка на данном этапе проверки ведет к неоправданным затратам времени и средств на проведение ненужных работ.

По **внешним признакам** неработающего двигателя неисправности могут быть условно разделены на две основные группы: к первой группе следует отнести неисправности, при которых двигатель вращается достаточно легко (стартером, специальным ключом и т.п.), к другой – когда двигатель проворачивается с большим усилием, либо не вращается совсем.

Если двигатель легко вращается, но не заводится, то в первую очередь следует обратить внимание на сохранность ремня или цепи привода ГРМ. Предшествующая внезапная остановка двигателя может свидетельствовать об обрыве или перескакивании этих деталей на шкивах коленчатого и распределительного валов. На определенных моделях двигателей эта поломка влечет за собой потерю компрессии вследствие нарушения герметичности прилегания тарельчатых клапанов из-за их «встречи» с днищем поршня. На моделях двигателей, где предусмотрены конструктивные решения, препятствующие такой «встрече», для возобновления рабочего состояния двигателя достаточно просто заменить ремень или цепь.

Внезапная остановка двигателя также может быть вызвана отсутствием искрового разряда на свече в результате дефекта какого-либо элемента, входящего в систему зажигания или выходом из строя ДПКВ. Что касается невозможности запуска двигателя по причинам, связанным с отсутствием топливоподачи, то детальный разбор этих причин представлен в последующих разделах данного пособия.

Если коленчатый вал не вращается или проворачивается с

большим трудом, то причины неисправности заключены, как правило, в механике самого двигателя. Чтобы облегчить диагностику и сделать правильные выводы, важно знать, что предшествовало такому состоянию двигателя, например, перегрев, отсутствие давления масла, обрыв ремня ГРМ и т. п. В любом случае механическое повреждение может быть устранено только после частичной или полной разборки двигателя, либо его узлов. Описание возможных механических повреждений, более углубленная диагностика в процессе разборки и устранение механических повреждений относятся к области изучения в курсе «Эксплуатация и технология ремонта ДВС» и в настоящем пособии не рассматриваются.

Широко распространенным способом диагностирования состояния двигателя без разборки является измерение **компрессии** в цилиндрах. Обычно величина компрессии у современных двигателей находится в пределах 1,1 – 1,5 МПа и зависит от степени сжатия и особенностей конструкции газораспределительного механизма. В отличие от степени сжатия компрессия является физической величиной, показывающей максимальное давление в камере сгорания при прокрутке двигателя.

Существуют непосредственный способ измерения давления в отдельных цилиндрах при помощи компрессометра и относительный способ измерения давления путем сравнения амплитуды потребляемого тока стартером при прокрутке двигателя.

Компрессометр представляет собой манометр с обратным клапаном, на конце которого располагается либо насадка с уплотнительным резиновым конусом, либо, что более удобно, резьбовая часть для наворачивания прибора в отверстие вместо свечи зажигания. Простота и доступность использования этого прибора сделали его универсальным средством первичной диагностики дефектов механической части двигателя.

Однако далеко не всегда полученные результаты компрессии в

цилиндрах двигателя следует трактовать однозначно. Большое число факторов может повлиять на максимальное давление в цилиндре и существенно изменить выводы в результате испытаний. У двигателей с большим износом ЦПГ характерны случаи, когда большой расход масла (1.0 л и более на 1000 км пробега) сопровождается явлением «псевдокомпрессии», то есть компрессии несколько завышенной по сравнению с номинальной величиной из-за дополнительного уплотнения компрессионных колец масляной пленкой и попадания масла в камеру сгорания. С другой стороны, небольшая потеря компрессии (0,1 – 0,2 МПа) может оказаться временной и вызвана, например, попаданием частиц нагара на фаску тарелки клапана. Разброс в показаниях компрессии по результатам нескольких замеров на одном и том же цилиндре может свидетельствовать об износе направляющих втулок клапанов, так как плотность прилегания фасок клапанов к седлам в этом случае может быть различной. Уменьшение зазоров в механизме привода клапанов меньше допустимых или неисправные гидротолкатели ГРМ способны значительно снизить компрессию.

Помимо указанных эксплуатационных факторов на величину компрессии влияют факторы, связанные с условиями и методикой измерений. Поэтому при измерении компрессии следует соблюдать следующие правила:

- двигатель должен быть прогретым;
- подачу топлива следует отключить;
- вывернуть свечи во всех цилиндрах;
- частота оборотов при прокрутке стартером должна быть обеспечена не менее 120 об/мин;
- дроссельная заслонка не должна быть полностью закрытой.

При измерениях следует учитывать динамику нарастания давления. Так, если на первом такте сжатия величина давления низкая (0,3 – 0,4 МПа), а при последующих тактах возрастает, то это, как правило, свидетельствует об износе поршневых колец. Напротив, ес-

ли на первом такте достигается умеренное давление (0,7 – 0,9 МПа), а при последующих тактах эта величина практически не растет – это косвенно свидетельствует о наличии утечек через клапан или трещины в прокладке и в головке блока.

В период эксплуатации случается, что компрессия в каком-либо цилиндре минимальная или вообще отсутствует, цилиндр не работает, а свеча зажигания при этом остается чистой. Здесь почти наверняка можно утверждать, что прогорел клапан или образовалась значительная трещина на тарелке клапана. Низкая компрессия или ее отсутствие у двух смежных цилиндров указывает на вероятный прогар перемычки прокладки головки блока.

Из анализа приведенных примеров следует, что во многих случаях полученные результаты измерения компрессии можно рассматривать как относительные, направленные на поиск неисправностей в конкретных цилиндрах. При этом абсолютные значения компрессии имеют второстепенное значение.

Быстро и эффективно произвести проверку относительной компрессии в отдельных цилиндрах можно иным способом, например, с помощью осциллоскопа универсального диагностического комплекса FSA-740, предназначенного для моторной диагностики двигателя [26]. С помощью токоизмерительной щанги комплекса измеряется характер пульсаций тока, потребляемого стартером при прокрутке коленчатого вала, показанный на рис. 2 справа.

В результате получаются гистограммы амплитуды тока стартера в последовательности тактов сжатия отдельных цилиндров (рис. 2 слева). Чем больше сопротивление, оказываемое на такте сжатия какого-либо цилиндра, тем больше требуется ток и, следовательно, выше компрессия.

Представленные на рис. 2 идеальные гистограммы свидетельствуют об одинаковом значении компрессии во всех цилиндрах, что характерно для исправного двигателя. В двигателях с предполагае-

мыми дефектами нужно провести сравнительный анализ полученных минимальных и максимальных значений тока. Если разница между этими значениями составляет величину более 15 – 20 %, то цилиндры с пониженной компрессией следует подвергнуть дальнейшей проверке.

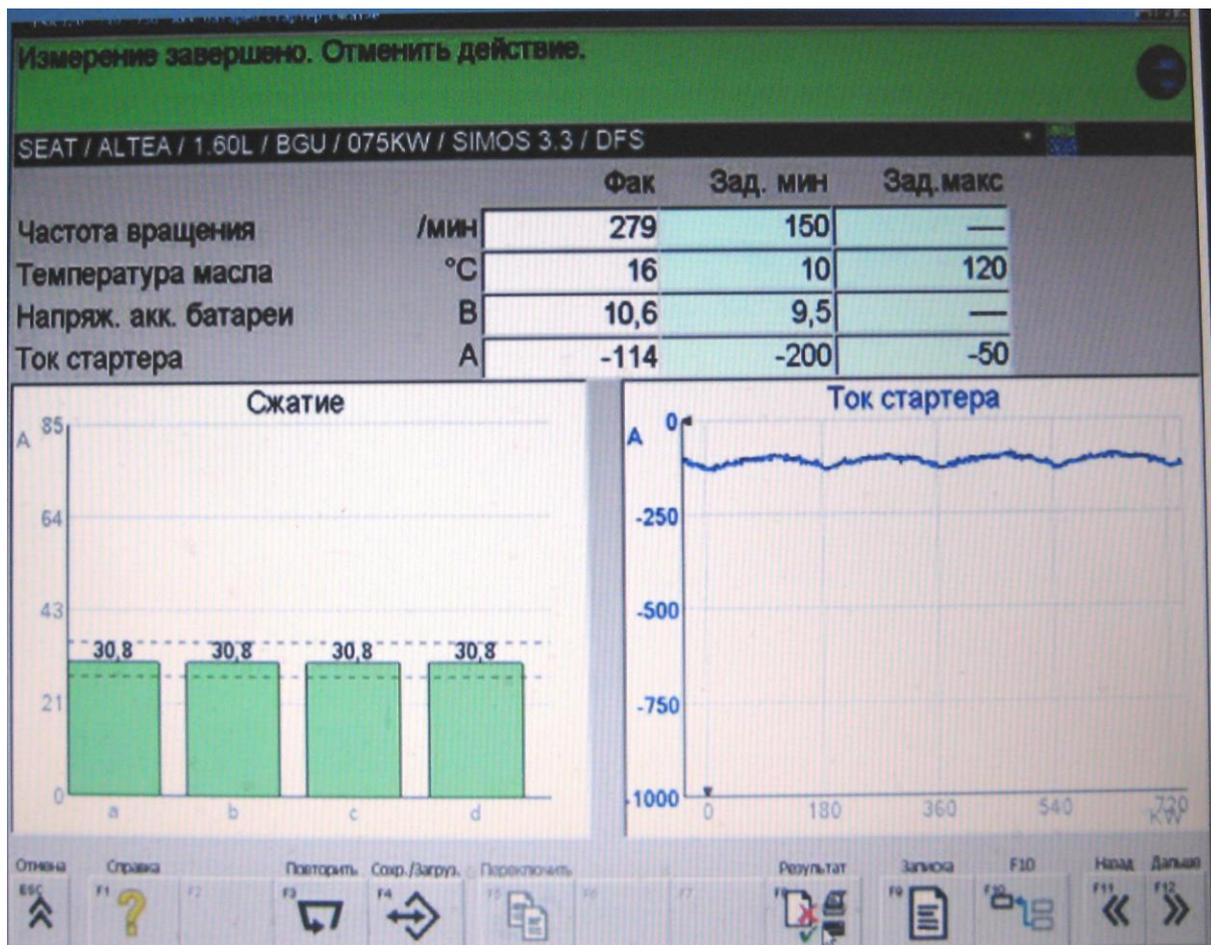


Рис. 2. Гистограммы относительной компрессии в отдельных цилиндрах двигателя.

Преимуществом данного метода является быстрота и малая трудоемкость получения относительных значений компрессии по всем цилиндрам за один цикл (5 – 10 с прокрутки стартером), что особенно удобно при диагностике многоцилиндровых двигателей.

Кроме того, описанный способ позволяет выявить дефектный цилиндр или несколько цилиндров без необходимости выкручивания свечей, что особенно важно при их неудобном расположении.

Недостатком метода является получение результатов в виде значений относительной компрессии. Чтобы получить представление об абсолютных значениях компрессии, нужно с помощью обычного компрессометра измерить ее величину хотя бы в одном цилиндре и далее путем сравнения гистограмм определить величину компрессии в каждом из цилиндров.

Если возникают сомнения в правильности постановки диагноза только по результатам измерения компрессии, целесообразно воспользоваться еще одним способом первичной диагностики состояния двигателя, а именно, измерением **давления картерных газов**. Практически каждый из проверяемых двигателей оборудован системой вентиляции или системой отбора картерных газов из полости картера во впускной трубопровод. Часть этих газов отводится за дроссельную заслонку через небольшое отверстие в зону высоких разрежений на режимах холостого хода и малых нагрузок, другая основная часть газов выводится в воздушный тракт до дроссельной заслонки.

Суммарно на всех режимах работы исправного двигателя система отвода картерных газов должна обеспечивать небольшое разрежение в полости картера (50 – 200 Па). С возрастанием износа деталей ЦПГ в связи прорывом газов в картер система отбора картерных газов не справляется с возрастанием давления в картере, из-за чего в картере создается постоянное давление. При критическом износе деталей ЦПГ происходит дальнейшее возрастание давления в картере и увеличивается расход масла. Кроме того, начинают течь сальники и прокладки, возрастает количество масляных паров в картерных газах, которые участвуют в газообменных процессах [4], выводя из строя элементы систем топливоподачи.

Указанные признаки работы характерны для «предельного со-

стояния» ЦПГ двигателя, которое влечет за собой высокую вероятность возникновения новых неисправностей. Диагностика такого двигателя только по результатам измерения компрессии не всегда дает однозначный ответ относительно степени износа, поскольку компрессия во всех цилиндрах может быть равномерной и достаточно высокой (псевдокомпрессия). К тому же расход масла может быть обусловлен не только износом ЦПГ, но и износом маслосъемных колпачков и направляющих втулок газораспределительного механизма. Дополнительная диагностика с измерением давления картерных газов помогает произвести оценку состояния ЦПГ более объективно.

Для измерений наиболее удобно воспользоваться отверстием под масляный щуп для контроля уровня масла в картере и плотно соединить его с манометром, позволяющим измерять давление и разрежение с высокой разрешающей способностью. Манометр для измерений должен быть чувствительным и иметь цену деления порядка 10 – 20 Па.

Во избежание искажений результатов диагностики перед измерением следует проверить наличие свободных от отложений отверстий и проходов для отбора картерных газов. Если воздушный фильтр сильно загрязнен, то его следует заменить. Сначала следует измерить давление на минимальных оборотах холостого хода. На этом режиме допустимо небольшое давление (10 – 30 Па) картерных газов, поскольку эффективность отбора газов невелика.

Далее, если при увеличении оборотов двигателя давление постепенно переходит в зону разрежения, то можно предположить небольшой износ деталей ЦПГ. Дальнейшее же возрастание давления будет свидетельствовать о серьезном износе деталей ЦПГ. Если результаты диагностики по замеру давления (разрежения) в картере хорошо согласуются с результатами по замеру компрессии, то вероятность постановки правильного диагноза существенно возрастает.

2.2. ДИАГНОСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ НА ХОЛОСТОМ ХОДУ

Режим холостого хода (ХХ) занимает видное место в общем объеме эксплуатационных режимов работы двигателя. При испытаниях автомобилей по стандартным ездовым циклам Европы, Японии, и США значительную долю времени (25 – 30 %) двигатель работает на ХХ. От правильной работы двигателя на этом режиме во многом зависит эксплуатационный расход топлива, экологические показатели, комфортность автомобиля.

Неисправности, связанные с работой двигателя на ХХ могут проявляться в виде:

- **полного его отсутствия;**
- **периодического заглохания;**
- **неустойчивой работы;**
- **повышенной частоты вращения.**

Условия работы двигателя на режиме ХХ различны для систем с внешним смесеобразованием и систем с непосредственным впрыском топлива. В системах с внешним гомогенным смесеобразованием регулировка холостого хода производится как изменением **количества смеси**, так и изменением ее **качественного состава**. В системах с непосредственным впрыском и послойным смесеобразованием регулирование осуществляется за счет изменения массы впрыскиваемого топлива.

Независимо от типа системы топливоподачи, режим работы двигателя с внешним смесеобразованием на ХХ характеризуется весьма малыми величинами расхода смеси и большим перепадом давлений до и после дроссельной заслонки. Например, для обеспечения работы на ХХ при $n = 700 \div 800$ об/мин двигателю с рабочим объемом $V_h = 1500 \div 1800$ см³ в среднем требуется смесь с расходом воздуха $G_B = 8 \div 12$ кг/ч и расходом топлива $G_T = 0,6 \div 0,9$ кг/ч. Значения расходов компонентов смеси варьируются в ту или иную сторону в зависимо-

сти от рабочего объема двигателя, системы питания и состава смеси. Также отличительной особенностью режима ХХ для двигателей с внешним смесеобразованием является критический перепад давлений ($\Delta P_k = 60 - 70$ кПа) до и после дроссельной заслонки, при котором достигается практически максимум расхода воздуха для конкретного положения дроссельной заслонки (так называемый эффект запираания воздушного потока) [13, 15].

Эти особенности создают предпосылки для значительного спектра возможных нарушений работы двигателя именно на режимах ХХ. Сравнительно небольшие отклонения в расходах топлива и воздуха в абсолютных значениях вызывают существенное изменение состава смеси, которое приводит к неустойчивой работе, повышенному содержанию вредных веществ в ОГ и даже к заглоханию двигателя.

В ранее разработанных карбюраторных системах и системах впрыска количественная регулировка ХХ производится изменением положения заслонки, либо за счет изменения сечения специального обводного (байпасного) канала, вход и выход которого расположены до и после дроссельной заслонки соответственно. Первый вариант регулирования применяется в большинстве конструкций карбюраторов более старых моделей и регулировка производится с помощью так называемого винта упора. Позже, с внедрением электронных средств управления появляются электронно-регулируемые дроссельные заслонки в ограниченном диапазоне малых угловых перемещений, в которых совмещаются функции регулирования и стабилизации значений n как на режиме ХХ, так и на пусковых режимах работы двигателя. Примером таких конструкций являются карбюратор Bosch Electronic или система центрального впрыска Mono-Jetronic [12].

В качестве примеров второго варианта регулирования могут служить карбюраторные системы (К-151, ВАЗ-2107) с автономной системой холостого хода (АСХХ) и целый ряд систем впрыска (L-Jetronic, LH-Jetronic и др.), где количество смеси или воздуха регули-

руется вручную специальным винтом.

В более поздних вариантах систем впрыска в качестве автоматических регуляторов холостого хода (РХХ) используются автономные электронно-управляемые устройства, которые помимо своей основной функции по регулировке и стабилизации режима холостого хода несут дополнительную функцию по обеспечению режимов холодного пуска и прогрева. В двигателях значительного рабочего объема используются РХХ золотникового типа с реверсным электродвигателем (рис. 3), а в двигателях меньшего объема (до 1800 см³) часто используются регуляторы в виде прямолинейно перемещающегося конуса с шаговым электродвигателем (рис. 4).

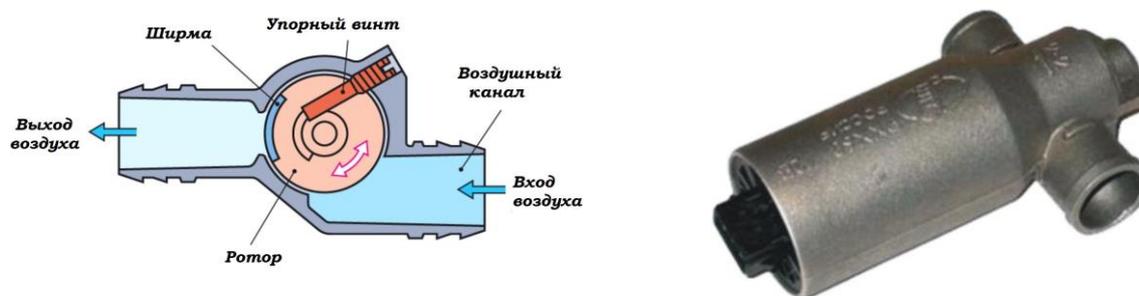


Рис. 3. РХХ золотникового типа с реверсным электродвигателем.

Во всех вышеперечисленных системах все нагрузочные режимы работы двигателя, определяемые степенью открытия дроссельной заслонки с помощью механического привода, остаются под контролем водителя.

Дальнейшее стремление к автоматизации процесса управления как двигателем, так и автомобилем в целом, способствовало появлению так называемого «электронного дросселя», используемого в настоящее время в большинстве современных конструкций.

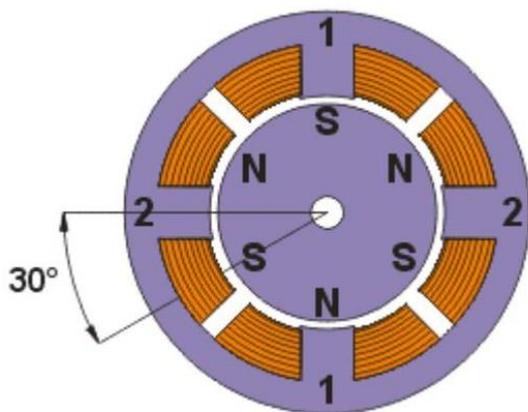


Рис. 4. РХХ с шаговым электродвигателем.

Управляемая электродвигателем дроссельная заслонка во всем диапазоне угловых перемещений выполняет функции, которые раньше возлагались на водителя. Манипулируя «электронной» педалью газа с 2-мя потенциометрическими дорожками, водитель только обозначает желание ускориться, двигаться с постоянной скоростью или перейти в режимы торможения двигателем или холостого хода. Все угловые перемещения дроссельной заслонки выполняются по командному сигналу от ЭБУ.

Таким образом, следует отметить неоспоримый факт, что поворотная пластинчатая заслонка в канале круглого сечения нашла применение в качестве основного дозатора воздуха или топливно-воздушной смеси в подавляющем большинстве конструкций систем питания бензиновых двигателей. В связи с тем, что многие нарушения работы двигателя на режиме ХХ вызваны как раз отклонениями в подаче воздуха, влияние параметров узла дросселирования на расход воздуха следует рассмотреть подробнее. На рис. 5 изображена типовая схема расположения элементов дроссельной заслонки (ДЗ) и обводного канала (при его наличии) в воздушном канале, с помощью которой можно определить составляющие суммарного количества воздуха при его малых расходах.

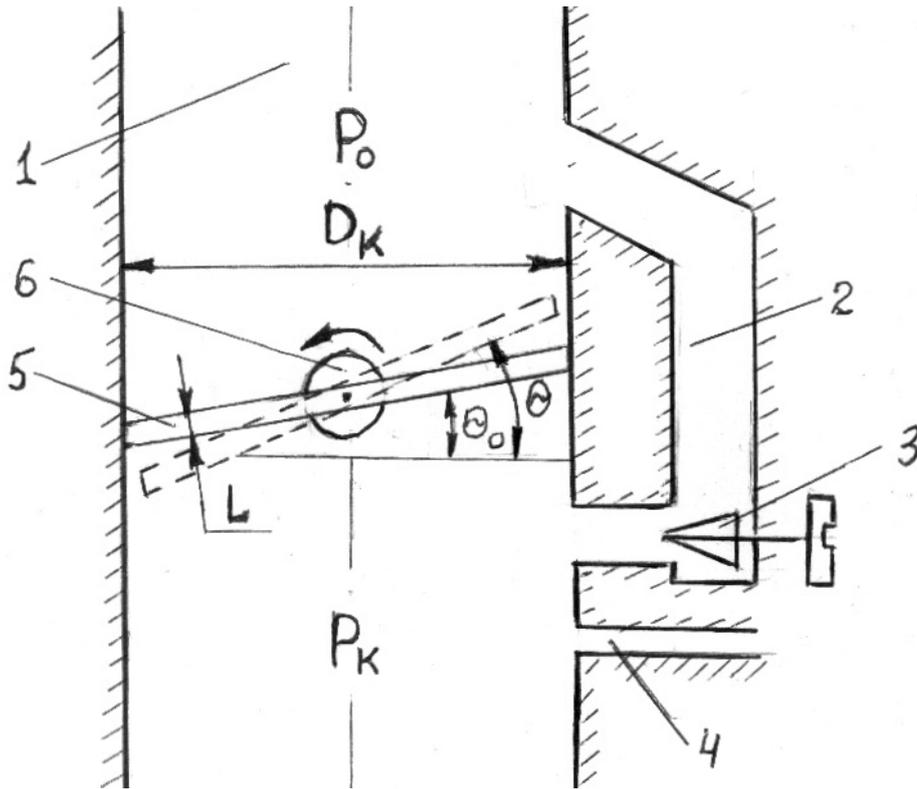


Рис. 5. Схема расположения элементов узла ДЗ: 1 – главный воздушный канал; 2 – обводной (байпасный) канал; 3 – винт регулировки воздуха (смеси) через обводной канал; 4 – канал для отвода картерных газов; 5 – ДЗ; 6 – ось ДЗ

В зависимости от вида системы питания и особенностей конструкций суммарный расход воздуха $G_{ВХХ}$ на режиме ХХ складывается из следующих величин:

$$G_{ВХХ} = G_{ВК} + G_{ВП} + G_{ВКГ} + G_{Вок} + G_{Вэ}, \quad (7)$$

где $G_{ВК}$ – расход воздуха через воздушный канал при открытии заслонки на текущий угол θ ; $G_{ВП}$ – расход воздуха (перетечки) через неплотное прилегание кромок заслонки к стенке воздушного канала и через технологический зазор в оси заслонки; $G_{ВКГ}$ – расход воздуха, который поступает вместе с картерными газами через отверстие для отбора картерных газов; $G_{Вок}$ – расход воздуха, поступающего через

обводной канал; $G_{Вэ}$ – расход воздуха через эмульсионный канал СХХ (только для карбюраторов).

В системах, где отсутствует обводной (байпасный) канал, регулировка расхода воздуха $G_{Вк}$ для обеспечения ХХ производится только за счет углового перемещения ДЗ. Текущий угол открытия заслонки θ следует отсчитывать от установочного положения ДЗ с углом θ_0 , регулируемого с помощью технологического винта упора для предотвращения заедания в начальный момент открытия. Величина расхода $G_{Вп}$ на холостом ходу в основном обусловлена неплотным прилеганием заслонки в положении θ_0 и обычно находится в пределах 1 – 2 кг/ч. Значительный износ оси дроссельной заслонки может внести существенные коррективы в значение $G_{Вп}$ и нарушить баланс составляющих суммарный расход воздуха $G_{Вхх}$. Расход воздуха $G_{Вкг}$, который поступает вместе с картерными газами через отверстие диаметром 1 – 1,5 мм, обычно не превышает значения 1 кг/ч. Следует учитывать, что на изношенных двигателях высока вероятность засорения этого отверстия зольными отложениями.

При наличии обводного канала регулировка режима ХХ осуществляется с помощью изменения расхода воздуха через обводной канал $G_{Вок}$. За исключением аварийных режимов эта штатная регулировка не предусматривает дублирование регулировки ХХ за счет изменения значения $G_{Вк}$. Небольшой расход воздуха $G_{Вэ}$ (не более 1 кг/ч) через выходной эмульсионный канал СХХ в уравнении (7) учитывается только для карбюраторных систем питания.

Для более детального изучения факторов, влияющих на нарушения работы двигателя на режиме ХХ необходимо установить количественное соотношение слагаемых в уравнении (7).

Если регулирование или поддержание постоянства n на ХХ осуществляется изменением положения ДЗ, то при критическом перепаде давлений до и после ДЗ, характерном для режима ХХ, расход воздуха можно приближенно вычислить по формуле [15]:

$$G_{ВК} = \mu_{ВК} \cdot F_{К} \sqrt{\alpha_{К} \cdot P_0 \cdot \rho_{В}}, \quad (8)$$

где $F_{К}$ – площадь проходного сечения (сечения в свету) открытой части воздушного канала; $\alpha_{К}$ – газогидравлическая постоянная, характеризующая условия запираания в узле дросселирования; $\mu_{ВК}$ – коэффициент расхода через проходное сечение воздушного канала; P_0 – давление до дроссельной заслонки; $\rho_{В}$ – плотность воздуха. Для практических расчетов величины $\alpha_{К}$ и $\mu_{ВК}$ можно считать постоянными для минимальных углов открытия дроссельной заслонки и равными 0,47 и 0,9 соответственно [15].

Во многих случаях толщина дроссельной заслонки L сопоставима с диаметром воздушного канала $D_{К}$. Поэтому при малых углах открытия для более точных расчетов открытого сечения дроссельного узла $F_{К}$, состоящего по сути из двух серповидных щелей между заслонкой и стенкой воздушного канала, целесообразно использовать следующее выражение:

$$F_{К} = \frac{\pi D_{К}^2}{4} \left[1 - \frac{\cos \theta}{\cos \theta_0} - \frac{L \sin(\theta - \theta_0)}{D_{К} \cos \theta_0} \right], \quad (9)$$

Где θ_0 – установочный угол закрытой дроссельной заслонки; θ – текущий угол открытия дроссельной заслонки.

При наличии обводного канала все регулировочные операции на ХХ осуществляются при закрытой дроссельной заслонке за счет изменения площади проходного сечения канала. Расход воздуха через обводной канал $G_{Вок}$ можно приближенно рассчитать по формуле, подобной формуле (8) для критического перепада давлений до и после ДЗ:

$$G_{Вок} = \mu_{Вок} F_{ок} \sqrt{\alpha_{ок} P_0 \rho_{В}}, \quad (10)$$

где $\mu_{\text{вок}}F_{\text{ок}}$ – эффективное проходное сечение открытой части обводного канала; $\alpha_{\text{ок}}$ – газогидравлическая постоянная, зависящая от формы сечения $F_{\text{ок}}$ в условиях критического перепада давлений;

Таким образом в уравнении баланса суммарного расхода воздуха (7) для систем впрыска следует учитывать либо значение $G_{\text{Вк}}$, либо значение $G_{\text{Вок}}$ (при наличии обводного канала). Эти составляющие в основном обеспечивают массу воздуха, необходимую для работы двигателя на ХХ. Некоторое влияние на режим ХХ оказывают $G_{\text{Вп}}$ и $G_{\text{Вкг}}$, которые в абсолютных величинах не должны превышать значений 2,0 кг/ч и 1,0 кг/ч соответственно. Так называемые перетечки через закрытую дроссельную заслонку и ось заслонки, в сумме составляющие величину $G_{\text{Вп}}$, прибавляются к $G_{\text{Вок}}$, либо к $G_{\text{Вк}}$ в зависимости от конструктивных особенностей системы питания и учитываются расходомером воздуха при расчете длительности управляющего импульса на форсунки. Воздух, поступающий вместе с картерными газами, через отверстие 4 (рис. 5) следует учитывать в общем расходе воздуха на ХХ $G_{\text{Вхх}}$, поскольку его расход (около 1 кг/ч) оказывает определенное влияние на состав смеси.

Приведенный анализ составляющих расхода воздуха позволяет облегчить поиск неисправностей при нарушении режимов работы на ХХ в двигателях с внешним смесеобразованием. Из этого анализа следует вывод, что небольшие отклонения в подаче воздуха могут сильно сказаться на соотношении топлива и воздуха, поскольку общее количество этой смеси на режимах ХХ невелико.

От количества подаваемого воздуха, а, следовательно, и смеси в первую очередь зависит значение n на ХХ. Если по какой-либо причине $G_{\text{Вхх}}$ значительно превышает оптимальное значение, необходимое для обеспечения минимальных оборотов двигателя n_{min} , то отрегулировать устойчивую работу двигателя на ХХ с n_{min} будет невозможно из-за чрезмерного обеднения смеси. В этом случае увеличение

массы подаваемого топлива приведет только к возрастанию оборотов двигателя, что и происходит в случае заедания ДЗ или регулятора ХХ (РХХ) в открытом положении.

Повышенные обороты ХХ также могут быть вызваны СУД специально в случае перехода на аварийный режим работы двигателя. Например, при выходе из строя ДМРВ или ДПДЗ, ЭБУ выдает команду на РХХ и двигатель начинает работать с повышенными оборотами на ХХ. То же самое происходит в системах с электронно-управляемой ДЗ.

Одной из самых распространенных причин неудовлетворительной работы двигателя на ХХ является **неконтролируемый подсос воздуха** в различные участки впускного тракта. Наиболее неприятные последствия вызывает подсос воздуха в задроссельное пространство впускного тракта, где наблюдается критический перепад давлений. При таком перепаде давлений подсос воздуха через отверстие с сечением, равновеликим отверстию с диаметром 2 – 3 мм, составит величину порядка 1,5 – 3 кг/ч, сопоставимую с величиной $G_{ВХХ}$. На практике случается, что в результате разгерметизации впускного тракта из-за неплотного прилегания прокладок, разрыва или повреждения вакуумных шлангов, выпадения заглушек и других дефектов, смесь обедняется настолько, что отрегулировать устойчивую работу двигателя на n_{min} становится практически невозможно. В этом случае обязательно нужно найти место подсоса и устранить его, прежде чем предпринимать какие-либо другие меры для исправления дефекта.

При отсутствии специального диагностического оборудования факт подсоса воздуха помогает определить измерение разрежения обычным вакуумметром. При устойчивой работе двигателя на n_{min} разрежение во впускном трубопроводе составляет величину порядка 60 – 65 кПа. Уменьшение разрежения на 10 – 15 кПа обычно сопровождается неустойчивой работой и позволяет с большой долей вероятности предположить наличие подсоса воздуха.

Большое значение имеет место подсоса воздуха относительно геометрии впускного трубопровода. Если подсос происходит до разветвления впускного трубопровода, смесь обедняется равномерно во всех цилиндрах. При подсосе воздуха в одну из секций трубопровода, например, через шланг вакуумного усилителя тормозов, происходит перераспределение воздушного потока и связанное с ним обеднение смеси в одном или двух цилиндрах. В результате чего на режиме ХХ в этом цилиндре (цилиндрах) наблюдаются пропуски воспламенения смеси, а в некоторых случаях полное выключение его из работы. Определить визуально, в каком цилиндре происходит это явление, помогает последовательное отключение зажигания в цилиндрах при работе двигателя на ХХ. Если при отключении какого-либо цилиндра характер работы двигателя не меняется или меняется незначительно, то, следовательно, в этот цилиндр попадает лишний воздух.

В современных СУД программа обнаружения ошибок информирует конкретно, в каком цилиндре (цилиндрах) наблюдаются пропуски воспламенения, не указывая при этом, чем они были вызваны. Пропуски воспламенения могут быть вызваны и другими причинами, например, потерей компрессии, неисправностью форсунки, перебоями в системе зажигания. Поэтому, если есть сомнение в правильности диагноза, необходимо проводить комплексную диагностику для выявления истинной причины пропусков воспламенения в отдельных цилиндрах.

В системах впрыска подсос воздуха снаружи на участке впускного тракта от расходомера воздуха до ДЗ практически не оказывает влияния на суммарный расход воздуха на ХХ. Однако он оказывает влияние на формирование длительности импульса на форсунку, поскольку уменьшает поток воздуха от воздушного фильтра к расходомеру. Чем больше воздуха подается в эту зону, тем больше обедняется смесь на ХХ. При разрыве или отсоединения этого участка двигатель вообще может заглохнуть. Если в этом случае отключить

расходомер воздуха, то двигатель будет работать в аварийном режиме по сигналу ДПДЗ.

Эффект влияния перетечек воздуха помимо расходомера воздуха используется при регулировке состава смеси на ХХ с n_{\min} в старых системах впрыска с регулируемым байпасным каналом, в котором входное отверстие располагается до расходомера, а выходное за расходомером.

Приведенные примеры показывают, что появление **неконтролируемого подсоса воздуха**, в зависимости от его количества и места, во всех системах с внешним смесеобразованием вызывают существенные дефекты, которые выражаются в повышенных оборотах ХХ, неустойчивой работе и заглоханию двигателя на ХХ. Как правило, эти дефекты не удается полностью компенсировать за счет других регулировок и мероприятий без устранения причин их возникновения.

На двигателях с непосредственным впрыском аналогичный небольшой подсос воздуха во впускной тракт за дроссельной заслонкой не вызывает столь значительных нарушений в работе, поскольку перепад давления до и после дроссельной заслонки в несколько раз меньше и количество подсасываемого воздуха, соответственно, намного меньше. Кроме того, небольшое увеличение количества воздуха в камере сгорания практически не влияет на сам процесс сгорания при послойном распределении смеси на ХХ.

Диагностика дефектов, вызванных подсосом воздуха в задросьельное пространство, как было показано выше, практически идентична для всех систем питания с внешним смесеобразованием. Однако причин дефектов, обозначенных в начале раздела 2.2. пособия, на самом деле гораздо больше. Причем, эти причины могут иметь общий характер, а могут быть характерны только для конкретных систем питания. Следует отметить, что речь идет о дефектах, связанных в основном с режимом ХХ и в некоторой степени оказывающих влияние

на режимы малых нагрузок.

Полное отсутствие режима ХХ с n_{\min} при удовлетворительном протекании других рабочих режимов работы двигателя, как правило, вызвано либо недостаточным количеством смеси, либо составом смеси, выходящим за пределы воспламеняемости. В большинстве конструкций карбюраторов и в системах впрыска без λ -зонда имеется возможность ручной регулировки количества и состава смеси. Неправильное положение регулировочных винтов, при котором нормальный режим ХХ не воспроизводится, нельзя считать дефектом. Здесь просто требуется квалифицированная помощь по настройке оптимального режима ХХ при n_{\min} . При этом желательно использование газоанализатора с возможностью измерения СО и СН или, по крайней мере СО, как компонента, однозначно зависящего от состава смеси.

В карбюраторных системах самой распространенной причиной отсутствия режима ХХ с n_{\min} является **засорение топливного жиклера ХХ (ТЖХХ)**, который присутствует во всех карбюраторах эмульсионного типа. Как известно [10, 13], для обеспечения режима ХХ с n_{\min} требуется минимальный расход топлива, который определяется как:

$$G_{ТХХ} = \mu_{ж} f_{ж} \sqrt{2\Delta P_{ж} \rho_{т}}, \quad (11)$$

где $G_{ТХХ}$ – расход топлива через ТЖХХ; $\mu_{ж} f_{ж}$ - эффективное проходное сечение ТЖХХ; $\Delta P_{ж}$ – перепад давления на жиклере; $\rho_{т}$ – плотность топлива.

Чтобы избежать побочных факторов влияния на процесс истечения топлива через ТЖХХ, нужно создать перепад давлений $\Delta P_{ж}$ не меньше, чем 200 – 300 Па. Поэтому для обеспечения режима с n_{\min} в системах ХХ приходится выбирать ТЖХХ очень малого диаметра, порядка 0,35 – 0,55 мм. Вероятность перекрытия мелкими частицами различного происхождения калибровочной части таких жиклеров во

много раз выше, чем главных топливных жиклеров. Частичное засорение ТЖХХ может приводить к неустойчивой работе, а полное, соответственно, просто к отсутствию ХХ.

В связи с распространенностью данного дефекта во многих конструкциях предусмотрен облегченный доступ к ТЖХХ с возможностью его извлечения и очистки без предварительной трудоемкой разборки. Существуют модели карбюраторов, с компоновкой дозирующих элементов, способствующей засорению жиклеров по сравнению с традиционными компоновками. Примером такой модели может служить карбюратор ДААЗ – 2108, у которого главные топливные жиклеры установлены почти на дно поплавковой камеры, в узкий канал, соединяющий обе секции поплавковой камеры. Вероятность засорения ТЖХХ и даже главного топливного жиклера в такой конструкции намного выше, чем в карбюраторах, где главные топливные жиклеры приподняты над дном поплавковой камеры.

Также к отсутствию ХХ приводит **подсос воздуха в каналы СХХ**, обедняя смесь до значений, при которых воспламенение невозможно. Этот дефект может быть вызван разрывом прокладки или просто неплотным соединением сопрягаемых корпусных деталей по длине воздушного или эмульсионного каналов СХХ карбюратора.

Если неустойчивая работа или заглохание двигателя на режиме ХХ происходит по причинам, связанным с очень сильным обогащением смеси, то такие нарушения сопровождаются повышенным расходом топлива, значительным увеличением выбросов токсичных компонентов СО и СН, выходом из строя свечей зажигания и другими дефектами, связанными с отложениями нагара.

Негерметичность запорной иглы поплавкового механизма или неправильно отрегулированный уровень топлива приводит к переполнению поплавковой камеры и переливу топлива через распылитель малого диффузора в главный воздушный канал карбюратора. Происходит переобогащение смеси на ХХ, которое вызывает вышена-

званные дефекты. Превышение оптимального количества топлива $G_{ТХХ}$ в 2 – 3 раза приводит к заглоханию двигателя и последующему затрудненному запуску.

Подобные нарушения работы двигателя, связанные с переобогащением смеси на ХХ, возникают, например, при **негерметичном уплотнении ТЖХХ** по кромке топливного канала или **повреждении мембраны экономайзера мощностных режимов**, разделяющей емкость, заполненную топливом, от камеры с высоким разрежением.

Кроме перечисленных типовых дефектов, вызывающих серьезные нарушения работы на ХХ, существует довольно значительное количество не типовых дефектов, свойственных конкретным моделям карбюраторов, в той или иной мере влияющих на режим ХХ. Однако анализ этих дефектов выходит за рамки данного пособия.

Специфика работы систем гидромеханического впрыска К-Jetronic и KE-Jetronic [17] накладывает весьма жесткие ограничения на процесс регулирования состава смеси при работе двигателя на ХХ. Процесс дозирования топлива в этих системах осуществляется через калиброванные дозирочные каналы 6 (рис. 6) в виде щели длиной 5мм и шириной всего 0,2 мм. Подача и расход топлива в каждый цилиндр определяется величиной открытого сечения дозирочного канала, управляемого кромкой управляющего поршня 4 и перепадом давления в дифференциальных клапанах. Полное открытие дозирочного канала 6 соответствует режиму полной мощности, а минимальное – режиму ХХ с n_{min} . При этом часовой расход топлива на режиме полной мощности примерно в 18 – 20 раз превосходит расход на ХХ. Следовательно, для обеспечения работы двигателя на ХХ с n_{min} , нужно приоткрыть дозирочный канал всего на величину 0,25 – 0,30 мм. Регулировка состава смеси на ХХ в вышеуказанных системах достигается путем изменения положения управляющей кромки управляющего поршня относительно напорной шайбы 2 расходомера воздуха 1. Изменение этого положения производится с помощью спе-

циального винта регулировки состава смеси 5. Перемещение управляющего поршня указанным винтом даже на 0,1 мм вверх или вниз способно кардинально изменить состав смеси и характер работы двигателя на ХХ. Из-за такой чувствительности системы в эксплуатации часто возникает нестабильность работы на ХХ, которая требует частой дополнительной регулировки состава смеси, желательно с использованием газоанализатора.

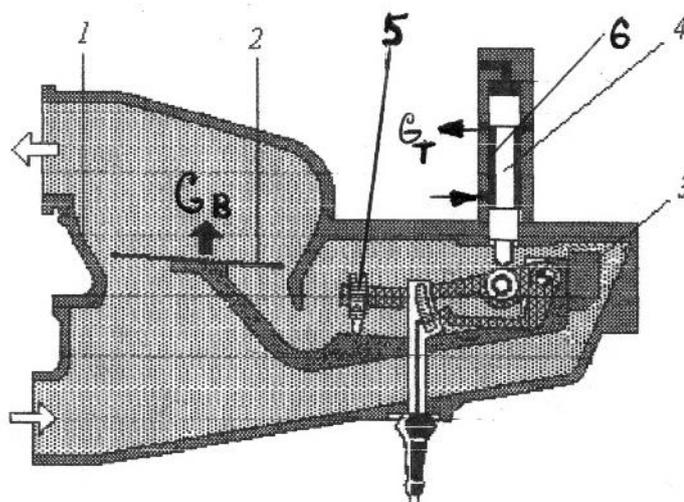


Рис. 6. Схема взаимодействия расходомера воздуха и управляющего поршня системы впрыска KE-Jetronic: 1 – расходомер воздуха; 2 – напорная шайба расходомера воздуха; 3 – рычаг взаимодействия; 4 – управляющий поршень; 5 – винт регулировки состава смеси на ХХ; 6 – дозирующий канал.

В системах впрыска с электронным управлением при наличии обводного канала, управляемого РХХ, нарушения на ХХ часто связаны с рассогласованием положения ДПДЗ и положения управляющего элемента РХХ. Если угловое положение ДПДЗ при закрытой ДЗ превышает 1° , то двигатель переходит на режим повышенных оборотов на ХХ за счет большего открытия клапана РХХ. Этого недостатка лишены системы с электронной ДЗ, поскольку роль регулятора режима на ХХ выполняет сама заслонка.

На двигателях со значительной наработкой часты случаи заклинивания регулирующего элемента РХХ в открытом или закрытом положении, вызывающие либо повышенные обороты ХХ, либо заглохание двигателя. При использовании электронной ДЗ возможны случаи заедания кромки ДЗ в воздушном канале при малых углах открытия, которые также приводят к повышенным оборотам или к заглоханию двигателя на ХХ. Причинами этих дефектов являются механический износ подвижных деталей, а также твердые отложения, образованные потоком картерных газов и препятствующие свободному перемещению управляемых элементов исполнительных устройств.

Использование λ -зонда в качестве регулятора состава смеси позволяет сократить количество дефектов, включая дефекты на ХХ, связанных с возможными отклонениями состава смеси. Эти отклонения могут быть вызваны, например, ошибочным значением сигнала от ДМРВ или ДАД. С помощью λ -управления состав смеси корректируется и система управления адаптируется к внешним изменениям. Если в результате какого-либо дефекта происходит значительное (более 20%) обеднение или обогащение состава смеси на ХХ, то полной адаптации не получается.

Неисправность самого управляющего λ -зонда до нейтрализатора может спровоцировать значительные дефекты в работе двигателя, включая режимы ХХ. Если рассматривать ранние модели систем впрыска, то при выходе из строя λ -зонда его постоянный низкий уровень сигнала напряжения воспринимается СУД как показатель обедненной смеси. На основании этой информации в СУД формируется сигнал управляющего импульса на форсунки значительно больше оптимального. В результате этого двигатель на всех режимах, включая ХХ, начинает работать на обогащенном составе смеси. В современных системах впрыска при выходе из строя управляющего λ -зонда СУД переводит работу двигателя в аварийный режим с осредненными значениями длительности управляющего импульса на форсунки.

2.3. ДИАГНОСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ, ВЛИЯЮЩИХ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И ВЫБРОСЫ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ.

В качестве основного критерия экономичности работы двигателя на нагрузочных режимах принято считать минимальный удельный расход $g_{e \min}$, то есть массовый расход топлива за единицу времени, отнесенному к развиваемой на этих режимах эффективной мощности, обычно измеряемый в г/(кВт·ч). На режиме ХХ экономичность работы двигателя определяется по часовому расходу топлива в единицах кг/ч или л/ч. Величина $g_{e \min}$ для конкретного режима работы рассматриваемого двигателя зависит от большого количества конструктивных и эксплуатационных факторов. Поэтому для проверки серийно выпускаемых двигателей, а также двигателей с определенным периодом эксплуатации предусмотрены несколько важных режимов работы двигателей, при которых сравниваются показатели $g_{e \min}$ реальных двигателей со значениями, указанными в технических условиях.

Однако, при эксплуатации автомобильных двигателей способы оценки экономичности по значениям $g_{e \min}$ практически не применимы, так как они предусматривают демонтаж и проверку двигателей только в стендовых условиях. В условиях эксплуатации более приемлемой оказывается оценка топливной экономичности автомобильных двигателей по результатам сравнительных дорожных испытаний и испытаний автомобиля по стандартным ездовым циклам [9]. Первоначально стандартные ездовые циклы были разработаны для контроля предельно допустимой токсичности ОГ. На их основе Европейским союзом (ЕС) были введены в действие стандарты на предельную токсичность ОГ, начиная с норм Евро 1 по действующие в настоящее время нормы от Евро 4 до Евро 6.

В большинстве стран ЕС и в России существуют **ездовые циклы**, разработанные для городского и загородного движения, а

также смешанные циклы, объединяющие режимы движения в городских и загородных условиях [17], примером которых служит ездовой цикл, изображенный на рис. 7. Этот цикл разделен на 2 части: **городской ездовой цикл** и **загородный ездовой цикл**. Городской цикл состоит из 4-х стадий, выполняемых без перерывов. Общая длительность городского цикла составляет 780 с, а путь, пройденный автомобилем за этот цикл, равен 4,05 км. Средняя скорость движения составляет 18,7 км/ч при максимальной скорости, равной 50 км/ч. После завершения испытаний по городскому ездовому циклу начинается загородный цикл (правая часть на рис. 7), включая скорость 120 км/ч. Эта часть цикла продолжается 400 с, а пройденный путь составляет почти 7 км. До начала проверки на нормы токсичности ОГ автомобиль должен находиться при определенной температуре как минимум 6 часов.

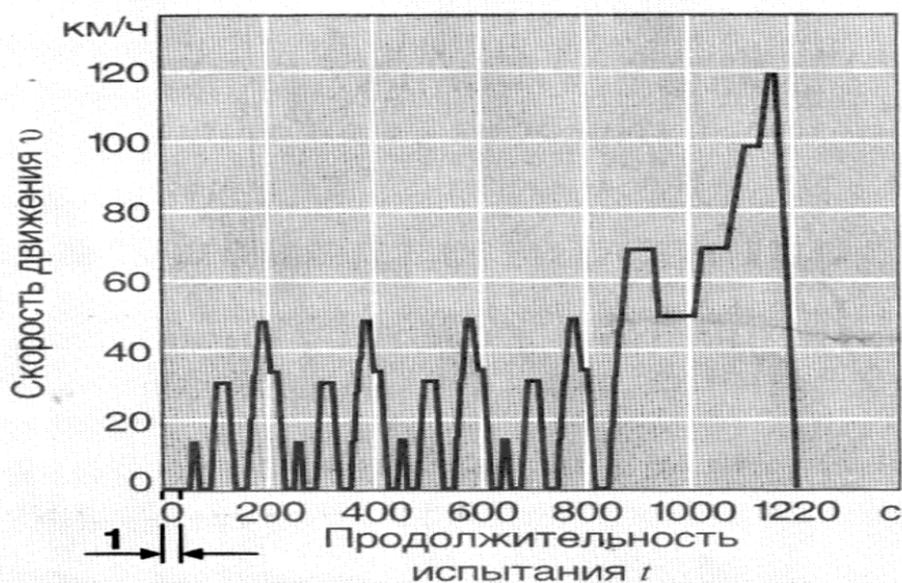


Рис. 7. Европейский ездовой цикл ЕС/ЕЭК

В США и Японии введены свои нормы предельно допустимой токсичности, проверяемые по своим стандартным ездовым циклам.

Для оценки топливной экономичности испытания по опреде-

лению расхода топлива проводятся по аналогичным ездовым циклам. Измерения производятся по сумме нескольких таких циклов либо с помощью расходомера топлива, либо на основе массового содержания углерода, содержащегося в собранном объеме ОГ. Обычно такие измерения проводятся на стенде с беговыми барабанами, но для определения расхода топлива допускаются и дорожные испытания.

Кроме того, топливную экономичность во многих европейских странах и в России оценивают при движении автомобиля с постоянной скоростью (90 км/ч и 120 км/ч). На основании статистической обработки полученных результатов испытаний определяются базисные данные о расходе топлива автомобиля (в л/100 км) с соответствующим двигателем в городских и загородных условиях эксплуатации. Эти данные заносятся в технические характеристики автомобиля с поставляемым двигателем и служат важным ориентиром для потребителя.

К оценке топливной экономичности двигателя и автомобиля самими потребителями следует относиться осторожно, поскольку субъективная оценка расхода топлива в тех или иных условиях эксплуатации часто не совпадает с объективной. Объективная оценка формируется только на основании данных, полученных в результате стендовых или дорожных испытаний квалифицированным персоналом специализированных лабораторий. Потребитель, как правило, выражает свое субъективное мнение о расходе топлива за какой-либо период эксплуатации или за пройденный маршрут. Для одних и тех же исправных моделей автомобилей расход топлива за определенный маршрут может различаться на 50 % и более в зависимости от времени года, времени суток, манеры вождения и других факторов. Например, если на протяжении относительно короткого маршрута в городском движении легковой автомобиль среднего класса целый час стоял в пробках, то, как минимум, один литр топлива следует вычесть из среднего расхода топлива, чтобы более объективно оценить эконо-

мичность автомобиля на этом маршруте.

Для анализа влияния различных неисправностей и факторов на показатели экономичности и токсичности работы двигателя их удобно разделить на две группы. Первая группа связана с дефектами механической части двигателя, а вторая обусловлена неисправностями СУД, в первую очередь, систем топливоподачи и зажигания.

К первой группе в основном следует отнести износ деталей ЦПГ, КШМ и ГРМ. Естественно, что степень влияния износа на показатели экономичности и токсичности зависит от степени износа указанных узлов двигателя. Кроме того, в определенных случаях дефекты механической части двигателя способствуют выходу из строя элементов СУД, которые в свою очередь также влияют на экономические и токсические показатели.

При приближении ЦПГ к «предельному состоянию» значительно снижается термодинамический КПД в силу нескольких причин [23]. Во-первых, на такте сжатия происходит утечка заряда смеси через изношенные поршневые кольца. Во-вторых, процесс сгорания смеси сопровождается дополнительными тепловыми потерями за счет увода теплового потока в цилиндр и картер двигателя. В-третьих, наличие масляных паров, остаточных газов и увеличенное количество картерных газов ухудшает процесс сгорания топлива. Помимо всего, продукты сгорания масла частично оседают на рабочих поверхностях нейтрализаторов ОГ и λ -зонда, выводя их из строя, а также в виде тяжелых углеводородов выбрасываются с ОГ.

Износ деталей ГРМ также оказывает негативное влияние на показатели экономичности и токсичности ОГ. Недостаточно плотное прилегание тарельчатых клапанов к седлам снижает компрессию и способствуют увеличению содержания остаточных газов в камере сгорания, из-за чего понижается термодинамический КПД двигателя и повышается расход топлива. Снижение компрессии даже на 200 – 300 кПа в одном из цилиндров вызывает пропуски воспламенения в этом

цилиндре на режимах ХХ и малых нагрузок, увеличивая расход топлива и выбросы СН.

Также при большом износе ЦПГ и КШМ значительно возрастают силы трения как в сопряжении поршней с цилиндрами, так и в подшипниках коленчатого вала из-за утери масляного гидродинамического клина. Эти факторы способствуют увеличению мощности механических потерь и, следовательно, повышению эксплуатационного расхода топлива.

В данном пособии не ставилась цель дать более подробный анализ влияния дефектов механической части двигателя на показатели экономичности и токсичности, поскольку изучение данного вопроса в большей степени представлено в курсах «Технология ремонта ДВС» и «Техническая эксплуатация ДВС». Исходя из приближенной оценки опыта эксплуатации автомобильных двигателей, считается обычным факт повышения расхода топлива на 10 – 15 % у автомобиля с пробегом порядка 200 тыс. км только из-за механического износа двигателя [23]. Стоит отметить, что неисправное состояние узлов механической части может быть первопричиной выхода из строя системы снижения токсичности ОГ и способствовать появлению дополнительных дефектов, повышающих расход топлива.

Вторая группа неисправностей и факторов, оказывающих заметное влияние на расход топлива и выбросы токсичных компонентов, в большой степени связана с дефектами систем питания и зажигания, возникающими на протяжении всего срока эксплуатации двигателя.

Неисправности и факторы этой группы целесообразно подразделить на два типа. К **первому типу дефектов** следует отнести дефекты, вызывающие резкое, порой в несколько раз, увеличение эксплуатационного расхода топлива. Как правило, такие дефекты сопровождаются появлением копоти из выхлопной системы с запредельным выделением СО и СН из-за переобогащения смеси. Электроды

свечей покрываются токопроводящим черным нагаром и шунтируются, в камере сгорания также образуется черный нагар из несгоревшего углерода. Нейтрализатор не справляется с таким обилием токсичных компонентов, а длительная эксплуатация двигателя с подобными дефектами приводит к «отравлению» λ -зонда и выходу из строя нейтрализатора..

Дефекты второго типа вызывают вполне умеренное увеличение расхода с менее значительным повышением выбросов токсичных компонентов.

Дефекты первого типа встречаются практически у всех видов систем топливоподачи. Существует немало дефектов, характерных только для конкретного вида системы питания. Однако значительная доля дефектов может быть обобщена для целых групп систем питания, поскольку элементы этих систем имеют идентичную конструкцию.

В карбюраторах с поплавковыми камерами распространенным дефектом первого типа считается негерметичность запорного клапана, которая вызывает **неконтролируемое повышение уровня топлива** в поплавковой камере с «переливанием» топлива через распылители малых диффузоров в главный воздушный тракт. Данный дефект может быть вызван износом конусной части иглы и седла запорного клапана, заеданием поплавка в камере, повышенным давлением топлива на входе в карбюратор и другими причинами. Диагностировать явление «переливания» топлива во многих конструкциях карбюраторов можно путем визуального наблюдения за истечением топлива во время работы на ХХ, сразу после остановки или самопроизвольного заглохания двигателя. Повторный запуск двигателя сопряжен с большими трудностями и возможен только после продувки при значительном открытии дроссельной заслонки. Для повышения надежности и стабильности уровня топлива в поплавковой камере рекомендуется использовать игольчатые клапаны с обрезиненным конусом

запорной части иглы.

Также типичным дефектом карбюраторов первого типа, вызывающим огромный перерасход топлива при малых углах открытия дроссельной заслонки, является ранее упомянутая **негерметичность уплотнения ТЖХХ** по кромке топливного канала. Причинами возникновения этого дефекта могут быть ослабление крепления электромагнитного клапана с ТЖХХ, небрежность при завинчивании ТЖХХ или перекос кромки ТЖХХ относительно оси канала. В этом случае под действием высокого разрежения за дроссельной заслонкой в СХХ начинает поступать дополнительное количество топлива через приоткрытый топливный канал, переобогащая смесь на режимах ХХ и малых нагрузок. С повышением давления во впускном трубопроводе влияние СХХ на характеристику дозирования уменьшается и на больших нагрузках влияние этого дефекта на расходе топлива почти не отражается.

Для 2-х камерных карбюраторов существует часто встречающийся дефект, связанный с **неполным закрытием дроссельной заслонки вторичной (дополнительной) камеры**. Причинами неполного закрытия чаще всего являются затвердевшие отложения на стенке главного канала вторичной камеры и поломка (или ослабление) возвратной пружины. Отложения могут накапливаться в течении некоторого времени и чем реже открывается вторичная камера, тем больше вероятность заедания заслонки при ее закрытии. При переходе от работы двигателя на нагрузочных режимах к режиму ХХ через приоткрытую щель главного канала вторичной камеры в результате заедания заслонки проходит дополнительный воздух, вызывая увеличение оборотов двигателя. Но главная неприятность заключается в том, что за счет высокого разрежения на режиме ХХ из переходных отверстий вторичной камеры подается такое большое количество лишнего топлива, которое не компенсируется расходом воздуха через приоткрытую дроссельную заслонку. В результате на ХХ двигатель работает

на повышенных оборотах с сильно обогащенным составом смеси. Последствия такой работы примерно такие же, как и при работе двигателя с предыдущими дефектами.

Во многих системах топливоподачи присутствуют элементы и узлы с мембранами, работающими под большим перепадом давлений. Если мембраны разделяют полости с топливом с одной стороны, а с другой стороны - с задроссельным пространством, то, даже при небольшой негерметичности мембраны, топливо под действием разрежения интенсивно начинает перетекать во впускной трубопровод, сильно обогащая смесь. Такой дефект наблюдается в карбюраторах при износе **или разрыве мембран экономайзера мощностных режимов** и реже в некоторых системах ускорительного насоса. Подобные нарушения можно диагностировать по различным признакам: неустойчивой работе двигателя на ХХ, выбросу сажи в выхлопную систему, черному нагару на свечах, запредельному содержанию СО и СН.

В системах распределенного впрыска **повреждение мембраны регулятора давления топлива** (рис. 8) с вакуумной балансировкой через штуцер для подключения к впускному коллектору приводит к похожим негативным последствиям. В системах, где перепад давлений на мембране составляет величину от 3-х до 4-х бар, при значительном повреждении мембраны двигатель может просто залить топливом после попытки его завести.

Еще один возможный дефект, вызывающий резкое обогащение состава смеси, связан с неправильной работой регулятора давления топлива (РДТ) в системах впрыска топлива. Обычно допустимое отклонение РДТ по давлению составляет величину порядка 2 – 3 % по отношению к номинальному. Изменение давления в этих пределах практически не сказывается на расходе топлива.

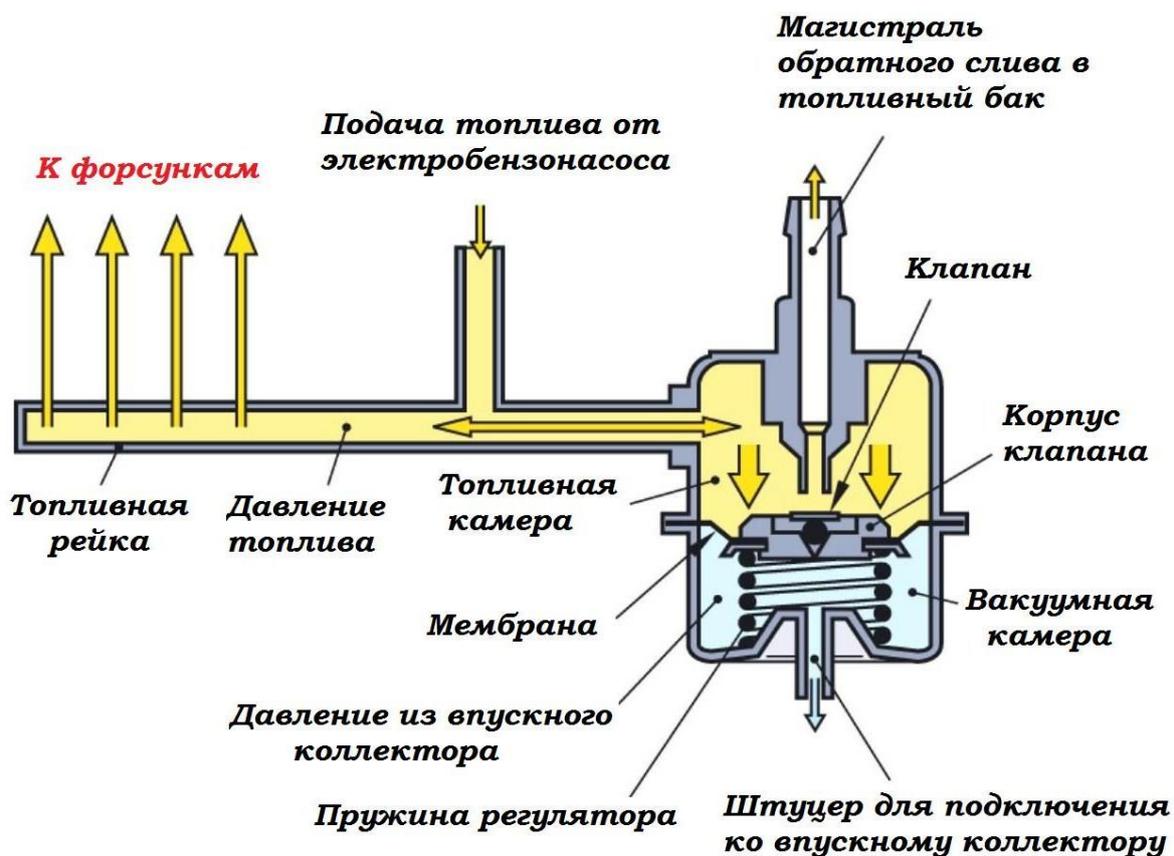


Рис. 8. Схема подключения регулятора давления топлива к магистралям

Если по какой-либо причине давление начинает возрастать, то в соответствии с формулой (6) возрастает и расход топлива через форсунки пропорционально квадратному корню из величины давления. Например, при повышении давления топлива в 2 раза относительно номинальной величины расход топлива через форсунки увеличится примерно в 1,4 раза. Увеличение давления топлива в несколько раз вполне возможно при выходе из строя клапана РДТ (рис. 8), перепускающего топливо в магистраль обратного слива топлива в бак. При этом признаки сильного обогащения состава смеси примерно такие же, как у ранее упомянутых неисправностях первого типа.

Диагностировать данный дефект достаточно легко, подключив манометр с нужной шкалой измерений к трубопроводу подачи топли-

ва от насоса или к топливной рейке в зависимости от удобства подсоединения. Следует иметь в виду, что пониженное давление топлива за счет неправильной работы РДТ также может вызвать некоторый перерасход топлива, вызванный переобеднением смеси. В этом случае перерасход топлива сопровождается еще снижением мощности двигателя и ухудшением динамики разгона автомобиля.

В известных системах механического впрыска с непрерывной подачей топлива (KE-Jetronic) небольшое повышение давления относительно номинального значения не сказывается на расходе топлива, поскольку форсунки не являются дозаторами топлива, а выполняют функцию доставки уже отмеренного количества топлива через дозирующие каналы. Значительное повышение давления топлива за счет неправильной работы РДТ может разбалансировать работу дифференциальных клапанов распределителя топлива [17] и оказывает влияние на расход топлива, но не столь значительное, как в системах впрыска с электронным регулированием.

Конструкции современных датчиков абсолютного давления (ДАД) достаточно надежны с точки зрения сохранения стабильности их характеристик в эксплуатации. Однако в системах впрыска с ДАД присутствует опасность искажения показаний датчика за счет подсоса воздуха либо через шланг, соединяющий датчик с полостью впускного трубопровода, либо через уплотнительное кольцо при установке датчика непосредственно на трубопровод. Поскольку по показаниям этого датчика рассчитываются базовые значения расхода воздуха, а, следовательно, и топлива, искажение истинного значения давления в сторону увеличения приводит к переобогащению смеси и к перерасходу топлива, особенно на режимах ХХ и малых нагрузок. При появлении признаков несоразмерного обогащения смеси следует провести диагностику показаний давления по сканирующему устройству и сверить эти показания со значением давления во впускном трубопроводе, полученным путем непосредственного измерения манометром.

При значительном расхождении данных с помощью визуального контроля или других манипуляций можно найти утечку воздуха и распознать причину этого дефекта.

К дефектам первого типа, вызывающим большой перерасход топлива, можно отнести и некоторые неисправности, связанные с управлением составом смеси с помощью λ -зондов. В системах центрального впрыска и в карбюраторах с электронным управлением используются СУД с одноконттактными λ -зондами первого поколения. В этих системах с обратной связью программа СУД построена так, что при отсутствии или очень малом значении сигнала напряжения от неисправного λ -зонда ЭБУ выдает сигнал на увеличение цикловой подачи топлива, чтобы вынудить зонд выдавать более высокое напряжение. Но поскольку λ -зонд не реагирует на изменение состава смеси, происходит бесконтрольная добавка топлива, которая приводит к перерасходу топлива и большому выбросу СО и СН, характерному для дефектов первого типа. Диагностика этого дефекта в основном сводится к проверке сигнала напряжения λ -зонда с помощью мототестера или простого мультиметра. В определенных случаях простое отключение разъема λ -зонда позволяет избежать чрезмерного обогащения смеси. Однако для восстановления оптимальной работы двигателя неисправный датчик следует заменить.

Подводя итоги обзора неисправностей первого типа, следует отметить, что возможны и другие, более редко встречающиеся дефекты, трудно прогнозируемые, но приводящие к большому перерасходу топлива и высокому выбросу токсичных составляющих СО и СН. Часто они вызваны неквалифицированными действиями при обслуживании и обусловлены влиянием человеческого фактора.

Большинство неисправностей и **эксплуатационных факторов второго типа**, в умеренной степени влияющих на экономические показатели и токсичность ОГ, связано с отклонениями состава смеси от оптимального значения. Чаще это происходит в результате отклоне-

ний состава смеси в сторону обогащения и реже в случае чрезмерного обеднения смеси. Обзор данных неисправностей представлен ниже.

В карбюраторах за время эксплуатации влияние изменения пропускной способности жиклеров на протекание характеристик незначительно. Поэтому менять жиклеры даже для профилактики нецелесообразно. Исключение составляют воздушные жиклеры холостого хода (ВЖХХ), сечение которых может существенно сузиться из-за зольных отложений, вызванных потоком картерных газов на изношенных двигателях. **Уменьшение пропускной способности ВЖХХ** может вызвать существенный перерасход топлива на режимах ХХ и малых нагрузок, то есть в условиях городского движения. Этот эксплуатационный дефект легко устраним прочисткой ВЖХХ с помощью зубочистки или сверла чуть меньшего диаметра, чем диаметр жиклера.

Принято считать, что **повышение уровня топлива в поплавковой камере** существенно влияет на эксплуатационный расход топлива. Действительно, обратив внимание на формулу (12) определения расхода топлива через главный топливный жиклер G_T , видно, что величина Δh , то есть разность между уровнем топлива и нижним срезом распылителя главной системы играет важную роль. При малых расходах воздуха величина Δh сопоставима с разрежением в диффузоре у распылителя ΔP_D и поэтому при повышении уровня топлива значение G_T возрастает существенно. С повышением расхода воздуха величина Δh оказывает все меньшее влияние на расход топлива и к средним нагрузкам полностью нивелируется.

$$G_T = \mu_{ТЖ} f_{ТЖ} \sqrt{2(\Delta P_D - \Delta h \rho_T g)} \rho_T, \quad (12)$$

где $\mu_{ТЖ} f_{ТЖ}$ – эффективное проходное сечение ГТЖ; ρ_T - плотность топлива.

На практике заметное повышение расхода топлива в городских условиях движения наблюдается при превышении уровня топлива свыше 3 мм по сравнению с оптимальным значением. Оптимальное значение уровня топлива устанавливается техническими условиями завода-изготовителя с обычным допуском ± 1 мм.

Неполное открытие воздушной заслонки, предназначенной для холодного запуска, на прогретом двигателе оказывает дополнительное влияние на величину ΔP_d в формуле (12) и тем больше, чем больше прикрыта заслонка. В соответствии с повышением ΔP_d растет расход топлива, причем практически во всем диапазоне характеристик дозирования $G_T = F(G_B/G_T)$. Причинами неполного открытия заслонки могут быть заедание троса «подсоса», либо другое механическое препятствие при использовании ручного привода управления заслонкой. В полуавтоматических и автоматических пусковых системах препятствием для полного открытия воздушной заслонки может также являться механическая проблема или недостаточная температура охлаждающей жидкости, омывающей камеру с приводом управления воздушной заслонкой. В карбюраторах с пусковыми системами золотникового типа причиной перерасхода топлива может быть заедание золотника в положении для непрогретого двигателя.

Недостаточный прогрев двигателя часто становится причиной перерасхода топлива как карбюраторных двигателей, так и всех двигателей, оснащенных системами впрыска топлива. Во-первых, следует отметить тот факт, что при пониженной температуре охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения снижается термодинамический КПД за счет увеличения теплоотдачи в стенки цилиндра [1, 8]. В системах впрыска следует учитывать, что если по какой-либо причине температура в зоне нахождения ДТОЖ долго не достигает оптимальных значений, например, в случае нечеткой работы термостата, то значение τ оказывается завышенным и расход топлива возрастает. Во-вторых, поскольку в ЭБУ для систем впрыска заложена программа

зависимости длительности управляющего импульса τ от значений сигнала напряжения ДТОЖ, то неисправности, связанные с этим датчиком, часто приводят к перерасходу топлива. Обычно при рабочей температуре полностью прогретого двигателя сопротивление ДТОЖ составляет 100 – 300 Ом. В неисправных ДТОЖ характеристика зависимости сопротивления датчика от температуры может быть искажена. Поэтому в случае повышенного сопротивления ДТОЖ при полностью прогревом двигателе расход топлива возрастает из-за завышенных значений τ .

В системах впрыска, как было сказано ранее, превышение давления топлива в топливной рампе выше номинального значения, поддерживаемого РДТ, также оказывает влияние на расход топлива. Однако некоторое повышение расхода топлива за счет изменения перепада давления на форсунке может происходить и при исправном РДТ. В системах распределенного впрыска во впускной трубопровод со сливной магистралью (рис. 8) одна из полостей РДТ с помощью вакуумной трубки подключена к задрессельному пространству для стабилизации перепада давлений ΔP_{ϕ} на форсунках. Соответственно, величина τ на всех режимах работы двигателя рассчитывается ЭБУ исходя из постоянства величины ΔP_{ϕ} , определяемой РДТ. В случае разрыва вакуумной трубки или негерметичности ее подсоединения к РДТ величина ΔP_{ϕ} увеличится на величину ΔP_{κ} и расход топлива при малых углах открытия ДЗ несколько возрастет.

Неравномерность производительности рабочих форсунок также может отразиться на общем расходе топлива. Например, достаточно иметь одну форсунку с пониженной производительностью, чтобы несколько нарушить режим работы системы впрыска с использованием λ -регулирования. Поскольку длительность управляющего импульса τ одинакова для всех форсунок, за счет меньшей подачи топлива дефектной форсункой обедняется общий состав смеси, после чего λ -зонд подает сигнал в ЭБУ на увеличение значений τ для сохра-

нения среднего стехиометрического состава смеси, что и приводит к перерасходу топлива.

Существует еще возможная причина повышенного расхода топлива, косвенно связанная с λ - управлением. Она возникает в случае **негерметичности выхлопной системы между выхлопным коллектором и управляющим λ -зондом**. При этом происходит подсос дополнительного воздуха в рабочую зону λ -зонда, который оказывает влияние на его показания. Поскольку реальное количество O_2 у λ -зонда увеличивается, то происходит вынужденная коррекция состава смеси в сторону обогащения до той степени, пока сигнал λ -зонда не стабилизируется на новом уровне. Однако произойдет это уже при обогащенном составе смеси. Если подсос воздуха значительный, то и расход топлива возрастет заметно.

Подводя итоги обзора неисправностей, влияющих на расход топлива, следует отметить, что наибольшие неприятности приносят вышеуказанные дефекты первого типа, которые вызывают не только огромный перерасход топлива, порчу свечей зажигания и т. п. Эти неисправности сопровождаются запредельными выбросами CO и CH , с которыми не могут справиться все имеющиеся средства нейтрализации. Кроме того, длительная работа двигателя с подобными дефектами крайне нежелательна в связи с опасностью быстрого выхода из строя каталитических нейтрализаторов и λ -зондов.

Хорошо известно, что выбросы **токсичных компонентов** в большой степени зависят от состава смеси [6, 16]. Если максимальное содержание компонентов CO и CH сосредоточено в области очень богатых смесей и сопровождается большим расходом топлива, то наибольшее содержание NO_x , наоборот, наблюдается в диапазоне значений $\alpha = 1,05 - 1,10$, при котором достигается наиболее экономичная работа двигателя.

Для снижения выбросов CO и CH в системах выпуска ОГ ранее применялись двухкомпонентные окислительные нейтрализаторы,

давно вышедшие из употребления, а для снижения содержания NO_x использовались системы рециркуляции ОГ, усовершенствованные модификации которых активно применяются и в современных двигателях.

В настоящее время широко распространены трехкомпонентные нейтрализаторы, которые позволяют до минимума сократить выбросы вредных компонентов в ОГ автомобильных двигателей благодаря компромиссному решению использовать стехиометрический состав смеси ($\alpha = 1$) на всех режимах работы двигателя, кроме мощностных. При соблюдении этого важного условия окислительно-восстановительные реакции в нейтрализаторе протекают наиболее благоприятно и эффективно. В качестве датчика, управляющего процессом стабилизации состава смеси при $\alpha = 1$ очень удачно подошел λ -зонд или, иначе говоря, двухступенчатый датчик кислорода (ДК) в системе выхлопа, который скачкообразно изменяет выходной сигнал напряжения в очень узком диапазоне значений состава смеси относительно $\alpha = 1$ (рис. 9). Благодаря совместной работе нейтрализатора и ДК в двигателях со смесеобразованием во впускном трубопроводе удастся минимизировать выбросы трех токсичных компонентов до норм, по меньшей мере соответствующим нормам Евро-4.

В двигателях с непосредственным впрыском топлива на большинстве режимов работы двигателя превалирует обедненный состав смеси, способствующий повышенному выбросу NO_x . В этих двигателях использование только трехкомпонентного нейтрализатора для выполнения предельных норм токсичности оказывается недостаточным. В дополнение к нему обычно устанавливается нейтрализатор с накопителем NO_x и эффективная система рециркуляции ОГ, способствующая снижению максимальной температуры сгорания обедненной смеси. Состав смеси в таких системах управляется и контролируется широкополосным ДК [3, 19].

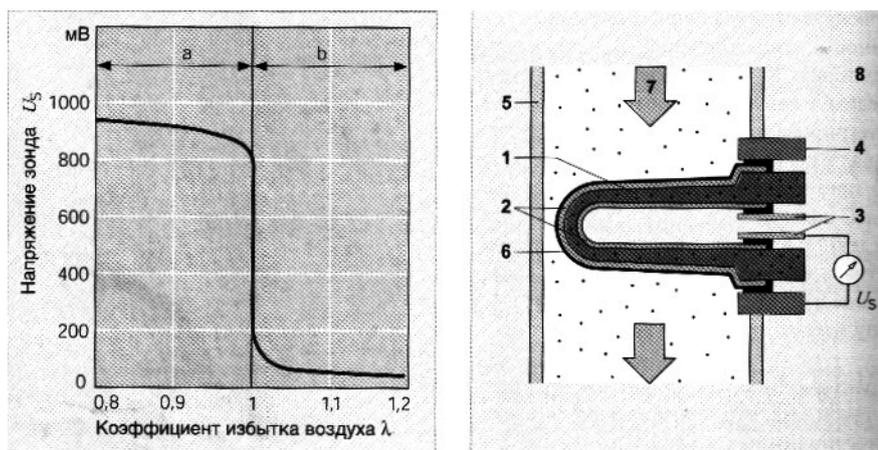


Рис. 9. Характеристическая кривая напряжения (слева) и расположение двухступенчатого ДК (λ -зонда) в выхлопной трубе (справа). 1 – керамический элемент зонда; 2 – электроды; 3 – контакты; 4 – контакт корпуса; 5 – выхлопная труба; 6 – керамический защитный слой; 7 – отработавшие газы; 8 – атмосферный воздух; U_s – напряжение ДК.

Все неисправности, нарушающие рабочий процесс и связанные как с механическими повреждениями двигателя, так и с дефектами систем топливоподачи и зажигания, оказывают влияние преимущественно на выбросы CO и CH. **Повышенное содержание NO_x** возникает при наиболее экономичной и эффективной работе двигателя, а нарушения рабочего процесса, отклонения состава смеси, снижение компрессии в отдельных цилиндрах и другие факторы и скорее способствуют снижению содержания NO_x. Поэтому повышенные выбросы NO_x в основном определяются неисправностями, снижающими эффективность работы каталитического нейтрализатора с накопителем NO_x и системы рециркуляции ОГ [19].

В условиях эксплуатации для подтверждения соответствия тому или иному экологическому классу автомобиля периодически подвергаются испытаниям, включающим ранее упомянутый стандартный ездовой цикл. Европейский ездовой цикл (NMEFZ), принятый в большинстве Европейских стран, включая Российскую Федерацию, с максимальным приближением моделирует условия движения в городе и частично в загородном режиме (рис. 7). Существует целый ряд фак-

торов, связанных с характерными неисправностям и режимами работы двигателя во время испытаний, воздействие которых может препятствовать выполнению существующих норм по предельным выбросам СО и СН для автомобиля по заявленному экологическому классу.

К наиболее неблагоприятным режимам работы бензинового двигателя, затрудняющим выполнение заявленных норм токсичности по ездовому циклу, следует отнести режимы холодного пуска и прогрева, а также часто повторяющиеся режимы ускорения и торможения автомобиля на низших передачах. Вынужденное использование обогащенного состава смеси для надежного пуска и последующей работы непрогретого двигателя снижает эффективность окислительных реакций в нейтрализаторе в условиях дефицита кислорода, что приводит к резкому увеличению выбросов СО и СН.

Приходится учитывать, что активное преобразование вредных веществ в нейтрализаторе начинается только при достижении рабочей температуры свыше 300 °С [14]. Таким образом, при запуске холодного двигателя требуется определенное время для прогрева нейтрализатора и управляющего ДК до достижения рабочих температур, при которых осуществляется эффективная нейтрализация вредных компонентов ОГ. Поскольку проверка автомобиля на соответствие заявленному экологическому классу по нормам Евро-3 и выше начинается с отбора ОГ непосредственно после пуска холодного двигателя, любая задержка включения в активную работу нейтрализатора, вызванная какими-либо неполадками в условиях непрогретого двигателя, сказывается на эффективности очистки ОГ от СН и СО. Известно также, что на переходных режимах работы двигателя, связанных с ускорением и торможением автомобиля при испытаниях по Европейскому ездовому циклу, максимум выбросов СО и СН намного выше, чем на установившихся режимах работы.

К числу неисправностей, наиболее неблагоприятно влияющих на количество вредных выбросов в период эксплуатации двигателя, в

первую очередь следует отнести пропуски воспламенения рабочей смеси в отдельных цилиндрах двигателя, вызванные перебоями в системах зажигания и топливоподачи, а также выход из строя управляющего ДК. Любой из перечисленных дефектов работы двигателя может вызвать превышение заявленных норм токсичности автомобиля.

В условиях эксплуатации всесторонняя проверка автомобилей на предмет соответствия заявленному экологическому классу является весьма дорогостоящим и малодоступным мероприятием, поскольку для полного воспроизведения ездового цикла необходимо наличие специализированного стенда с беговыми барабанами и дополнительным оборудованием.

С учетом этого обстоятельства можно предложить упрощенный способ оценки влияния вышеупомянутых эксплуатационных факторов на количество токсичных выбросов СН и СО с целью диагностики возможностей штатного трехкомпонентного нейтрализатора минимизировать эти выбросы [25]. Предлагаемый способ позволяет оценивать эффективность работы нейтрализатора путем сравнения экспериментальных данных по выбросам указанных токсичных компонентов в системе выхлопа ОГ до и после нейтрализатора. Далее в качестве примера проведения испытаний по данной методике представлены результаты исследований, полученные в лаборатории ДВС кафедры ИСУТС СПбПУ.

Для получения экспериментальных данных использовался автомобиль марки Chevrolet Cruze, оснащенный 4-х цилиндровым 16-ти клапанным двигателем рабочим объемом 1600 см с распределенным впрыском бензина во впускной трубопровод и штатным трехкомпонентным нейтрализатором. Сравнительные испытания проводились с помощью диагностического комплекса FSA-740 фирмы Bosch [26], укомплектованным газоанализатором BEA-050 с программным обеспечением ESA, позволяющим быстро регистрировать значения упомянутых токсичных компонентов СН (в единицах ppm) и СО (в % по

объему), свободного кислорода O_2 и углекислого газа CO_2 (в % по объему), а также производить вычисления значений состава смеси по газовому анализу. Регистрация этих значений проводилась с помощью фото и видео фиксации, фрагмент которой показан на рис. 10. Диагностическая программа ESI[tronic] 2.0 позволяла оперативно фиксировать значения температуры рабочих жидкостей, частоты вращения коленчатого вала (n), угла опережения зажигания (УОЗ) и других параметров работы двигателя, а также вести наблюдения за характером изменения напряжения управляющего ДК.

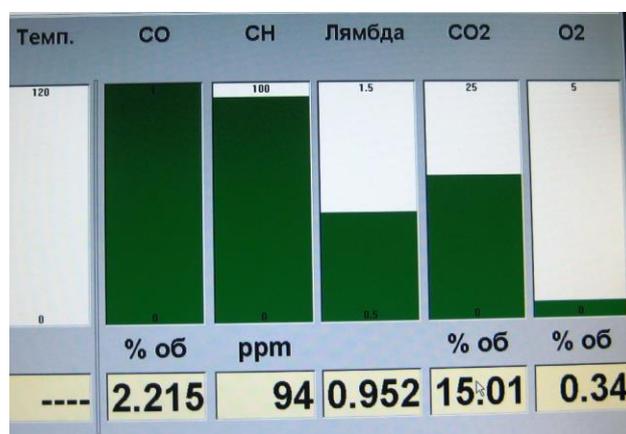


Рис. 10. Фрагмент значений газового анализа и состава смеси (лямбда), полученных с помощью программы ESA

Весь объем испытаний был разделен на 2 цикла. В 1-ом цикле проводились испытания на режимах холодного пуска и прогрева двигателя, а во 2-ом цикле все испытания проходили при полностью прогретом двигателе на режимах ХХ и переходных режимах с небольшими значениями n .

Испытания в 1-ом цикле проводились в боксе при начальной температуре $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и состояли из 3-х стадий. Первая стадия проходила в штатных условиях без имитации каких-либо неисправностей в СУД с отбором ОГ из выхлопной трубы. На второй стадии испытаний управляющий ДК был отключен и двигатель работал по разомкнуто-

му контуру без обратной связи от ДК к ЭБУ с имитацией неисправности в электропроводке, связывающей ДК с ЭБУ. На третьей стадии испытаний вместо штатного ДК был установлен штуцер и отбор ОГ производился из системы выпуска ОГ до нейтрализатора.

Для идентичности условий испытаний каждая стадия проводилась в разные дни, чтобы двигатель успел полностью остыть до 15 °С. Длительность каждой стадии испытаний составляла 300 с и фиксировалась с помощью секундомера. Замеры данных производились сначала через 10 с, 30 с, а затем через каждые 30 с после пуска двигателя. При этом диапазон изменения температуры охлаждающей жидкости находился в пределах от 15 °С перед запуском до 75 °С в конце испытаний. По мере прогрева двигателя значение n постепенно снижалось от 1100 об/мин до 800 об/мин, а УОЗ находился в пределах 2 – 4°.

Наиболее важные результаты испытаний представлены на рис. 11, где показаны зависимости эмиссии СН и СО от времени работы холодного двигателя с начала запуска.

Анализ представленных зависимостей показывает, что содержание СН и СО в первые секунды (10 – 30 с) после пуска двигателя было достаточно велико независимо от способа отбора ОГ. Тем не менее, на первой стадии испытаний в штатных условиях отбора ОГ содержание СН и СО несколько меньше, чем содержание тех же компонентов до нейтрализатора. Этот факт означает, что окислительные реакции в нейтрализаторе начинались спустя непродолжительное время после запуска холодного двигателя. Значительно быстрее было снижение этих компонентов спустя 60 с после запуска, что обусловлено началом подачи активного сигнала от управляющего ДК (по данным программы ESI[tronic] 2.0) и постепенному переходу к составу смеси, близкому к стехиометрическому.

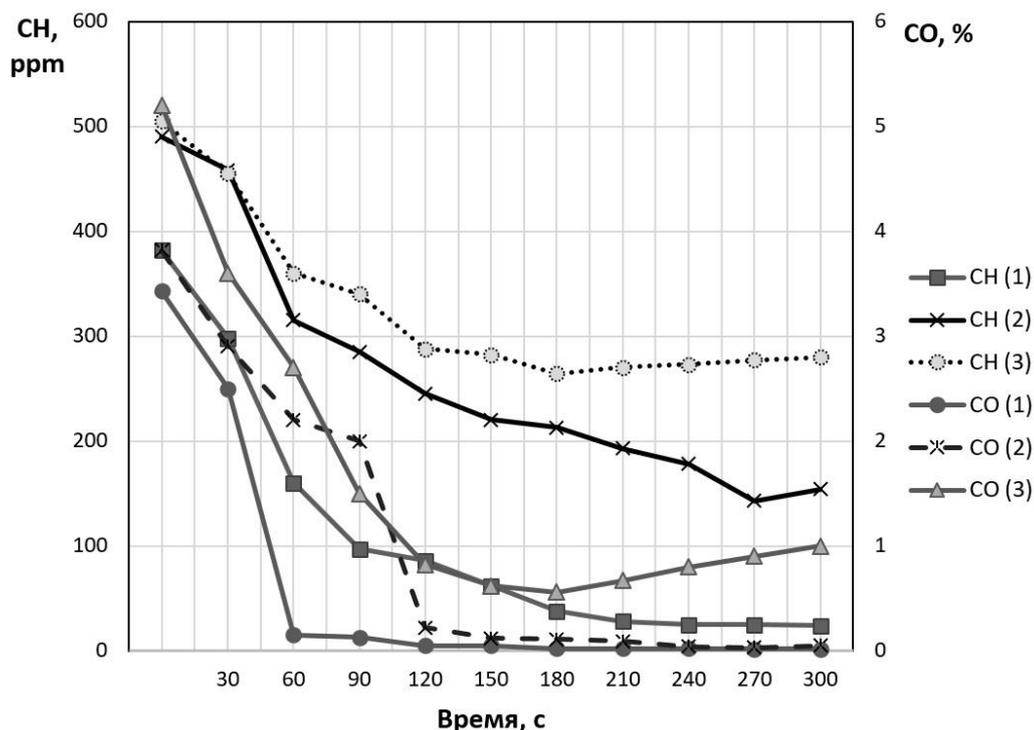


Рис. 11. Зависимости эмиссии СН и СО от времени работы холодного двигателя после запуска при различных условиях: СН (1) и СО (1) – значения на первой стадии испытаний в штатных условиях; СН (2) и СО (2) – значения на второй стадии без ДК; СН (3) и СО (3) – значения на третьей стадии без ДК и с отбором ОГ до нейтрализатора.

В дальнейшем значения СН постепенно снижались, но оставались несколько завышенными (25 – 90 ppm), несмотря на достижение нейтрализатором рабочей температуры порядка 550 °С. При этом следует отметить, что на протяжении всей стадии испытаний содержание O_2 в ОГ было близко к нулю и, видимо, его не хватало для полного окисления СН.

На второй стадии испытаний при отсутствии управляющего напряжения ДК содержание СН после нейтрализатора значительно возросло из-за подачи более богатой смеси и, соответственно, меньшего содержания O_2 в ОГ. На третьей стадии испытаний при отборе ОГ до нейтрализатора содержание СН и СО возросло еще больше. Сравнивая результаты испытаний на второй и третьей стадиях видно, что даже в отсутствии управляющего напряжения ДК нейтрализатор

способен существенно уменьшать выбросы СН и СО на режиме прогрева двигателя. Однако для этого необходимо иметь большее количество O_2 в ОГ, что на режимах холодного пуска и прогрева практически недостижимо без использования системы дополнительной подачи воздуха.

Во 2-ом цикле испытаний для оценки влияния других факторов были выбраны 4 режима работы двигателя в исправном состоянии и 4 режима работы с имитацией распространенных дефектов, возникающих при эксплуатации. Первые 4 режима включали холостой ход (ХХ) при постоянных значениях $n = 1000$ об/мин и $n = 3000$ об/мин, переходный режим разгона двигателя от 1000 об/мин до 3000 об/мин при открытии педали переходные режимы работы двигателя при движении автомобиля по Европейскому ездовому циклу на 1-ой и 2-ой передачах. Остальные 4 режима проводились только на установившихся режимах ХХ при тех же значениях n , но с отключением работы одного цилиндра двумя разными способами. Сначала отключалась одна форсунка, имитируя неисправность в системе топливоподачи, а затем, отключение цилиндра производилось путем установки заведомо неисправной свечи, имитируя дефект в системе зажигания.

Результаты испытаний представлены на рис. 12, где показаны значения содержания отдельных компонентов в ОГ и вычисленный по данным газового анализа приблизительный состав смеси (λ) на вышеперечисленных режимах работы.

На переходных режимах значения всех компонентов зафиксированы в момент максимальных значений СН и СО.

Для оценки эффективности работы нейтрализатора на различных режимах работы, включая режимы с неисправностями, отбор ОГ производился из разных мест. На первой стадии испытаний, результаты которых представлены в верхней части рис. 12, отбор ОГ осуществлялся обычным способом из штатной выхлопной системы.

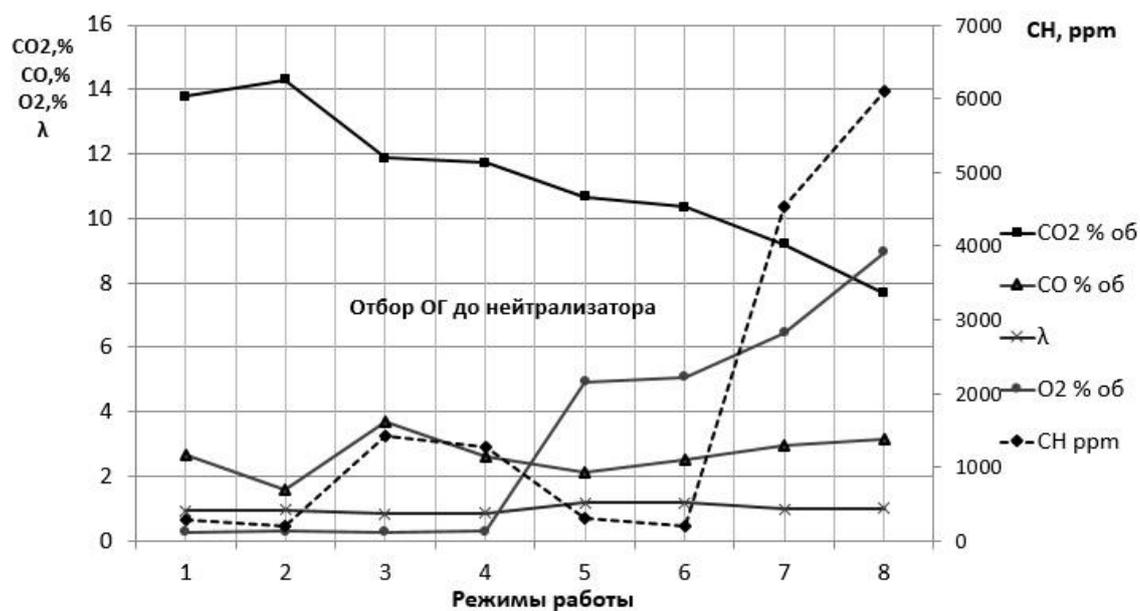
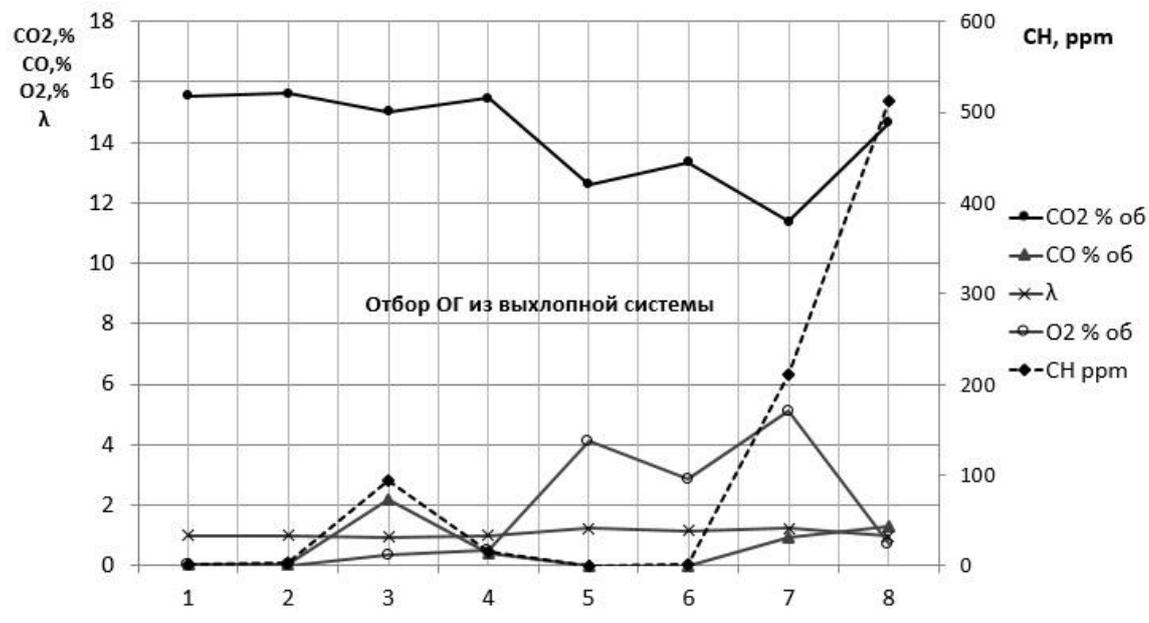


Рис. 12. Значения содержания отдельных компонентов в выхлопных газах и состав смеси λ на различных режимах работы двигателя: 1 – ХХ при $n = 1000$ об/мин; 2 – ХХ при $n = 3000$ об/мин; 3 - режим ускорения от $n = 1000$ об/мин до $n = 3000$ об/мин; 4 – режим торможения от $n = 3000$ об/мин до $n = 1000$ об/мин; 5 – ХХ при $n = 1000$ об/мин с отключением форсунки; 6 – ХХ при $n = 3000$ об/мин с отключением форсунки; 7 – ХХ при $n = 1000$ об/мин с неисправной свечой; 8 – ХХ при $n = 3000$ об/мин с неисправной свечой.

На второй стадии испытаний, результаты которых представлены в нижней части рис.12, отбор ОГ производился из штуцера, уста-

новленного до нейтрализатора на месте крепления управляющего ДК. При этом разъем управляющего ДК был отключен и, следовательно, система управления двигателя работала по разомкнутому контуру, несколько обогащая рабочую смесь.

Из анализа представленных на рис. 12 результатов испытаний следует, что при отборе ОГ из штатной выхлопной системы и наличии трехкомпонентного каталитического нейтрализатора в рабочем состоянии выбросы СН и СО на установившихся режимах близки к нулевым значениям. Наблюдается некоторый всплеск значений этих компонентов на переходном режиме (режим 3), обусловленный кратковременным обогащением состава смеси. Тем не менее, выбросы СН на рассматриваемых переходных режимах после нейтрализации сокращаются на порядок по сравнению с выбросами до нейтрализатора. Выключение одного цилиндра из рабочего процесса двигателя путем отключения форсунки (режимы 5 и 6) не вызывает ощутимого повышения выбросов СН и СО по сравнению с выбросами исправного двигателя при отборе ОГ из штатной выхлопной системы благодаря избыточному содержанию O_2 в ОГ. В этом случае кратковременное выключение из работы цилиндра не представляет опасности для нормальной работы нейтрализатора.

Иная картина наблюдается в случае выключения из работы цилиндра вследствие отсутствия рабочей искры при исправной форсунке (режимы 7 и 8). Такой дефект сразу многократно увеличивает выбросы СН по сравнению с выбросами исправного двигателя. Хотя и в этом случае выброс СН при отборе ОГ после нейтрализатора на порядок меньше, чем до нейтрализатора, что свидетельствует об эффективности его работы. Однако даже кратковременная работа с таким дефектом опасна, поскольку значительная часть топлива догорает в элементах нейтрализатора, разогревая его до недопустимых температур и разрушая его структуру.

Приведенный пример показывает, что даже отдельные пропус-

ки рабочих циклов, вызванные дефектами в системе зажигания, крайне нежелательны из-за резкого повышения выбросов СН и опасности выхода из строя нейтрализатора. Поэтому в большинстве современных автомобилей система управления, распознав данный дефект, выключает форсунку в цилиндре, где происходят пропуски воспламенения рабочей смеси.

В итоге проделанной работы можно представить, в какой степени отдельные неисправности и эксплуатационные факторы влияют на содержание СН и СО в ОГ с отбором газов до и после трехкомпонентного нейтрализатора, то есть при его наличии или отсутствии.

Анализ результатов 1-го цикла испытаний (рис. 11) показывает, что исправный штатный нейтрализатор при включении в работу управляющего ДК способен практически на порядок снизить содержание СН и СО в ОГ на режимах холодного пуска и прогрева. Вследствие нехватки O_2 для более эффективных окислительных реакций, имеется определенный резерв для дальнейшего снижения СН (30 -100 ppm), который может быть реализован за счет сокращения времени подогрева ДК и установки системы дополнительной подачи воздуха на входе в нейтрализатор.

Из анализа результатов 2-го цикла испытаний (рис. 12) следует, что при полностью прогретом двигателе и исправном контуре управления от ДК, нейтрализатор эффективно снижает выбросы СН и СО до минимальных значений на всех проверяемых режимах с малыми расходами смеси. Существенный ресурс по снижению выбросов СН появляется при возникновении эксплуатационных дефектов, вызывающих пропуски рабочих циклов из-за неисправностей в системе зажигания.

Практическое значение представленного способа диагностики и оценки влияния эксплуатационных факторов заключается в возможности использования результатов испытаний для определения резервов по снижению токсичных компонентов в ОГ автомобиля в слу-

чаях превышения установленных норм.

Эффективность работы каталитического нейтрализатора во многом зависит от условий эксплуатации на протяжении его срока службы [19]. Температура каталитического нейтрализатора играет важную роль в обеспечении эффективности очистки ОГ от вредных веществ. Активное преобразование вредных веществ в трехкомпонентном каталитическом нейтрализаторе начинается лишь при рабочей температуре свыше 300 °С. Оптимальные условия работы предусматривают использование неэтилированного бензина с минимальным содержанием серы, протекание каталитических реакций в диапазоне температур 400 – 800 °С, отсутствие нарушений в работе двигателя, вызванных перебоями в системах зажигания.

В диапазоне температур 800 - 1000 °С, сильно возрастает термическое старение за счет спекания благородных металлов и слоя оксида алюминия, что приводит к уменьшению активной поверхности нейтрализатора. При этом большое влияние оказывает также продолжительность работы в этом температурном диапазоне. Свыше 1000 °С термическое старение сильно возрастает, что приводит к полной утрате эффективности нейтрализатора.

При возникновении частых пропусков рабочих циклов двигателя вследствие упомянутых неисправностей в системах зажигания, температура в каталитическом нейтрализаторе может подняться до 1400 °С. Такие температуры приводят к полному разрушению нейтрализатора за счет плавления материала носителя-подложки. В результате может возникнуть частичное или полное перекрытие проходного сечения нейтрализатора и потеря мощности вплоть до заглохания двигателя.

Диагностика работоспособности нейтрализатора осуществляется с помощью сканера, способного воспроизводить сигналы выходных напряжений управляющего и контролирующего ДК (рис.13).

При исправном состоянии нейтрализатора амплитуда изменения

выходного напряжения контролирующего ДК незначительна, либо вообще отсутствует. Если сигнал контролирующего ДК с некоторым запаздыванием полностью повторяет сигнал управляющего ДК, то это свидетельствует о полной потере работоспособности проверяемого нейтрализатора. Диагностику работоспособности нейтрализатора целесообразно проводить на установившихся режимах работы двигателя, так как на переходных режимах синусоидальный характер сигналов напряжения обоих ДК изменяется и сравнительный анализ затрудняется.

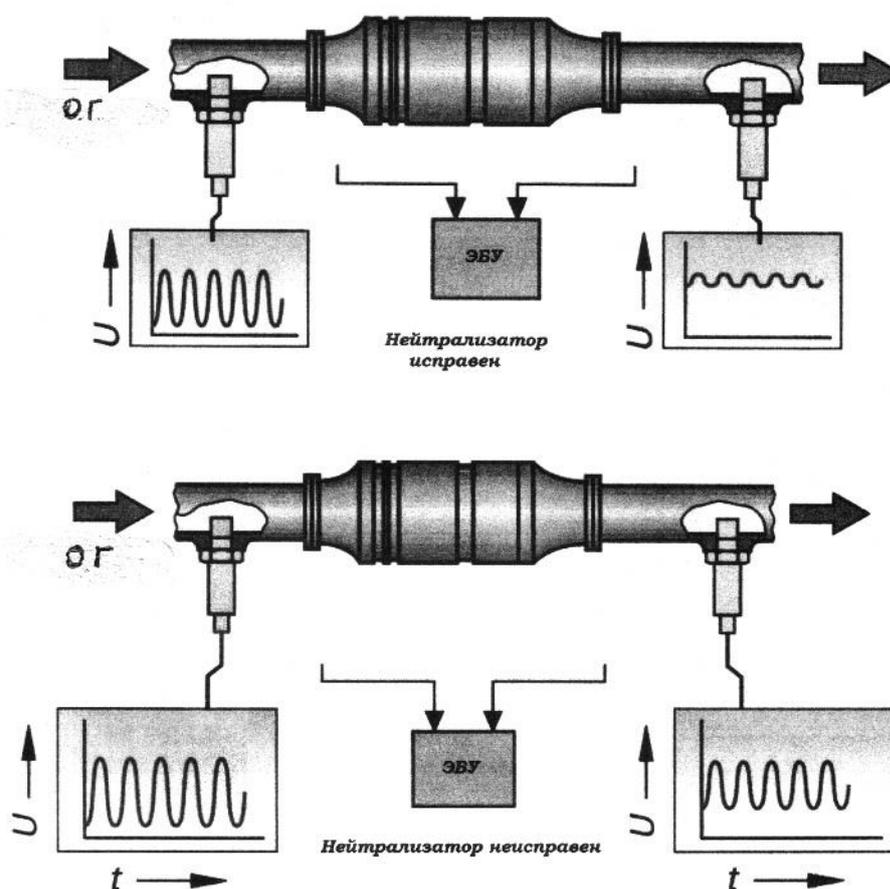


Рис. 13. Выходные сигналы управляющего и контролирующего ДК при исправном (вверху) и неисправном (внизу) состоянии нейтрализатора

..2.4. ДИАГНОСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ, ВЛИЯЮЩИХ НА МОЩНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Мощностные параметры работы двигателя обычно оцениваются и сравниваются по таким показателям, как максимальная эффективная мощность ($N_{e\max}$) при номинальной частоте вращения ($n_{ном}$) и максимальный крутящий момент ($M_{кр\max}$) при определенном текущем значении n [1, 8]. Значения этих показателей, как правило, записаны в технических условиях автомобильного двигателя. Кроме того, важными показателями мощностных свойств двигателя, определяющих динамику разгона автомобиля, являются значения эффективной мощности (N_e) и крутящего момента ($M_{кр}$) по внешней скоростной характеристике во всем диапазоне значений n .

Для достижения исправным двигателем указанных показателей, нужно как минимум обеспечить:

- 1) максимально возможное цикловое наполнение цилиндров свежим зарядом топливно-воздушной смеси;
- 2) состав смеси, оптимальный для данного вида системы топливоподачи, при котором реализуются N_{\max} и M_{\max} .
- 3) равномерное распределение состава смеси по цилиндрам двигателя;
- 4) оптимальный угол опережения зажигания в рассматриваемом диапазоне частот вращения двигателя.

Цикловое наполнение цилиндров двигателя определяется коэффициентом наполнения η_v , максимальные значения которых во многом зависят от используемой системы питания и конструкции впускного тракта. Для двигателей без наддува максимальные значения η_v определяют величины $M_{кр}$ в широком диапазоне по внешней скоростной характеристике и, за некоторым исключением, находятся в пределах 0,8 – 0,95.

Однако на практике в условиях эксплуатации существует це-

лый ряд причин, препятствующих нормальному процессу наполнения двигателя свежим зарядом.

К числу самых распространенных причин следует отнести:

- неполное открытие дроссельной заслонки (заслонок);
- повышенное гидродинамическое сопротивление воздушного тракта;
- неоптимальное использование системы подогрева воздуха;
- некорректная работа системы изменения конфигурации впускного тракта.

Неполное открытие дроссельной заслонки (заслонок) часто встречается при замене деталей впускного тракта или при значительном износе тяг и кинематических приводов от педали газа к рычагу управления дроссельной заслонкой (ДЗ). Порой просто небрежность, допущенная при сборке, или лишний коврик, подложенный под педаль газа, не позволяет открыть ДЗ полностью, поскольку ход педали газа становится слишком маленьким. Провисание тросика привода ДЗ увеличивает свободный ход педали газа, из-за чего хода педали не хватает для полного открытия ДЗ. Проверка на полноту открытия ДЗ от педали газа осуществляется после полного нажатия и удерживания педали в этом положении, после чего вручную делается попытка довернуть ДЗ в сторону дальнейшего открытия. Если ДЗ дополнительно поворачивается, то следует так отрегулировать кинематическую связь между педалью газа и приводом ДЗ, чтобы рычаг ДЗ упирался в ограничитель поворота, положение которого будет соответствовать полному открытию ДЗ.

Сложнее осуществить проверку полноты открытия электронно-управляемой ДЗ, поскольку степень ее открытия зависит от положения электронной педали газа и значения n . На двигателях с функцией ограничения значений n и механической коробкой передач такую проверку можно провести непосредственно на автомобиле с помощью сканирующего устройства, подключенного к ЭБУ и считывающего

значения перемещения педали газа и угла поворота дроссельной заслонки. Для диагностики величины открытия ДЗ важно, чтобы электронная педаль газа не имела каких-либо дефектов и ее ход не был ограничен. На заведенном двигателе при резком нажатии педали газа до упора и достижении номинального значения n степень открытия ДЗ должна достигнуть величины не менее 80 – 90%.

В большинстве конструкций карбюраторов и в некоторых системах впрыска для улучшения наполнения цилиндров свежей смесью или воздухом используются две последовательно открывающиеся камеры. Проверка открытия ДЗ 2-ой камеры с кинематическим приводом от ДЗ 1-ой камеры производится по аналогии с проверкой однокамерных конструкций.

Поскольку в карбюраторах 2-ая камера часто открывается с помощью пневмопривода (например, в карбюраторах модельного ряда 2107-1107010 типа «Озон») [3], то сначала нужно проверить, полностью ли открывается ДЗ 1-ой камеры, открывая нужный зазор для перемещения рычага привода ДЗ 2-ой камеры. Затем при открытой 1-ой камере нужно проверить, свободно ли перемещается шток привода ДЗ 2-ой камеры. Во многих конструкциях оценить работоспособность самого пневмопривода можно при заведенном двигателе в стационарных условиях. Для этого нужно резко кратковременно полностью открыть ДЗ 1-ой камеры и следить за перемещением штока пневмопривода. При приближении n к номинальному значению шток, как правило, слегка приподнимется, что будет свидетельствовать об исправности пневмопривода. При этом следует соблюдать осторожность, чтобы не перекрутить двигатель. В иных случаях для проверки работоспособности пневмопривода требуется специальное оборудование, например, вакуумная установка.

Повышенное гидродинамическое сопротивление воздушно-го тракта может существенно снизить наполнение цилиндров двигателя свежим зарядом, несмотря на отсутствие дефектов узла ДЗ.

Прежде всего, это может быть связано с засорением воздушного фильтра. При сильном загрязнении перепад давлений в воздушном тракте до и после воздушного фильтра может достигать величины порядка 1 кПа. Кроме того, после небрежной сборки, вследствие нестыковок фланцев и прокладок в воздушном тракте могут находиться участки со ступеньками, выходящими в просвет воздушного канала. Эти переходные участки вызывают дополнительные вихревые зоны в воздушном тракте, которые являются дополнительным сопротивлением для оптимального наполнения двигателя свежим зарядом.

Использование **системы подогрева воздуха**, подаваемого в воздушный тракт двигателя, в первую очередь обусловлено необходимостью предотвратить обмерзание участков воздушного тракта определенных систем питания. Неоптимальное использование системы подогрева воздуха в одних случаях приводит к ограничению наполнения двигателя свежим зарядом, а в других может вызвать **обмерзание участков впускного тракта** с неприятными последствиями.

Природа возникновения обмерзания заключается в том, что во время распыливания топлива в воздушном канале происходит его активное адиабатическое испарение с поглощением тепла вблизи этих зон распыливания за счет скрытой теплоты парообразования. В результате температура элементов, прилегающих к указанным зонам, может понизиться на 10 – 18 °С [13]. Получается, что при подаче воздуха с температурой порядка 10 °С и ниже, возможно понижение температуры элементов впускного тракта до отрицательных значений.

В карбюраторах и в системах центрального впрыска топливо начинает интенсивно испаряться в воздушном канале, не доходя до задроссельного пространства. В таких зонах воздушного тракта, как малый диффузор карбюратора или щелевое отверстие между заслонкой и каналом наблюдаются наибольшие скорости воздушного потока и интенсивное распыливание топлива. Если в потоке холодного воз-

духа содержится много влаги, то постепенно на поверхности малого диффузора карбюратора и реже на поверхности дроссельной заслонки появляются отложения в виде рыхлого снега или льда, которые частично перекрывают площадь сечения воздушного канала. В отсутствии подогрева наилучшие условия для обмерзания возникают при температуре воздуха около 0 °С, морозящем дожде или снеге, т.е. при 100% влажности. При определенных условиях, например, в густом тумане, это явление может происходить и при более высокой температуре (порядка 10 °С). В подобных условиях эксплуатации самым неблагоприятным режимом является движение автомобиля с постоянной высокой скоростью, поскольку тепловой поток от двигателя практически отсутствует. В карбюраторах происходит сужение и даже полное перекрытие сечения малого диффузора отложениями из льда и снега, которое сопровождается не только ощутимой потерей мощности вплоть до заглохания, но и огромным расходом топлива вследствие повышения разрежения у распылителя главного воздушного канала. Эффект от развития этого процесса бывает столь неожиданным и непредсказуемым, что ставит в тупик даже опытных водителей и заставляет их заниматься лишними манипуляциями для устранения мнимого дефекта. Однако, если просто остановиться на 5 – 10 мин, то лед тает под воздействием теплового потока от двигателя и его работоспособность полностью восстанавливается. Этот факт объясняет, почему в условиях плотного городского движения с переменными режимами работы двигателя и частыми остановками явление обмерзания происходит крайне редко даже без подогрева воздуха.

Существуют конструкции карбюраторов, более и менее склонные к обмерзанию в зависимости от конструктивных особенностей. Например, карбюраторы модельного ряда 2107-1107010 типа «Озон» более склонны к обмерзанию, чем модельного ряда 2108-1107010 типа «Солекс» благодаря более интенсивному распыливанию и испарению топлива в малом диффузоре главного канала.

Обмерзание поверхностей, прилегающих к узлу ДЗ не столь критично для работы двигателя, как обмерзание диффузоров карбюраторов, и наблюдается это явление в основном на режимах малых нагрузок и ХХ при недостаточном прогреве двигателя. Для предотвращения риска обмерзания дроссельной заслонки во многих конструкциях применяется обогрев дроссельного узла охлаждающей жидкостью, причем не только карбюраторных систем и систем центрального впрыска, но даже и систем распределенного впрыска.

С учетом вышеприведенных последствий обмерзания становится очевидной необходимость использования дополнительного подогрева воздуха в условиях холодного и влажного климата практически для всех видов карбюраторов и систем центрального впрыска. Все системы для подачи подогретого воздуха используют тепловой поток из небольшого ресивера на выхлопном коллекторе через дополнительный патрубок и имеют систему переключения в виде заслонки для отбора подогретого или наружного воздуха из атмосферы.

В более ранних карбюраторных системах применяется ручная система переключения на теплый и холодный воздух, так называемая система «зима-лето». Недостатки такой системы вполне очевидны, поскольку постоянная подача теплого воздуха приводит к ограничению наполнения двигателя свежим зарядом и снижению мощности. В то же время подача только холодного и влажного воздуха увеличивает риск обмерзания с тем же результатом.

Впоследствии системы переключения модернизировались и стали автоматическими, то есть с заслонкой, управляемой либо пневмоприводом в зависимости от разрежения за дроссельной заслонкой, либо термосиловым датчиком в зависимости от температуры входящего воздуха. В первом варианте было найдено компромиссное решение, при котором подогрев воздуха осуществляется только на режимах ХХ и частичных нагрузках, а на режимах с полным открытием дроссельной заслонки подается наружный воздух. Во втором вариан-

те при низкой температуре наружного воздуха на входе поддерживается примерно постоянная температура не ниже 15 °С за счет плавного изменения положения заслонки термосиловым датчиком.

Оптимальный состав смеси также является важным условием достижения максимальных мощностных показателей двигателя. Существует распространенное понятие «мощностного» состава смеси, при котором реализуются максимальные значения $M_{кр}$ и N_e по внешней скоростной характеристике. Этот состав смеси определяется по результатам стендовых испытаний и может колебаться в пределах $\alpha = 0,8 - 0,95$ в зависимости от используемой системы питания. Нижний предел α наблюдается преимущественно у ряда карбюраторных систем и систем центрального впрыска, имеющих разветвленный впускной коллектор с неравномерным распределением топлива по цилиндрам. Верхний предел α достижим только в системах распределенного впрыска топлива и возможен только при идеальных условиях смесеобразования.

Большое количество неисправностей, не позволяющих двигателю развить требуемую мощность, в той или иной степени связано с нарушениями в подаче топливно-воздушной смеси нужного состава. В конечном итоге избыток или недостаток топлива, приводящий даже к заглоханию двигателя из-за выхода состава смеси за пределы воспламенения при попытке развить требуемую мощность, можно считать нарушением состава смеси.

Если в результате какой-либо неисправности двигатель на полном дросселе не развивает мощность из-за слишком богатой смеси, то последствия такой неисправности более наглядно, как правило, проявляется и на частичных нагрузках. Связано это с экстремальными случаями возникновения неисправностей, которые описаны в п.2.3. данного пособия.

Гораздо чаще случаются неисправности, при которых двигатель не развивает заявленную мощность по причине **недостатка топ-**

лива для формирования мощного состава смеси. Среди этих неисправностей, пожалуй, самыми распространенными являются нарушения подачи необходимого количества топлива, связанные с работой топливных насосов и дефектами элементов топливных магистралей. Причем, эта распространенность касается систем топливоподачи всех видов. Каждый вид насосов имеет характерные параметры, которые необходимо диагностировать для выявления дефектов.

Карбюраторные системы с поплавковыми камерами снабжаются топливом насосами преимущественно мембранного типа, создающими рабочее давление в пределах 0,25 – 0,5 бар. В некоторых японских моделях для подачи топлива в карбюраторы используются насосы с электрическим приводом, создающие примерно те же значения давлений. Превышение верхнего порога давления нежелательно, поскольку может нарушить герметичность запорной иглы карбюратора и вызвать превышение уровня топлива в поплавковой камере и даже ее переполнение со всеми вытекающими последствиями. Понижение давления менее значения 0,25 бар чревато недопустимым снижением уровня топлива в поплавковой камере при максимальном расходе, необходимом для обеспечения максимальной мощности. Давление достаточно несложно проверить при работе двигателя на ХХ путем подключения обычного манометра в магистраль топливоподачи от насоса к карбюратору через тройник по схеме, изображенной на рис. 14.

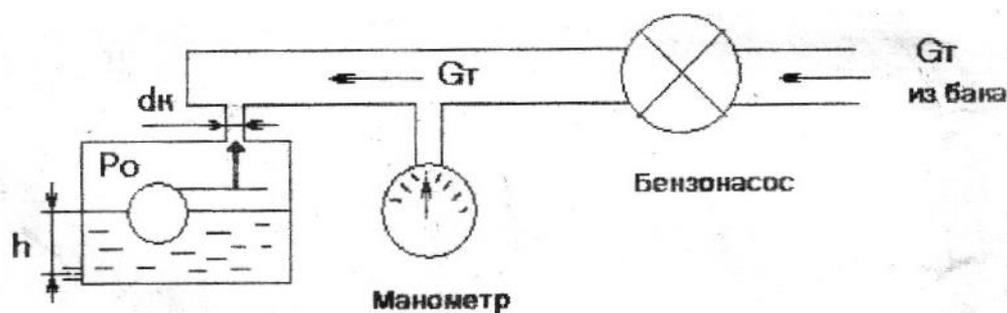


Рис. 14. Схема подключения манометра для измерения давления топлива в магистрали от бензонасоса к карбюратору.

При выходе давления за указанные пределы следует воспользоваться возможностью отрегулировать давление путем регулировки хода мембраны насоса за счет изменения хода штока или толщины уплотнительных прокладок. Если давление, несмотря на регулировку, не достигает значения 0,25 бар, то насос лучше заменить. Регуляторы давления в карбюраторных двигателях не применяются, поскольку создаваемое давление нужно только для наполнения поплавковой камеры карбюратора и не является параметром дозирования топлива. Однако важно, чтобы при большом расходе топлива G_t (рис. 14) поплавковая камера стабильно наполнялась без понижения уровня топлива h более чем на 5 мм от номинального значения. Для этого необходимо обеспечить достаточную пропускную способность запорного клапана с диаметром d_k , ход иглы которого должен быть не менее 2,0 – 2,5 мм. Иначе возникает опасность оголения топливных жиклеров при большом расходе топлива через карбюратор.

В условиях эксплуатации бывает недостаточно проверить только **давление топлива**, создаваемое насосом для обеспечения стабильного наполнения поплавковой камеры при больших расходах топлива. Например, при возможном засорении топливного фильтра или частичном перекрытии сечения топливной магистрали значение давления может оказаться в норме при небольшом расходе топлива двигателем. Однако с увеличением расхода это давление начинает падать вследствие повышенного гидравлического сопротивления в топливной магистрали, что в конечном итоге может привести к почти полному прекращению подачи топлива. Поэтому **производительность насоса**, включенного в топливную магистраль, наряду с показанием давления, является важным параметром, характеризующим работоспособность системы топливоподачи.

Проверку требуемой производительности насоса карбюраторного двигателя можно провести упрощенным способом. Для этого в тройнике вместо манометра (рис. 14) для измерения давления, следует

подключить шланг с жиклером на конце диаметром 1,8 – 2,0 мм, в соответствии с диаметром седла игольчатого клапана d_k . Затем, опустить шланг в мерную емкость и завести двигатель на холостом ходу на 1 мин. Критерием оценки необходимой производительности насоса будет объем слитого топлива, который должен быть не менее чем в 1,5 раза больше расхода топлива для обеспечения максимальной мощности. Для двигателей рабочим объемом 1,5 – 2,0 л минимально допустимая производительность насоса, измеренная данным способом, составляет 0,8 л/мин.

В системах впрыска давление является одним из ключевых параметров, определяющих расход топлива через форсунки. Исключения составляют системы гидромеханического впрыска с непрерывной подачей топлива, например, системы K-Jetronic и KE-Jetronic, где форсунки являются исполнительными органами, открывающимися под действием порогового значения давления порядка 3,5 бар.

Практически все системы электронного впрыска во впускной трубопровод оснащены регулятором давления топлива (РДТ), поддерживающим **постоянное давление** в топливной магистрали перед форсунками. В системах центрального впрыска это давление составляет около 1,0 бар, в системах распределенного впрыска с электромагнитными форсунками от 2,5 бар на старых моделях до 4,0 бар на моделях без сливной магистрали и от 5,0 до 6,0 бар в упомянутых системах гидромеханического впрыска. Особняком значатся системы с непосредственным впрыском топлива, в которых давление впрыска составляет 50 – 120 бар за счет включения в работу насоса высокого давления.

Диагностика работоспособности насосов во многом зависит от конструктивных особенностей элементов, составляющих гидравлическую систему топливоподачи. Различные типы применяемых насосов достаточно подробно представлены в обзоре элементов систем управления [3, 19]. В системах распределенного впрыска с рециркуляцией

топлива, которые применялись до введения норм токсичности Евро-4 (рис. 15а), излишки топлива через РДТ отводятся в топливный бак 1 через сливную магистраль 8 для поддержания постоянного перепада давления на форсунках в топливной рейке 7. В более поздних системах, то есть без рециркуляции топлива (рис. 15б), РДТ, встроенный в бак в виде модуля, поддерживает постоянное давление топлива на входе в форсунки.

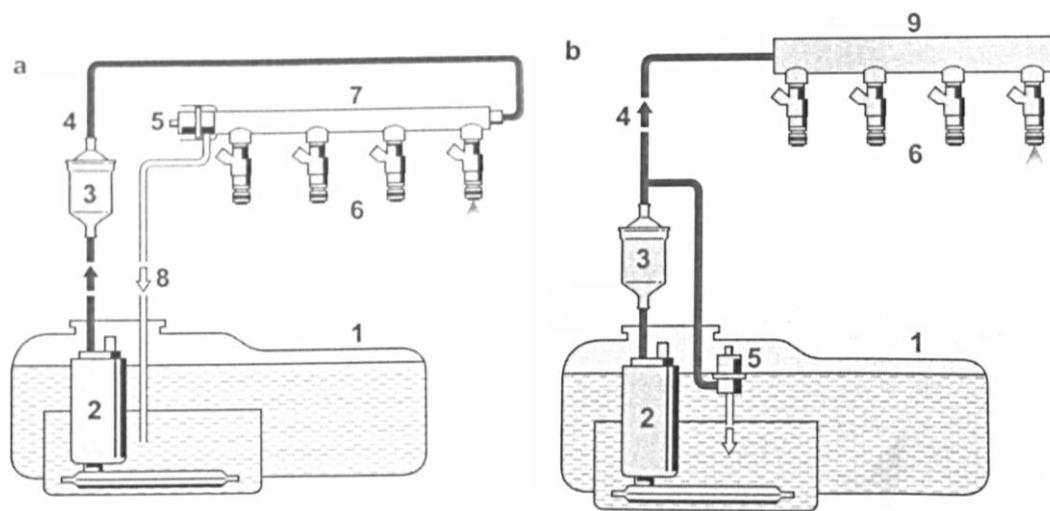


Рис 15. Схемы систем топливоподачи с распределенным впрыском.

а – система с рециркуляцией топлива; б - система без рециркуляции топлива; 1 - топливный бак; 2 - топливный насос с электроприводом; 3 - топливный фильтр; 4 - нагнетательная магистраль; 5 - регулятор давления; 6 - форсунки; 7 - топливная рейка(с рециркуляцией); 8 - сливная магистраль; 9 - топливная рейка(без рециркуляции).

. В некоторых литературных источниках [7, 22] в качестве основного критерия, характеризующего исправность топливного насоса, приводится стабильность давления, поддерживаемого РДТ. Обычно проверка давления производится при включенном насосе с помощью манометра на магистрали 4 (рис. 15).при нулевом или очень небольшом расходе топлива. Для этого необходимо подсоединить манометр к специальному штуцеру (при его наличии), либо с помощью тройникового устройства подсоединиться непосредственно к магистрали 4. Однако осуществить проверку давления при большом расходе топли-

ва удобно только в стендовых условиях, а в условия эксплуатации автомобиля это сделать затруднительно.

Стабильность значений давления в упомянутой магистрали при работе двигателя при малом расходе топлива указывает на исправность РДТ, но не на исправность бензонасоса и топливной магистрали в целом. При максимальном расходе топлива может оказаться, что нужное давление не обеспечивается из-за **недостаточной производительности**, обусловленной снижением мощности насоса или засорением фильтра и топливной магистрали в целом. Поэтому наряду с давлением топлива, вторым критерием, обеспечивающим двигателю необходимые мощностные параметры и динамические качества, следует признать производительность насоса. Производительность насоса должна быть равна расходу топлива на режиме максимальной мощности с запасом 20 – 40 % [2]. Запас производительности необходим для компенсации падения производительности из-за падения бортового напряжения или частичного засорения топливного фильтра 3 (рис. 15).

Расчёт производительности Q_H насоса для систем распределенного впрыска производится по максимальному расходу топлива двигателя.

$$Q_H = K \left(i Q_{ц \max} \frac{n_{\max}}{2} 60 \cdot 10^{-3} + Q_{\text{доп}} \right), \quad (13)$$

где $K = 1,2 - 1,4$ – коэффициент запаса производительности; i – число цилиндров двигателя; $Q_{ц \max}$ – максимальная цикловая подача при максимальной частоте вращения двигателя; n_{\max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя; $Q_{\text{доп}} = 0,15Q_H$ – дополнительный расход через регулятор давления, при котором устойчиво поддерживается постоянное давление топлива в системе. Обычно в зависимости от рабочего объёма двигателя легкового автомобиля необходимая производительность насоса составляет 1 – 2 л/мин.

При проверке производительности важно, чтобы необходимый расход Q_H обеспечивался при рабочем противодавлении, создаваемом РДТ. Чем больше противодавление (т. е. значение давления РДТ), тем мощнее должен быть насос, чтобы обеспечить двигатель нужным количеством топлива для достижения максимальной мощности. Поэтому для правильной проверки необходимой производительности насоса следует отсоединить сливную магистраль 8 (рис. 15а) и опустить в мерную ёмкость шланг или сливную трубку. Затем включить насос через контакты реле включения насоса и произвести замер слитого топлива за 1 мин. Допускается вместо включения реле завести двигатель на холостом ходу и, соблюдая меры предосторожности, произвести замер на работающем двигателе.

Данный метод оценки производительности насоса годится для всех систем впрыска, имеющих сливную магистраль с рециркуляцией топлива. Как показывает практика, если количество слитого топлива будет равно или больше значения Q_H в формуле (13), то можно считать насос и все элементы топливной магистрали исправными.

В случае использования системы впрыска без рециркуляции (рис. 15b) замер производительности насоса по вышеуказанному способу проводить намного сложнее, так как для этого нужно извлечь из бака РДТ и через сливной штуцер регулятора измерить Q_H . Если имеется подозрение на неисправность насоса (двигатель не развивает номинальную мощность), то можно рекомендовать произвести условную проверку работоспособности насоса косвенным методом. Для этого следует подсоединить манометр к проверочному выходному штуцеру (при наличии) топливной рейки 9 или к нагнетательной магистрали 4, затем завести двигатель на холостом ходу и резко несколько раз нажать и отпустить педаль газа, увеличивая расход топлива. Если стрелка манометра при этом заметно падает, то это означает, что насос может быть неисправен из-за недостаточной производительности. В таком случае выгоднее сначала заменить топливный

фильтр 3 и произвести повторную проверку. Если негативный результат повторится, то насос следует заменить.

Отсутствие необходимого количества топлива для формирования мощностного состава смеси вследствие снижения давления из-за низкой производительности насоса является распространенным, но далеко не единственным дефектом, не позволяющим обеспечить двигателю заявленные мощностные показатели.

В карбюраторных системах для обеспечения мощностного состава смеси на полном дросселе часто используются такие системы, как **экономайзер мощностных режимов (ЭМР)** и **эконостат**. Дополнительное количество топлива через жиклер ЭМР обычно подается в главную дозирующую систему первой камеры. Поэтому система ЭМР обогащает смесь не только на режимах полных нагрузок, но и охватывает режимы частичных нагрузок, если перепад давлений на ДЗ сравнительно небольшой. В большинстве конструкций управление подачей топлива в ЭМР происходит с помощью мембранного устройства с клапаном, открывающим сечение дополнительного жиклера малого диаметра, сопоставимого с диаметром ТЖХХ [10]. Столь малый диаметр создает предпосылки для его засорения в случае попадания в него каких-либо частиц с последующим обеднением смеси. Продувка снаружи часто не помогает, поэтому приходится этот жиклер извлекать и прочищать его сверлом диаметром чуть меньше диаметра жиклера ЭМР.

Системы эконостата несколько проще систем ЭМР по конструкции, так как не содержат никаких движущихся элементов, а состоят из комбинации топливного и воздушного жиклеров с выходным калиброванным отверстием в главный воздушный канал обычно вторичной камеры карбюратора [3, 10]. **Эконостат выполняет функцию** обеспечения небольшой добавки топлива для формирования мощностного состава смеси по внешней скоростной характеристике при высоких оборотах двигателя. Дополнительное топливо подается

за счет разрежения, создаваемого потоком воздуха, проходящим через главный воздушный канал. Засорение жиклеров эконостата случается достаточно редко, поскольку режимы полных нагрузок занимают минимум времени в эксплуатации. Поскольку жиклеры и трубки эконостата обычно запрессованы, изредка происходит их выпадение с нарушением выполнения их функций.

Система ускорительного насоса (УН) присутствует в большинстве конструкций эмульсионных карбюраторов с вертикально падающим потоком [3, 10, 11]. Исключение составляют карбюраторы, имеющие электронно-управляемую воздушную заслонку, например, Пирбург 2ЕЕ. Системы УН по конструкции в основном подразделяются на 2 вида: поршневого и диафрагменного типа.

Хотя УН не входит в число систем, существенно влияющих на протекание внешней скоростной характеристики в стационарных условиях, но хорошо известно, что переходные процессы, происходящие в двигателе при разгоне автомобиля, требуют дополнительной подачи топлива при резком открытии дроссельной заслонки.

Например, при переключении передач каждое резкое открытие дроссельной заслонки сопровождается подачей дополнительного количества топлива через распылитель (распылители), объем которого в зависимости от рабочего объема двигателя, конструкции впускного тракта и других факторов, составляет от 0,4 до 1,0 мл. Это количество топлива компенсирует запаздывание подачи топлива из ГДС по отношению к подаче воздуха при резком открытии ДЗ и позволяет избежать так называемых «провалов» крутящего момента в работе двигателя.

Проверку производительности УН следует проводить при снятом карбюраторе с наполненной поплавковой камерой. Проверяемая модель карбюратора устанавливается на подставку с ванночкой посередине, затем производятся 10 полных открытий ДЗ с небольшой паузой, давая возможность каждый раз заполниться емкостям УН. Далее

полученный объем топлива, характеризующий производительность УН, сливается в мензурку и сравнивается с объемом, указанным в технических условиях на данную модель карбюратора. Обычно производительность УН в зависимости от модели карбюратора колеблется в пределах 4 – 10 мл за 10 полных открытий ДЗ. Подача топлива из форсунки УН должна начинаться с самого начала открытия ДЗ во избежание «провалов» на частичных нагрузках и при начале движения автомобиля с места.

В системах впрыска формирование мощностного состава смеси происходит преимущественно на режимах с полным или почти полным открытием ДЗ. В большинстве конструкций с механическим приводом открытия ДЗ в качестве управляющего сигнала, подаваемого в ЭБУ для формирования длительности импульса на форсунки, используется сигнал напряжения от датчика положения дроссельной заслонки (ДПДЗ).

ДПДЗ с двумя резистивными измерительными дорожками изображен на рис. 16. Одна из дорожек предназначена для более точного определения углового положения ДЗ при малых углах открытия, а другая (основная) определяет положение ДЗ во всем диапазоне положений ДЗ. Один из выводов каждой из дорожек соединен с опорным напряжением (5 В) ЭБУ, а второй – с «массой» ЭБУ. Третий провод соединяет подвижный контакт ДПДЗ с ЭБУ, что позволяет ЭБУ определять положение ДЗ по напряжению выходного сигнала ДПДЗ. При открытии ДЗ выходной сигнал напряжения возрастает. Если ДПДЗ по сигналу напряжения определяет положение ДЗ как полностью открытое, ЭБУ увеличивает τ , увеличивая подачу топлива до мощностного состава смеси. Одновременно ЭБУ переводит работу двигателя на разомкнутый контур без λ -управления. При полностью открытой ДЗ выходное напряжение выходного сигнала основной дорожки должно быть выше 4 В.

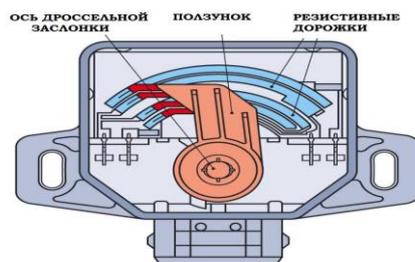


Рис. 16. ДПДЗ с 2-мя резистивными измерительными дорожками.

Помимо функции обогащения смеси на режимах при полном открытии ДЗ ДПДЗ выполняет функцию датчика, по сигналу которого смесь обогащается при каждом резком открытии ДЗ. Быстрое изменение напряжения от ДПДЗ воспринимается ЭБУ как переходный режим, когда параметры каждого последующего цикла значительно отличаются от предыдущего. В этом случае в ЭБУ формируются управляющие импульсы τ увеличенной длительности для компенсации рассогласования в цикловой подаче воздуха и топлива. Кратковременное приращение цикловой подачи и количество циклов с увеличенной подачей топлива зависит от скорости и углового перемещения ДЗ.

Выход из строя ДПДЗ сопровождается «провалами» на переходных режимах работы двигателя и приводит к недостаточной мощности. Проверка исправности ДПДЗ заключается в контроле выходного сигнала напряжения при закрытом и открытом положениях ДЗ по справочным данным. Дефектные ДПДЗ обычно не ремонтируются и подлежат замене.

В системах с электронной ДЗ (ЭДЗ) функции обогащения смеси на вышеупомянутых режимах разделены между электронной педалью газа и ЭДЗ, поскольку полное перемещение педали газа до упора не всегда соответствует полному открытию ЭДЗ. Электронная педаль газа и ЭДЗ, изображенные на рис. 17, снабжены двумя потенциометрическими дорожками, сигналы напряжения от которых передаются в ЭБУ. При полностью нажатой педали газа сигнал на обогащение со-

става смеси подается именно от педали газа с одновременным отключением λ -управления. На переходных режимах работы при быстром угловом перемещении ЭДЗ кратковременное обогащение смеси согласуется со скоростью и величиной углового перемещения.

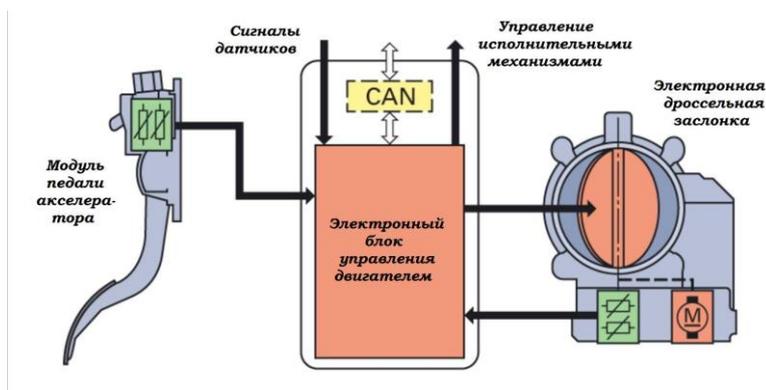


Рис. 17. Взаимодействие электронной педали газа с ЭДЗ.

Электронная педаль газа является весьма ответственным узлом с точки зрения обеспечения безопасности движения автомобиля. Датчик, установленный на педали газа, имеет основную и резервную потенциометрические дорожки. При возникновении неисправности основной дорожки, функцию управления ЭДЗ берет на себя резервная дорожка, которая управляет углом открытия ЭДЗ в ограниченном диапазоне, позволяющим двигаться автомобилю в аварийном режиме с невысокой скоростью.

Большое влияние на отклонения состав смеси от оптимального, включая режимы с полной нагрузкой, оказывает нестабильность сигналов от датчиков массового расхода воздуха (ДМРВ) [7]. В часто применяемых ДМРВ термоанемометрического типа массовый расход воздуха определяется путем измерения электрической мощности, необходимой для поддержания заданного перепада температуры нагреваемых элементов и температуры окружающего воздуха. В зависимости от типа ДМРВ в ЭБУ поступают сигналы напряжения или частотные выходные сигналы.

В период эксплуатации возможны нарушения работы чувствительных элементов, ответственных за точность измерений расхода воздуха. Если сигналы поступают в ЭБУ с отклонением от истинных значений расхода воздуха в ту или иную сторону, то это чревато либо снижением мощностных показателей, либо повышением расхода топлива. Причем, эти отклонения часто не распознаются системой определения ошибок. В таких случаях приходится по косвенным признакам определять данную неисправность. При существенном уменьшении вычисленного по сигналу ДМРВ значения расхода воздуха относительно истинного значения происходит значительное обеднение смеси, поскольку именно по вычисленному значению определяется расход топлива. Следствием этого обеднения смеси являются снижение мощностных показателей двигателя и ухудшение ездовых качеств автомобиля. Поскольку обеднение состава смеси происходит практически на всех режимах работы двигателя, его можно распознать по неустойчивой работе двигателя и по падению разрежения во впускном трубопроводе при открытии ДЗ. В период эксплуатации обеднение смеси бывает столь значительным, что выгоднее на время отключить разъем ДМРВ от ЭБУ с переводом двигателя на аварийный режим работы по сигналам ДПДЗ, а ДМРВ в дальнейшем заменить.

Применяемые в СУД датчики абсолютного давления (ДАД) в качестве основного датчика, определяющего базовые значения топливоподачи, как правило, более надежны в период эксплуатации двигателя, чем ДМРВ. Выходной сигнал с датчика формируется и поступает в ЭБУ в виде напряжения в зависимости от давления (разрежения) во впускном трубопроводе. При малых расходах воздуха с прикрытой ДЗ сигнал колеблется от 1,0 до 1,5 В. На режимах с полным открытием ДЗ сигнал напряжения составляет 4,0 – 4,5 В.

Равномерное распределение топлива (состава смеси) является важным фактором достижения максимально возможных мощностных показателей двигателя. Однако на практике добиться идеально

равномерного распределения весьма затруднительно. Во многих системах топливоподачи неравномерность распределения топлива часто предопределена конструктивными особенностями, свойственными той или иной системе.

Наличие впускного разветвленного коллектора приводит к неравномерному распределению топлива по отдельным цилиндрам двигателя у большинства моделей карбюраторов и систем центрального впрыска. Степень неравномерности при работе на полном дросселе зависит от конфигурации впускного коллектора и частоты вращения двигателя [10, 13]. Чтобы избежать подачи обедненной смеси в отдельные цилиндры по внешней скоростной характеристике, приходится несколько обогащать общий состав смеси. Так, например, если наибольшая мощность в одном конкретном цилиндре двигателя реализуется при $\alpha = 0,90$, то при 10 %-ой неравномерности по отдельным цилиндрам общий состав смеси должен быть в районе $\alpha = 0,80 - 0,85$.

В системах распределенного впрыска неравномерность распределения топлива по цилиндрам в большинстве случаев вызвана разбросом производительности форсунок. В экстремальных случаях из-за переобеднения смеси в отдельных цилиндрах могут возникнуть условия для детонационного сгорания с последующим разрушением поршневых колец. Также неравномерность может наблюдаться при использовании нефазированного способа впрыска топлива форсунками, но в гораздо меньшей степени. Если разброс по производительности форсунок практически отсутствует, то при хорошем смесеобразовании и равномерности цикловых подач мощностной состав смеси может приблизиться к значению $\alpha = 0,95$.

Для бензинового двигателя важность получения **оптимальных углов опережения (УОЗ)** на всех режимах работы двигателя не вызывает сомнений. Более подробно эта тема рассмотрена в п. 3 данного пособия. Что касается режимов работы, обеспечивающих двигателю основные мощностные параметры, то есть режимов с полным откры-

тием дроссельной заслонки, выбор УОЗ обычно определяется 2-мя граничными условиями. Во-первых, УОЗ во всем диапазоне частот вращения двигателя не должен превышать значений, при которых начинается детонация. Во-вторых, УОЗ должны находиться в границах, при которых мощностные параметры N_e и $M_{кр}$ по внешней скоростной характеристике снижаются не более, чем на 2 – 3 % относительно максимальных значений.

2.5. ДИАГНОСТИКА РЕЖИМОВ ПУСКА И ПРОГРЕВА ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Успешность запуска бензинового двигателя зависит от многих факторов: температуры и влажности окружающей среды, теплового состояния двигателя, применяемой системы топливоподачи, особенностей пускового устройства, исправности элементов системы зажигания, фракционного состава бензина, компрессии в отдельных цилиндрах, пусковых оборотов двигателя от стартера и некоторых других факторов, характерных для конкретного двигателя и используемой системы топливоподачи. При низкой температуре после запуска не менее важно поддерживать оптимальный **режим прогрева холодного двигателя**, на который приходится львиная доля выбросов токсичных компонентов при испытаниях автомобиля на соответствие определенному экологическому классу [19].

Независимо от применяемой системы топливоподачи для надежного запуска двигателя в условиях низких температур необходимо соблюдение 2-х основных условий.

Во-первых, в предпусковом состоянии холодного двигателя с внешним смесеобразованием необходимо обеспечить **увеличение площади открытого сечения элементов впускного тракта для подачи дополнительного количества воздуха**. Эта площадь сечения должна быть в 3 – 4 раза больше сечения для прохода количества воздуха, достаточного для работы прогретого двигателя на ХХ. Тем са-

мым, дополнительный воздух, смешиваясь с парами топлива при прокрутке двигателя стартером, обеспечивает увеличение цикловых зарядов, создающих необходимую мощность для самостоятельной работы двигателя в первые секунды после воспламенения смеси. Дополнительный воздух может подаваться либо путем открытия ДЗ, либо через специальный обводной (байпасный) канал с обходом ДЗ (рис. 5).

Вторым важным условием успешного запуска холодного двигателя является необходимость обогащения **состава смеси** (α), формируемого с начала пусковых оборотов двигателя. С первых тактов запуска α может на порядок и более отличаться от значений, характерных для прогретого двигателя. Как известно, существуют довольно широкие пределы воспламеняемости рабочей смеси, которые на прогревом двигателе для бензина в среднем составляют значения α от 0,3 до 1,4 [1, 13]. При этом следует учитывать, что воспламенение смеси возможно только в паровой фазе. С изменением условий испарения при запуске холодного двигателя пределы воспламеняемости перемещаются в сторону более богатых смесей. Чем ниже температура, тем хуже **условия для испарения** и воспламенения смеси в начальный период запуска холодного двигателя [5]. При очень низкой температуре ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже) в период пуска двигателя может испариться не более 10 % бензина обычного фракционного состава. В этом случае на первых тактах запуска двигателя системой топливоподачи желательно обеспечить топливно-воздушную смесь с $\alpha = 0,05 - 0,10$, чтобы создать паровую фазу в пределах воспламеняемости.

В системах со смесеобразованием во впускном трубопроводе обдув жидкой фазы бензина на протяжении всей длины трубопровода способствует улучшению испарения. Поэтому при очень низкой температуре пусковые качества двигателя, оснащенного карбюраторными системами или системами центрального впрыска, иногда оказываются лучше, чем у систем распределенного впрыска.

Чем выше **компрессия** в момент пуска двигателя, тем выше температура заряда в конце такта сжатия, лучше условия для испарения топлива и меньше утечка заряда. В период эксплуатации двигателя с изношенной ЦПГ пусковые свойства значительно ухудшаются из-за частичной потери заряда вследствие снижения компрессии.

Пусковые обороты двигателя от стартера должны быть не менее 80 об/мин. Иначе происходит значительная утечка заряда в цилиндрах во время тактов всасывания и сжатия. Также следует учитывать значительное падение напряжения аккумуляторной батареи при прокрутке двигателя стартером. Если напряжение падает ниже 10 В, то весьма вероятно, что искра на свечах будет либо очень слабой, либо будет отсутствовать вообще. Кроме того существует пороговое значение напряжения, при уменьшении которого ЭБУ не выполняет свои функции.

Конструкции систем пуска и алгоритмы работы систем топливоподачи и зажигания в период пуска и прогрева весьма разнообразны. Поэтому диагностика неисправностей, хотя и базируется на общих принципах поведения двигателя на этих режимах, но, безусловно, имеет свою специфику, обусловленную техническими особенностями каждой из систем.

В большинстве конструкций карбюраторов в качестве основного элемента системы пуска и прогрева используется **воздушная (пусковая) заслонка**, установленная в главном канале карбюратора. При закрытии заслонки в диффузоре ГДС создается дополнительное разрежение, способствующее увеличению подачи топлива из ГДС в несколько раз. Чем больше прикрыта заслонка, тем больше степень обогащения смеси. Как было сказано ранее, подаваемую при холодном пуске смесь следует не только обогатить но и увеличить ее количество за счет увеличения количества подаваемого воздуха. Поэтому одновременно с закрытием воздушной заслонки через кинематическую связь приоткрывается дроссельная заслонка, увеличивая про-

ходное сечение для подачи большего количества смеси. Именно фактор количества обогащенной смеси, наряду с фактором степени обогащения будет определять величину цикловых зарядов для успешного запуска.

Воздушная заслонка может закрываться либо вручную с помощью тросика так называемого «подсоса», либо автоматически под действием биметаллической спирали или пружины. Системы, которые требуют предварительного нажатия на педаль газа для взведения заслонок в положение для холодного пуска, а затем периодического кратковременного нажатия по мере прогрева двигателя, считаются полуавтоматическими. А такие системы, в которых весь процесс пуска и прогрева двигателя от стартерного режима до выхода на режим ХХ проходит без участия водителя, называются автоматами пуска и прогрева.

Для надежного запуска холодного двигателя необходимо, чтобы подпружиненная воздушная заслонка была полностью закрыта. В стартерном режиме она приоткрывается за счет образующегося перепада давлений, давая возможность воздуху проникнуть в главный канал для образования обогащенной горючей смеси. Важно проверить, чтобы заслонка не заедала перед запуском двигателя и свободно перемещалась при легком нажатии на нее пальцем, давая возможность проникнуть воздуху в период пуска. В случае заедания заслонки количество воздуха оказывается недостаточным для пуска двигателя из-за уменьшения цикловых зарядов и переобогащения смеси.

Если после двух-трех попыток прокрутки стартером в течении 3 –5 с двигатель не завелся, то вполне вероятно, что возник переизбыток жидкой фазы топлива с последующим «заливанием» свечей зажигания. В таком случае рекомендуется провести так называемую продувку камеры сгорания двигателя, для чего следует приоткрыть воздушную заслонку, нажать на педаль газа полностью и прокрутить двигатель стартером. Для продувки в карбюраторах с автоматически-

ми системами пуска и прогрева при полном нажатии на педаль газа предусмотрено принудительное открытие воздушной заслонки. Затем можно снова повторить попытку запуска при обычном или чуть приоткрытом положении педали газа.. Процесс запуска двигателя можно считать состоявшимся, если двигатель начал работать устойчиво в течении 3 – 5 с.

Далее, после успешного запуска нужно обеспечить двигателю оптимальные значения n и состав смеси на режиме прогрева, для чего необходимо зафиксировать определенную величину открытия воздушной заслонки. Величина открытия обычно обеспечивается специальным устройством с пневматической камерой, соединенной с дроссельным пространством, и мембраной, ход которой регулируется специальным винтом. Сразу после успешного запуска двигателя заслонка за счет перемещения мембраны под действием разрежения открывается на заданную величину.

На режиме прогрева возможны два варианта неблагоприятного развития событий, приводящих к заглоханию двигателя. В первом варианте заглохание происходит из-за переобогащения смеси, вызванным недостатком воздуха. В большинстве случаев это происходит по причине неправильной настройки величины открытия пусковой заслонки или в результате разрыва мембраны, приводящей в действие тягу или рычажок заслонки. Во втором варианте слишком большое открытие заслонки приводит к обеднению смеси до состава, при котором только что заведенный двигатель глохнет.

По мере прогрева двигателя и возрастания температуры охлаждающей жидкости воздушная заслонка постепенно открывается в зависимости от применяемой системы либо вручную (тросиком подсоса), либо автоматически под действием биметаллической спирали или штока термосилового механизма. Корпусы с биметаллической спиралью имеют полости для жидкостного обогрева из системы охлаждения двигателя или снабжены электроподогревом. Довольно

часто применяются комбинированные системы обогрева. Корпусы с термосиловым механизмом, содержащим термопластичный материал, обычно имеют жидкостный обогрев. Одновременно с открытием пусковой заслонки через тягу или рычаг взаимосвязи должна закрываться дроссельная либо постепенно, либо ступенчато в зависимости от конструктивного исполнения.

При достижении температуры охлаждающей жидкости порядка 70 - 80 °С необходимость в несколько завышенных значениях n отпадает и при отсутствии неисправностей двигатель переходит в режим ХХ, соответствующий полному прогреву. Если процесс прогрева затягивается, например, не падают значения n , то это свидетельствует об определенных неисправностях, возникающих в процессе эксплуатации карбюраторов. К наиболее распространенным дефектам следует отнести заедания в кинематических приводах пусковой и дроссельных заслонок, нарушения работы биметаллических спиралей или термосиловых элементов, а также нарушения в работе систем, регулирующих тепловое состояние двигателя. Как пример можно привести ситуацию, когда в результате дефекта работы термостата обогрев корпуса теплового регулятора оказывается недостаточным и пусковая заслонка открывается не полностью. Соответственно ДЗ не становится в положение режима ХХ и значение n не стабилизируется.

С появлением электронных средств управления и внедрением ЭБУ процесс пуска и прогрева в карбюраторах претерпел существенные изменения. По аналогии с системами впрыска в качестве основного датчика, регулирующего данный процесс, используется датчик температуры охлаждающей жидкости (ДТОЖ), по сигналам которого ЭБУ формирует выходные сигналы для управления исполнительными устройствами. В качестве исполнительных устройств используются электроприводы, воздействующие на положение воздушной и дроссельной заслонок, как, например, у модели Пирбург 2ЕЕ.

ДТОЖ (рис. 18) представляет собой термистор, т. е. резистор,

электрическое сопротивление которого изменяется в зависимости от температуры. Датчик обычно установлен в потоке охлаждающей жидкости на головке блока цилиндров двигателя. Термистор, расположенный внутри датчика, имеет отрицательный температурный коэффициент сопротивления, то есть при нагреве его сопротивление уменьшается (рис. 18). Температуру охлаждающей жидкости ЭБУ рассчитывает по падению напряжения на ДТОЖ в соответствии с уменьшением сопротивления. Диагностировать исправность ДТОЖ можно по изменению сопротивления с помощью омметра с нужной шкалой. В зависимости от температуры охлаждающей жидкости сопротивление меняется от 100000 Ом при $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до 100 – 300 Ом при $100 - 120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

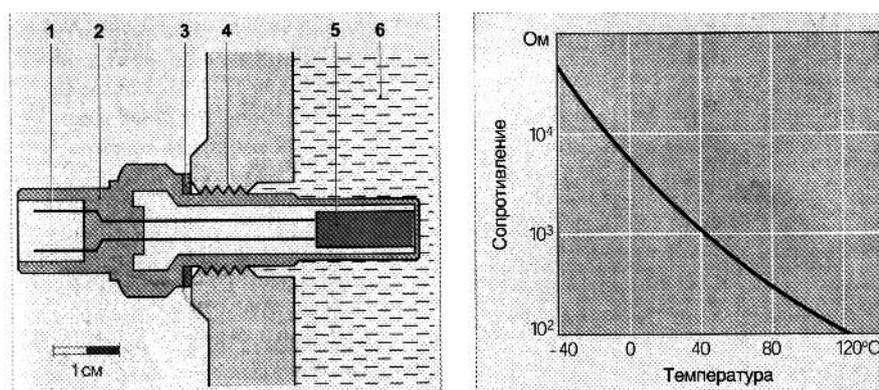


Рис. 18 Схема ДТОЖ и характеристика зависимости сопротивления от температуры: 1 – электрическое сопротивление; 2 – корпус; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – резьбовое соединение; 5 – измерительный резистор (термистор); 6 – охлаждающая жидкость

В более ранних моделях карбюраторов с электронным управлением функцию регулирования оборотов двигателя при запуске и последующем прогреве выполняет электропривод, представляющий собой разновидность электронного регулятора с толкателем, воздействующим на рычаг привода ДЗ [11]. Перед запуском холодного двигателя толкатель привода открывает ДЗ на заданный угол, соответ-

ствующий режиму запуска. Далее, после запуска двигателя, в зависимости от показаний ДТОЖ, в ЭБУ выбирается режим прогрева двигателя с определенным значением n , заложенным в памяти ЭБУ. При полностью прогревом двигателе регулятор с толкателем поддерживает режим ХХ с минимальным значением n . Положение воздушной заслонки на режимах пуска и прогрева определяется характеристикой биметаллической спирали, как в обычных карбюраторах.

В последних моделях карбюраторов с электронным управлением (Pierburg 2BE, Ecotronic) функция регулирования значения n на режимах пуска и прогрева дополнена системой электронной регулировки положения воздушной заслонки, определяющего степень обогащения состава смеси. Для осуществления оптимального протекания процесса пуска и прогрева в СУД включен датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ), установленный на оси 1-ой камеры карбюратора. В момент холодного запуска по данным ДТОЖ и ДПДЗ в ЭБУ формируется дополнительный управляющий сигнал на электропривод воздушной заслонки, закрывая ее на определенный угол. Правильно построенный алгоритм управления воздушной и дроссельной заслонками позволяет оптимизировать режимы пуска и прогрева двигателя и получить определенные преимущества. Стабилизация значений n на этих режимах позволяет существенно снизить расход топлива, а возможность быстро реагировать на изменение состава смеси использовать λ -регулирование в данных конструкциях. Кроме того, гибкое управление угловым положением воздушной заслонки создает дополнительное обогащение состава смеси на режимах разгона автомобиля и позволяет отказаться от такой дополнительной системы, как ускорительный насос.

Следует отметить, что наличие дополнительных датчиков и электронное управление процессами пуска и прогрева делает указанные системы более уязвимыми в эксплуатации по сравнению с системами обычных карбюраторов. Например, сигнал напряжения неис-

правного ДТОЖ (рис. 18), не соответствующий реальной температуре охлаждающей жидкости, в одном случае приводит к отказу запуска холодного двигателя из-за недостаточного закрытия воздушной заслонки, а в другом, соответственно, к перерасходу топлива из-за постоянно прикрытой воздушной заслонки.

В системах **центрального впрыска** дополнительные элементы для холодного пуска отсутствуют. Необходимое количество топлива для нужного обогащения смеси подается только основной форсункой по сигналу ЭБУ. При низкой температуре в период пуска стартером открытие форсунки может быть не синхронизировано с датчиками синхронизации. Если значение температуры по показаниям ДТОЖ ниже определенного порогового значения, то при прокрутке стартером и до достижения двигателем значения $n_{\min} = 600$ об/мин форсунка может быть открыта полностью. Далее, после запуска подача топлива синхронизируется с сигналом от датчика частоты вращения. Количество топлива в начале режима прогрева может превышать в 1,5 – 2,0 раза цикловую подачу на прогретом двигателе и затем уменьшается до номинальных значений прогретого двигателя. Чем меньше время прогрева двигателя, тем раньше включается λ -регулирование состава смеси. Для сокращения времени режима прогрева нужна четкая работа термостата системы охлаждения и безотказная работа ДТОЖ.

Значения n при запуске, прогреве и на режиме ХХ заложены в памяти ЭБУ и обеспечиваются работой регуляторов разных типов. В качестве регулятора одной из наиболее распространенных систем центрального впрыска используется вариант РХХ с шаговым электродвигателем («Opel Multec») [3,], изображенный на рис. 4. Здесь режимы пуска, прогрева и ХХ происходят при закрытой ДЗ и обеспечиваются за счет прямолинейно перемещающегося конуса, регулирующего сечение обводного канала. Если какая-либо функция РХХ не обеспечивается, то он подлежит замене.

В другом распространенном варианте (Mono-Motronic) роль

регулятора на указанных режимах выполняет механизм с электроприводом, подобный регулятору ДЗ карбюратора с электронным управлением. Надежность работы систем центрального впрыска при запуске и прогреве двигателя во многом определяется стабильностью показаний ДТОЖ и ДПДЗ. При длительной эксплуатации потенциометрические дорожки ДПДЗ изнашиваются, что приводит к неконтролируемому повышению значений n на режимах прогрева и ХХ.

В системах распределенного впрыска топлива во впускной трубопровод режим пуска холодного двигателя проходит в условиях дефицита времени, необходимого для частичного испарения топлива перед тактом всасывания. Поэтому в ранних разработках систем распределенного впрыска (модификации системы «L-Jetronic», «KE-Jetronic» и др.) [22] используется дополнительная электромагнитная пусковая форсунка, включаемая от специального термореле, установленного в рубашку охлаждения двигателя. В зависимости от температуры охлаждающей жидкости время ее непрерывной работы составляет от 1 до 10 с. Если температура охлаждающей жидкости более 35°C, термореле пусковую форсунку не включает. При стартерном режиме совместно с пусковой форсункой по сигналам ЭБУ начинают работать клапанные форсунки с увеличенной цикловой подачей, зависящей от данных ДТОЖ. По мере прогрева двигателя степень обогащения смеси уменьшается и при температуре охлаждающей жидкости около 60 °С цикловая подача соответствует данным полностью прогретого двигателя.

В современных системах распределенного впрыска отдельная пусковая форсунка отсутствует. В течение прошедшего времени клапанные форсунки последовательно усовершенствовались и качество распыливания топлива значительно улучшилось. Это позволило для запуска холодного двигателя использовать только клапанные рабочие форсунки. Алгоритм процесса топливоподачи при холодном запуске и последующем прогреве в системах распределенного впрыска может

быть различным в зависимости от используемой СУД. Однако во всех системах клапанные форсунки подают значительно большее количество топлива в начальный период запуска для образования горючей смеси в условиях недостаточного испарения.

В системах с одновременным впрыском топлива все форсунки открываются по сигналу от ДПКВ через каждый оборот двигателя. При очень низких температурах в начальный период запуска форсунки могут подавать топливо непрерывно в течение определенного промежутка времени (1 – 2 с) и затем синхронизироваться с ДПКВ. В системах с попарно-параллельным и фазированным впрыском в течение первых оборотов коленчатого вала при стартерном режиме впрыск осуществляется через каждые пол-оборота коленчатого вала в попарно-параллельном режиме (т.е. в 1ый – 4ый и во 2ой – 3ий соответственно). После запуска двигателя, начиная примерно с $n = 600$ об/мин, впрыск топлива синхронизируется в соответствии с сигналами ДПКВ.

В последнее время появились СУД, где отсутствуют датчики фаз, синхронизирующие работу форсунок для осуществления фазированного впрыска. В этих СУД функция распознавания фаз возложена на ЭБУ. Примером такого ЭБУ является ЭБУ М74, устанавливаемый на автомобили Лада Калина и Лада Гранта. При использовании ЭБУ М74 в момент прокрутки двигателя стартером происходит тестовый впрыск топлива в один из цилиндров (как правило в 1-ый) и синхронно с вращением коленчатого вала формируется искровой разряд в нужный момент времени. Далее в выбранном цилиндре происходит воспламенение, определяется рабочий ход по ускорению коленчатого вала и фаза впрыска. После чего СУД начинает работать в соответствии с порядком работы цилиндров в режиме фазированного впрыска. Так работает СУД при каждом запуске от стартера, как на холодном, так и на прогретом двигателе.

Как показывает практика, в отсутствие датчика фаз при каж-

дом запуске требуется как минимум 1,5 – 2,5 секунды стартерного режима, чтобы СУД распознала вспышки в первом цилиндре и включила в работу остальные. На горячем двигателе такой запуск не вызывает существенных затруднений, хотя случаи, когда двигатель заводится не с первой попытки, встречаются довольно часто. На холодном двигателе при таком алгоритме работы СУД возможны отказы запуска, вызванные отсутствием воспламенения в конкретном цилиндре, в который подается тестовый впрыск топлива. Достаточно иметь загрязненную свечу в этом цилиндре или другой дефект, связанный с системой зажигания, как вероятность успешного запуска значительно снижается. Кроме того, длительная прокрутка стартером при сильных морозах разряжает аккумулятор, снижает бортовое напряжение и негативно сказывается на ресурсе самого стартера. Так получается, что в данной СУД исключение датчика фаз, т.е. упрощение системы, порождает опасность возникновения дополнительных трудностей, связанных с запуском холодного двигателя.

Существуют варианты СУД («Корвет» М11.38ЕТ), в которых ЭБУ в отсутствие датчика фаз формирует другой алгоритм выхода двигателя на режим фазированного впрыска. В них также происходит автоматическое определение рабочего цикла по неравномерности вращения коленчатого вала после запуска двигателя. При прокрутке двигателя стартером топливо поступает в попарно-параллельном режиме. После пуска и стабилизации работы двигателя через несколько секунд ЭБУ производит снижение топливоподачи в 1-ый цилиндр на такую величину, которая обеспечивала бы практически полное отсутствие индикаторного момента от этого цилиндра. Это снижение топливоподачи продолжается в течение заданного количества циклов, на протяжении которых по разнице в ускорении коленчатого вала выявляется такт сжатия 1-го цилиндра и осуществляется синхронизация рабочих тактов и фаз впрыска топлива в остальных цилиндрах. В дальнейшем двигатель работает только в режиме фазированного

впрыска. Таким образом, работа данной СУД показывает, что в отсутствии датчика фаз можно найти оптимальный вариант постепенного выхода на режим фазированного впрыска топлива, не затрагивая режимы холодного пуска и не подвергая двигатель опасности возникновения отказов.

В системах с механическим открытием ДЗ в качестве регуляторов дополнительного количества воздуха, необходимого для оптимального наполнения двигателя при запуске холодного двигателя, в системах распределенного впрыска используются те же системы РХХ, что и при регулировке режимов ХХ. В двигателях значительного рабочего объема используются РХХ золотникового типа с реверсным электроприводом (рис. 3), а в двигателях меньшего объема (до 1800 см³) часто используется РХХ в виде перемещающегося конуса с шаговым электродвигателем (рис. 4). Диапазон регулирования позволяет обеспечить возможность повышения n холодного двигателя до значения порядка 1200 – 1500 об/мин. В период эксплуатации возможны заедания и заклинивания элементов регулирования в конструкциях РХХ, вызванные износом золотника в первом варианте или износом червячного механизма во втором. Если для запуска двигателя необходимо нажимать на педаль газа и держать ее открытой в период прогрева двигателя, то это свидетельствует о неполадках в работе РХХ. Также указанные дефекты могут сопровождаться нестабильностью значений n и заглоханием двигателя в период прогрева или режима ХХ. Как правило, РХХ не ремонтпригодны и в случае возникновения дефектов подлежат замене.

С вводом в действие экологических норм Евро-3 все функции по обеспечению необходимого расхода воздуха на всех режимах работы двигателя, в том числе для холодного пуска, прогрева и ХХ, возложены на так называемую электронную ДЗ, управляемую электродвигателем. Внешний вид узла электронной ДЗ с приводом от электродвигателя и редуктора представлен на рис. 19. Ввиду очень

малых углов открытия ДЗ на указанных режимах в процессе эксплуатации создаются предпосылки для затрудненного перемещения и заедания ДЗ, вызванные загрязнением кромок ДЗ и отложениями продуктов сгорания на стенках впускного трубопровода. Данные дефекты также вызывают заглохание в период пуска двигателя и нестабильность значений n в период его прогрева. Для устранения и профилактики таких неисправностей необходимо периодически очищать поверхность кромок ДЗ и прилегающих поверхностей впускного трубопровода от отложений, препятствующих свободному перемещению ДЗ в диапазоне малых углов открытия.



Рис. 19. Внешний вид узла электронной ДЗ с электроприводом

В заключение темы по диагностике режимов пуска и прогрева холодного двигателя можно дать несколько практических советов в случае возникновения затруднений при запуске двигателя с впрыском топлива в условиях очень холодной погоды.

Если температура окружающего воздуха опускается ниже отметки $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, то обычно нет гарантии, что даже исправный двигатель запустится без проблем, тем более, если такое понижение температуры возникло неожиданно. В случае неудачных попыток запуска прежде всего следует проверить напряжение аккумуляторной батареи и эффективность работы стартера. Даже при заряженном аккумулято-

ре (напряжение не менее 12,0 – 12,5 В) желательно на несколько секунд включить фары или другие потребители энергии, чтобы несколько «оживить» его работу. Необходимо, чтобы при прокрутке стартером обороты двигателя **n** были не менее 80 об/мин, иначе шансы завести двигатель заметно уменьшаются из-за утечки заряда и плохих условий для испарения топлива. Кроме того, при прокрутке стартером бортовое напряжение на автомобиле не должно падать ниже 10 В, так как в противном случае не обеспечивается надлежащее питание для работы ЭБУ, электромагнитных форсунок и систем зажигания. Если состояние заряженного аккумулятора не позволяет соблюсти эти условия, то его следует заменить, либо поместить на некоторое время в теплое помещение для увеличения емкости.

При отсутствии каких-либо признаков запуска двигателя следует также проверить, включается ли топливный насос, так как при большом перепаде температур не исключено, что реле включения насоса не срабатывает. Включение насоса можно определить по легкому шуму, издаваемому насосом в течение нескольких секунд при включении зажигания. Также нужно проверить наличие надежного искрового разряда непосредственно на свечах зажигания. При отсутствии специального искрового разрядника можно отсоединить провод или индивидуальную катушку зажигания и подсоединить к контакту запасной заведомо исправной свечи. Затем надо обеспечить надежный контакт корпуса свечи с «массой» двигателя и прокрутить двигатель стартером. Если между электродами свечи периодически возникает достаточно яркая искра, то по этому признаку в целом можно судить об исправности системы зажигания.

Если двигатель производит «вспышки», но не заводится, то это часто свидетельствует о слишком бедной для запуска смеси, либо о неисправности («мокрых») свечей зажигания в отдельных цилиндрах. Чтобы исключить причину, связанную с недостатком топлива можно рекомендовать проверить сопротивление на концах ДТОЖ. Оно

должно составлять величину не менее 5,0 – 10,0 кОм при минусовой температуре.

Больше 3-х – 4-х попыток завести двигатель с 5 – 7 секундной прокруткой производить не рекомендуется. Если причина заключается не в недостатке топлива, то лишние попытки только усугубляют ситуацию. Для продувки «мокрых» свечей предусмотрен режим продувки цилиндров двигателя без подачи топлива форсунками, осуществляемый при полном открытии педали газа независимо от вида применяемой ДЗ. Если процесс продувки не помогает, то можно рекомендовать выкрутить свечи, просушить и немного нагреть их в пламени зажигалки или за счет другого источника тепла. Замасленные свечи или свечи, покрытые черным нагаром, следует заменить без колебаний. После этого исправные свечи закрутить и повторить попытку запуска. Как правило, при выполнении вышеназванных условий и рекомендаций двигатель успешно заводится.

3. УСТРОЙСТВО И ДИАГНОСТИКА СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ. ДИАГНОСТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВКИ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ

В основе работы практически всех систем зажигания лежит принцип преобразования электроэнергии аккумуляторной батареи (генератора) сначала в энергию накопителя с последующей передачей ее на искровой промежуток свечи. В подавляющем большинстве серийных систем зажигания в качестве накопителя энергии используется катушка индуктивности или, иначе говоря, катушка зажигания. При прохождении тока через первичную цепь катушки зажигания создается магнитное поле. В момент зажигания, когда ток прерывается, магнитное поле исчезает. Быстрое изменение магнитного поля посредством магнитной индукции приводит к возникновению высокого напряжения во вторичной цепи катушки. Таким образом, энергия,

накопленная в магнитном поле первичной обмотки, в момент зажигания трансформируется в высокое напряжение с разрядом в виде искры на электродах свечи. Ток и напряжение преобразуются в зависимости от соотношения числа витков (коэффициента трансформации) первичной и вторичной обмоток. Для образования надежной искры между электродами свечи требуется высокое напряжение, достигающее порой до 25 – 30 кВ, например, для двигателей с наддувом. Несмотря на большое количество конструктивных отличий различных систем, катушка индуктивности и свеча зажигания являются элементами, которые являются неотъемлемыми составляющими всех без исключения батарейных систем зажигания [18, 19, 21].

Прежде, чем оценивать эксплуатационные свойства элементов систем зажигания и выделять характерные неисправности, свойственные той или иной системе, целесообразно ознакомиться с особенностями работы наиболее распространенных вариантов этих систем и представить их классификацию:

- 1) по способу формирования момента зажигания;
 - контактные (классические);
 - бесконтактные;
- 2) по способу управления моментом зажигания;
 - механические (с центробежным и вакуумным регуляторами)
 - микропроцессорные;
- 3) по способу распределения высоковольтной энергии;
 - механическое распределение (с помощью распределителя);
 - статическое распределение.

Классическая контактная система зажигания (SZ по международной классификации) [19] получила широкое распространение в прошлом столетии и лишь в последние 20 – 25 лет полностью утратила свои позиции. При включенном зажигании ток проходит по первичной обмотке катушки зажигания и по сомкнутым контактам, накапливая энергию в магнитном поле. При размыкании контактов

происходит резкое исчезновение тока в первичной обмотке катушки, что приводит к возникновению ЭДС самоиндукции. Во вторичной обмотке также наводится ЭДС, но уже с гораздо большей амплитудой напряжения. При достижении напряжения порядка 5 – 12 кВ происходит пробой искрового промежутка между электродами свечи. При этом часть энергии выделяется в виде энергии дуги между контактами.

Распределители зажигания с классической системой зажигания являлись самыми распространенными на протяжении долгих лет до появления распределителей с бесконтактными датчиками или микропроцессорным управлением. Благодаря простоте настройки начального момента зажигания и возможности визуального контроля этого момента во время эксплуатации, эти системы не нуждаются в обязательном использовании специального оборудования. Свойственные классическим системам недостатки заключаются в износе подпружиненного толкателя контактной группы и обгорании самих контактов из-за возникающей дуги между контактами, что приводит к постепенному уменьшению отрегулированного зазора (0,25 – 0,4 мм) с соответствующим запаздыванием момента зажигания и ослаблению искры в свечном зазоре. Для поддержания оптимальных значений угла опережения зажигания (УОЗ) приходится за сравнительно короткий период эксплуатации (5,0 – 10,0 км пробега автомобиля) проверять величину зазора между контактами и очищать от отложений сами контакты. Кроме того, люфт валика распределителя и неравномерный износ кулачков создают значительный разброс УОЗ по отдельным цилиндрам.

Обычно в контактных системах используются катушки зажигания с сопротивлением первичной обмотки порядка 2,5 – 4,0 Ом. Поэтому напряжение во вторичной обмотке не превышает значений 5,0 – 8,0 В. Использовать высоковольтную катушку с меньшим сопротивлением в чисто классическом варианте контактной системы не пред-

ставляется возможным из-за сильного обгорания контактов прерывателя.

Появление **контактно-транзисторной системы зажигания (TZ-K)** [18, 21], которая является модификацией обычной классической системы зажигания, позволяет увеличить ток в первичной обмотке и напряжение во вторичной обмотке без обгорания контактов прерывателя. Это происходит благодаря тому, что контакты включают только управляющий ток для транзистора в дополнительной микросхеме. При размыкании контактов транзистор блокирует ток в первичной цепи зажигания и накопленная энергия катушки трансформируется в высокое напряжение вторичной обмотки. Однако остальные недостатки в эксплуатации, свойственные контактным системам, остаются без изменений.

Распределители зажигания с **бесконтактными системами** зажигания во многом лишены недостатков, свойственных распределителям с контактной системой. В бесконтактных системах коммутирование и разрыв тока в первичной обмотке катушки зажигания достигается за счет открывания и запираания мощного транзистора. Это позволяет увеличить ток разрыва до 8 – 11 А, что обеспечивает увеличение энергии, запасаемой катушкой в 3 раза по сравнению с контактными системами.

В распределителях зажигания используются 2 вида систем с бесконтактными датчиками. В бесконтактной **транзисторной системе зажигания с датчиком Холла (TZ-Н)** [19] вместо контактов прерывателя установлен датчик Холла, встроенный в распределитель зажигания. При вращении валика распределителя зажигания вращается закрепленный экран с прорезями 1 (рис. 20 слева), и проходит через воздушный зазор 4 в магнитном поле постоянного магнита датчика 2а. Когда через зазор проходит прорезь экрана, она беспрепятственно пропускает это магнитное поле, которое воздействует на проводящий элемент 2б датчика Холла. И наоборот, когда в этот зазор входит за-

слонка экрана, магнитные силовые линии замыкаются через экран и не действуют на элемент датчика. Этот процесс обеспечивает генерирование цифрового стабильного сигнала напряжения 1 В (рис. 20 справа). Момент зажигания t_z при вращении валика распределителя определяется началом открытия прорези в зазоре датчика Холла.

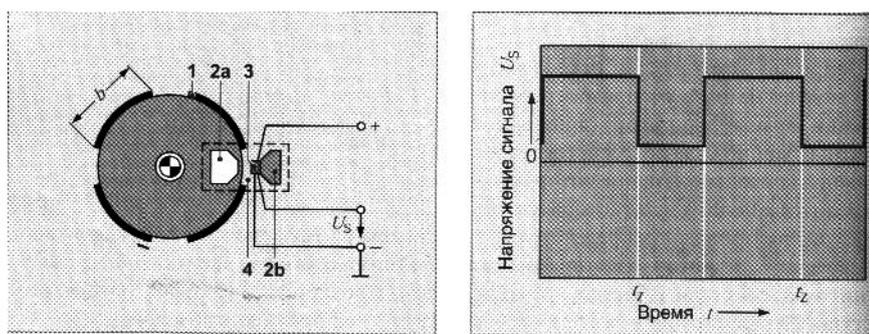


Рис. 20. Схема и сигнал напряжения датчика Холла в распределителе зажигания: 1 – экран с прорезями; 2а – постоянный магнит; 2b – проводящий элемент; 3 – интегральная схема Холла; 4 – воздушный зазор; U_s – напряжение сигнала; b – ширина лопатки; t_z – момент зажигания

Бесконтактное транзисторное зажигание с индуктивным датчиком (TZ-I), встроенное в распределитель зажигания, отличается от бесконтактного транзисторного зажигания с датчиком Холла весьма незначительно. Индуктивный датчик в системе транзисторного зажигания представляет собой импульсный генератор переменного тока (рис. 21 слева). Постоянный магнит 1 и индукционная обмотка с сердечником 2 индукционного датчика (импульсного генератора) образуют неподвижный статор. Статор и установленный на валике распределителя ротор 4 изготовлены из магнитопроницаемого материала. Принцип работы заключается в том, что воздушный зазор между зубцами ротора и статора постоянно изменяется при вращении ротора. Вместе с ним меняется и магнитный поток. Изменение потока создает в индукционной обмотке переменное напряжение (рис. 21 справа). Процесс управления током и УОЗ протекает аналогично этому процессу в системе с датчиком Холла. Момент зажигания t_z при вра-

щении ротора распределителя определяется точкой перехода напряжения U_s через нулевое значение.

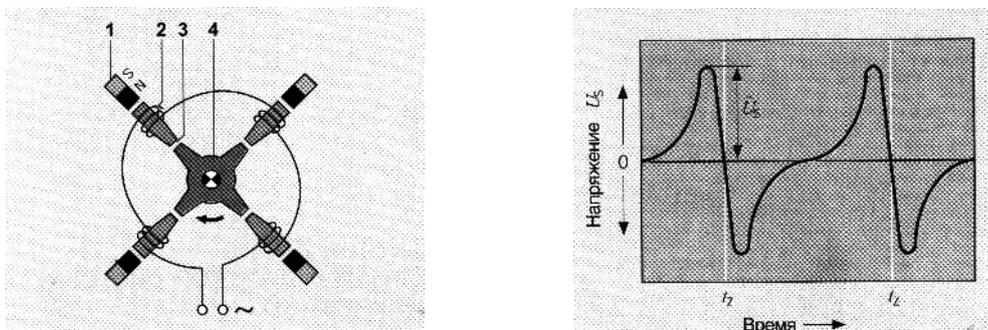


Рис. 21. Схема и сигнал напряжения индуктивного датчика в распределителе зажигания: 1 – постоянный магнит; 2 – индуктивная обмотка с сердечником; 3 – изменяющийся воздушный зазор; 4 – ротор; U_s – напряжение сигнала; t_z – момент зажигания

Использование микроэлектроники в автомобильных двигателях в начале 80-х гг. позволило найти новые варианты при разработке систем зажигания и создать **электронную систему зажигания (EZ)**. Электронное зажигание не нуждается ни в центробежном, ни в вакуумном механизмах регулировки момента зажигания. Хотя первоначально распределители с крышкой и бегунком еще оставались в употреблении, как элементы, распределяющие высоковольтную энергию по различным цилиндрам. Все значения УОЗ электронных систем определяются ЭБУ по сигналам основных датчиков: датчика частоты вращения коленчатого вала (n) и датчика, определяющего нагрузку двигателя. Для определения значения n чаще используется индукционный импульсный датчик или комбинированный ДПКВ в современном исполнении, который устанавливается напротив специального маркерного диска. В некоторых вариантах систем электронного зажигания в качестве альтернативы значение n определяется с помощью датчика Холла в распределителе зажигания. В ранних моделях систем электронного зажигания давление во впускном трубопроводе через трубку воздействует на датчик абсолютного давления, встроенный в

ЭБУ. В двигателях, оснащенных объединенной системой управления впрыском топлива и зажиганием (например, «Motronic»), данные о нагрузке двигателя, используемые для управления впрыском, используются и для управления зажиганием.

С помощью этих данных ЭБУ выдает сигнал на окончательную корректировку момента зажигания. Соответствующая корректирующая схема может интегрироваться в ЭБУ или устанавливаться снаружи, например, на катушке зажигания. Преимущество электронного зажигания лучше всего выражается в возможности использования программируемой диаграммы УОЗ (рис 22а). Эта базовая характеристика содержит оптимальный момент зажигания, выбираемый в зависимости от значения n и нагрузки на стадии проектирования двигателя. Значения УОЗ в процессе эксплуатации на автомобиле могут корректироваться дополнительными датчиками, контролирующими:

- расстояние до границы детонации (ДД);
- температуру двигателя (ДТОЖ);
- температуру всасываемого воздуха (ДТВ) (необязательно);
- положение дроссельной заслонки (ДПДЗ) (на режимах ХХ и полной нагрузки).

Для сравнения (рис 22b) приведена диаграмма УОЗ с ровными наклонными плоскостями, характерными для систем зажигания с механическим управлением УОЗ центробежным и вакуумным регуляторами.

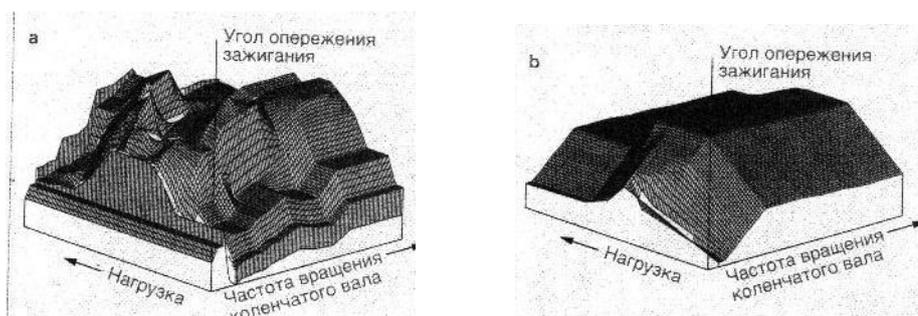


Рис. 22. Диаграммы УОЗ в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя: а – с электронной системой зажигания; б – с системой зажигания с механическим регулированием

Таким образом, преимущества электронной системы зажигания в сравнении с механической системой регулирования УОЗ выражаются в следующих положениях:

- лучшая адаптация УОЗ к различным условиям работы двигателя;
- реализация оптимальных значений УОЗ для обеспечения требований к минимальному расходу топлива, пониженной токсичности ОГ и наибольшей мощности в зависимости от режима работы двигателя;
- возможность контролировать режимы работы двигателя без детонации.

В процессе дальнейшей эволюции систем электронного зажигания системы с распределителем (EZ) были трансформированы в **электронные системы зажигания со статическим распределением высоковольтной энергии (VZ)**. Преимущества системы VZ по сравнению с системой EZ заключаются в следующем:

- нет вращающихся деталей, подверженных износу;
- нет дополнительных контактов и соединений, подверженных обгоранию и окислению;
- облегчает задачу по рациональному размещению элементов системы.

Электронные системы зажигания со статическим распределением энергии применяются преимущественно двух видов, работа которых рассмотрена ниже.

Система с двухискровыми катушками зажигания предполагает, что на каждые два цилиндра приходится по одному задающему (оконечному) каскаду зажигания и по одной катушке зажигания. Широко распространены системы, где две катушки объединены в один модуль зажигания, представленный на рис. 23 справа. Концы вторичных обмоток катушек подключаются к свечам зажигания в двух разных цилиндрах через высоковольтные провода. Цилиндры

выбраны так, что при такте сжатия в одном из цилиндров в другом происходит такт выпуска (при четном количестве цилиндров). Таким образом, в 4-х цилиндровом двигателе момент зажигания в одном из цилиндров (например, в 1-ом) образуется «рабочая» искра, а в другом (в 4-ом) «холостая». Через один оборот коленчатого вала двигателя «рабочая» искра и «холостая» искра меняются местами. Смещение момента зажигания во 2-ом и 3-ем цилиндрах происходит через 180° поворота коленчатого вала.

Преимуществом такой системы зажигания по сравнению с системой зажигания с индивидуальными катушками является меньшая стоимость комплектующих элементов. Кроме этого отпадает необходимость в синхронизации момента зажигания с положением распределительного вала.

В системах с одноискровыми индивидуальными катушками зажигания на каждый цилиндр приходится один задающий каскад зажигания и одна катушка зажигания (рис. 23а). ЭБУ включает в работу оконечные каскады зажигания в соответствии с установленным порядком зажигания.

Чаще всего индивидуальные для каждого цилиндра катушки располагаются непосредственно над свечами и закрепляются на них без высоковольтных проводов. Статическое распределение высоковольтного напряжения с одноискровыми катушками универсально и применимо для любого количества цилиндров без использования проводов высокого напряжения.

Еще одним преимуществом этой системы является отсутствие ограничений на диапазоны регулировки УОЗ. Однако для синхронизации работы всей системы здесь необходимо применение датчика фаз распределительного вала.

На рис. 23,б показан еще один вариант модуля зажигания, состоящего из 2-х одноискровых катушек и предназначенного для статической передачи энергии зажигания на 2 свечи посредством высо-

КОВОЛЬТНЫХ ПРОВОДОВ.

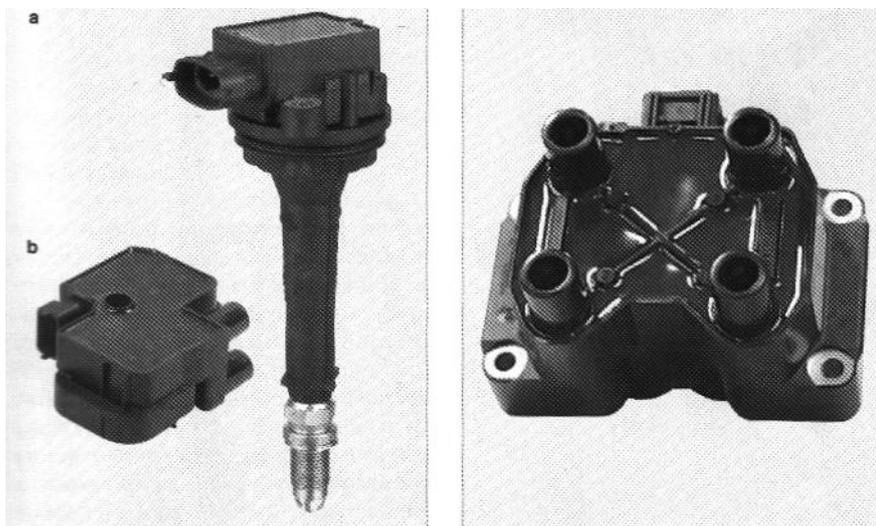


Рис. 23. Типы катушек зажигания для электронных систем со статическим распределением энергии

Для управления током низкого напряжения в первичной цепи в электронных системах зажигания применяются **задающие (оконечные) каскады зажигания**, включенные в схему цепи индуктивной системы зажигания (рис. 24 слева). ЭБУ активирует задающий каскад зажигания 4 на расчетный период времени, когда искрообразование отсутствует. В пределах этого времени первичный ток катушки зажигания 3 вырастает до номинальной величины (рис. 24 справа) и создает при этом магнитное поле. В момент зажигания задающий каскад зажигания при помощи силового транзистора прерывает ток. В результате изменения магнитного потока во вторичной обмотке катушки зажигания индуцируется вторичное высокое напряжение, подаваемое на свечу зажигания 5.

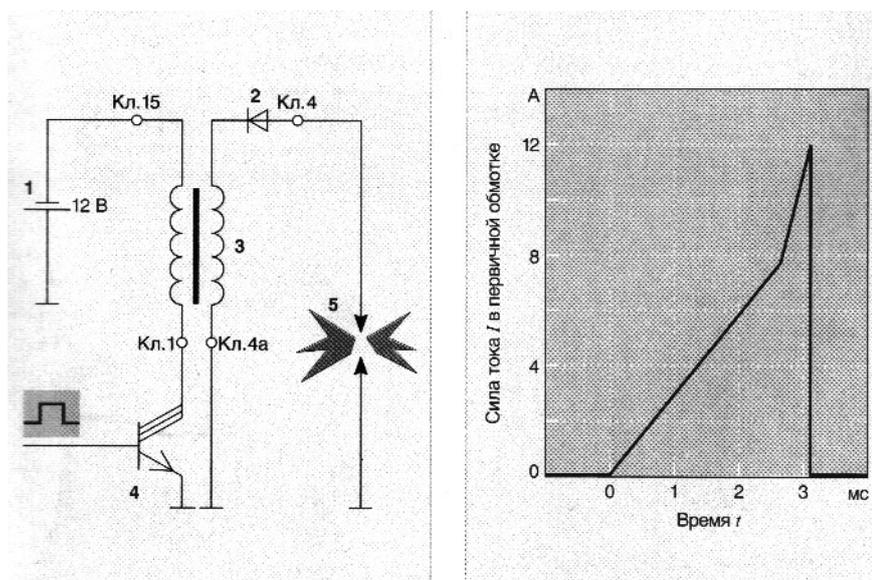


Рис. 24. Схема цепи индуктивной системы зажигания с задающим каскадом зажигания и характеристика изменения силы тока в первичной обмотке от времени: 1 – аккумуляторная батарея; 2 – встроенный диод; 3 – катушка зажигания; 4 – задающий каскад зажигания; 5 – свеча зажигания; кл. 1, кл. 4, кл. 4а, кл. 15 – обозначения клемм.

Существуют внутренние и внешние задающие каскады зажигания. Внутренние располагаются на печатной плате ЭБУ, а внешние – в собственном корпусе отдельно от ЭБУ или могут быть интегрированы в катушку зажигания.

Электрическая энергия, поступающая из катушки зажигания к свече зажигания, называется **энергией искры**. Она является важной характеристикой элементов вторичной цепи зажигания, определяет пробивной ток и продолжительность искрового разряда на свече. Энергия искры зависит от физического состояния рабочей смеси в камере сгорания и от параметров самой свечи, а именно:

- от плотности и состава рабочей смеси;
- от выбранного момента зажигания;
- от скорости потока рабочей смеси и ее турбулентности;
- от материала и геометрии электродов свечи;
- от величины зазора между электродами свечи.

Напряжение зажигания определяет уровень энергии, при ко-

тором на электродах свечи зажигания происходит искровой разряд. На рис. 25 представлен характер импульсов напряжений во вторичной цепи электронного зажигания по отдельным цилиндрам. Данные получены на двигателе FD3 автомобиля Chevrolet Cruze с помощью программы диагностического комплекса FSA-740 фирмы Bosch.

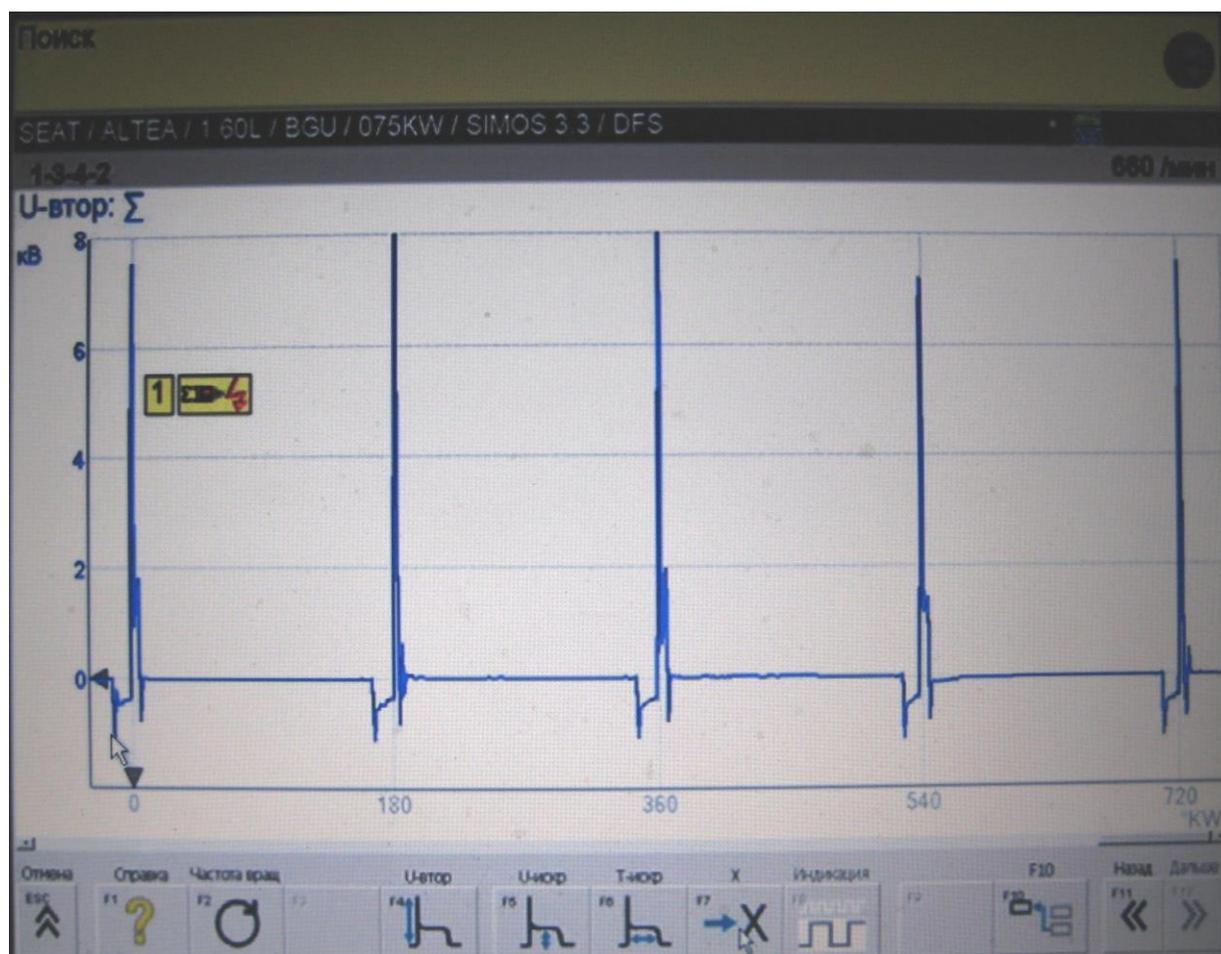


Рис. 25. Импульсы напряжений в кВ во вторичной цепи зажигания по отдельным цилиндрам

Для воспламенения рабочей смеси в двигателях с внешним смесеобразованием необходимое значение энергии искры находится в диапазоне 30 – 50 мДж. У двигателей с непосредственным впрыском топлива для обеспечения надежного воспламенения на всех рабочих режимах необходима более высокая энергия искры (до 100 мДж). При

этом нормальная продолжительность искры составляет 1,1 – 2,0 мс. На рис. 26 показаны гистограммы средних значений напряжения во вторичной цепи зажигания, напряжения и продолжительности искрового разряда на свечах, полученные, на том же упомянутом двигателе и на том же оборудовании.



Рис. 26. Гистограммы параметров вторичной цепи зажигания

Помимо мощного и надежного искрового разряда для обеспечения экономических и мощностных показателей работы двигателя важно иметь **оптимальный момент зажигания**. Оптимальный момент зажигания зависит от многих факторов, учесть которые в полном объеме можно только в электронных системах зажигания. В си-

стемах с механическим регулированием момента зажигания можно приближенно учесть только факторы изменения значения n и нагрузки двигателя.

Поскольку на большинстве режимов работы бензинового двигателя момент зажигания за редким исключением происходит до верхней мертвой точки, то на практике часто удобнее пользоваться распространенным параметром УОЗ, измеряемым в градусах поворота коленчатого вала до ВМТ цилиндра. В обиходе часто можно встретить понятия «раннего» и «позднего» зажигания в зависимости от отклонения УОЗ от оптимального значения в сторону увеличения или в сторону уменьшения соответственно.

Выбирая значения УОЗ, следует учитывать скорость вращения двигателя и скорость сгорания рабочей смеси, зависящей от скорости распространения пламени в камере сгорания от искрового разряда. В двигателях со смесеобразованием во впускном трубопроводе после возникновения искрового разряда до полного сгорания рабочей смеси проходит в среднем около 2 мс. Скорость сгорания постепенно увеличивается при обогащении смеси и достигает максимума при мощностном составе смеси. Высокая турбулентность заряда способствует увеличению скорости сгорания. Наоборот, при обеднении смеси относительно стехиометрического состава скорость сгорания уменьшается. При малой плотности заряда, то есть при существенном дросселировании потока воздуха, скорость сгорания также падает. Наличие остаточных газов в заряде способствует снижению скорости сгорания смеси.

С учетом скорости вращения двигателя для получения максимального крутящего момента на каждом конкретном режиме УОЗ следует подбирать таким, чтобы пик давления в камере сгорания располагался сразу после прохождения поршнем ВМТ. Поэтому с повышением n оптимальное значение УОЗ должно постепенно смещаться в сторону более ранних углов, но только до таких значений, при кото-

рых еще не возникает детонация (рис. 27). Уменьшение скорости сгорания смеси на режимах со значительным перепадом давления во впускном трубопроводе диктует необходимость корректировки УОЗ на этих режимах также в сторону более «раннего» зажигания.

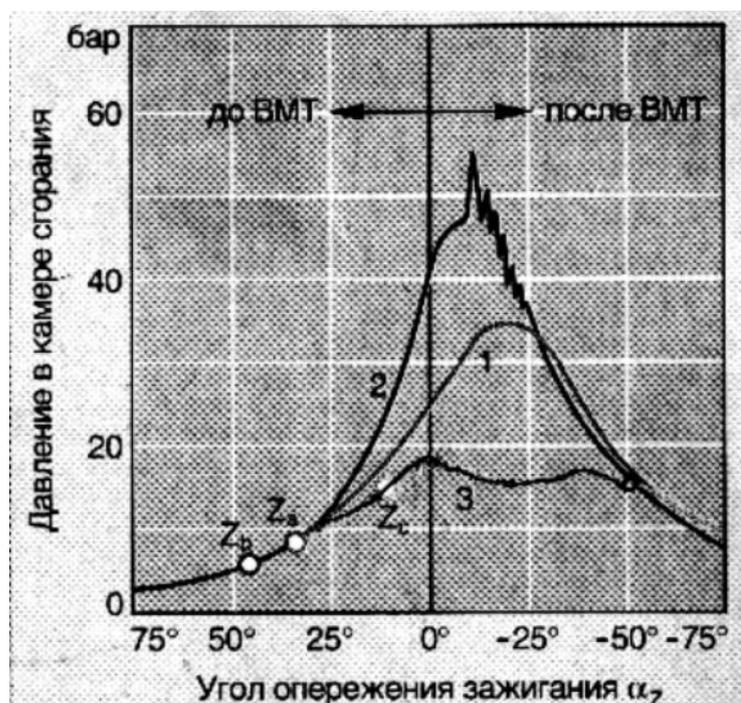


Рис. 27. Характеристики изменения давления в камере сгорания при разных значениях УОЗ: 1 – кривая давления с оптимальным протеканием процесса сгорания при значении УОЗ в точке Z_a ; 2 – кривая давления при процессе сгорания с детонацией при значении УОЗ в точке Z_b ; 3 – кривая давления, характеризующая процесс сгорания при малом значении УОЗ в точке Z_c .

В распределителях зажигания с механическим регулированием УОЗ требования к оптимальным значениям УОЗ удовлетворены лишь частично. Большинство систем зажигания с контактными и бесконтактными датчиками оснащены центробежным и вакуумным регуляторами УОЗ.

Работа **центробежного регулятора** определяет зависимость значений УОЗ от значений n . Принцип работы центробежных регуля-

торов практически одинаков для всех видов распределителей зажигания с контактными и бесконтактными датчиками [19]. Механизм центробежного регулятора обычно состоит из двух подпружиненных грузиков, которые при ускорении вращения под действием центробежной силы разворачивают подвижную втулку с бегунком на валике распределителя в сторону вращения валика с опережением положения, при котором датчик прерывает ток в первичной цепи катушки. Тем самым, момент зажигания сдвигается в сторону более ранних значений УОЗ. За счет изменения усилия 2-х пружин грузиков можно изменять характер зависимости УОЗ от значения n . При слишком слабом натяжении пружин резкое возрастание УОЗ может привести к детонации, а при слишком тугом натяжении замедленное нарастание УОЗ приводит к снижению крутящего момента и динамики разгона автомобиля. Для предотвращения детонации на высоких оборотах двигателя при полной нагрузке возрастание УОЗ обычно ограничено значением $25 - 30^\circ$ до ВМТ.

Вакуумный регулятор предназначен для корректировки значения УОЗ на режимах работы двигателя в определенном диапазоне малых и средних нагрузок. При превышении разрежения во впускном трубопроводе определенного порогового значения, составляющего величину порядка $13 - 15$ кПа происходит корректировка УОЗ в пределах $7 - 12^\circ$ в зависимости от модели распределителя зажигания. Величина порогового значения разрежения, определяющего нагрузку двигателя, выбирается исходя из опасности возникновения детонации при превышении этой нагрузки.

Благодаря указанной корректировке в определенном диапазоне частичных нагрузок можно достичь экономии топлива от 3-х до 5-и %. В основном это касается установившихся режимов работы двигателя, например, при движении автомобиля с постоянной невысокой или средней скоростью. Однако следует отметить, что правильная настройка центробежного регулятора, определяющего зависимость

УОЗ от скоростного режима двигателя, оказывается намного важнее для обеспечения оптимальных мощностных и экономических показателей, чем корректировка УОЗ вакуумным регулятором.

Конструкция вакуумного регулятора, которая примерно одинакова для распределителей всех типов [19], состоит из вакуумной камеры, подпружиненной мембраны и тяги. При превышении в камере порогового разрежения, тяга с мембраной, преодолевая усилие пружины, перемещает подвижную пластину с датчиком и разворачивает ее на определенный угол навстречу вращению валика в дополнение к углу разворота центробежным регулятором.

Таким образом, на режимах малых и частично средних нагрузок УОЗ складывается из суммарного влияния работы центробежного и вакуумного регуляторов. При увеличении нагрузки УОЗ определяется работой только центробежного регулятора. На режиме минимальных оборотов ХХ отверстие для подачи разрежения в вакуумную камеру распределителя, как правило, располагается чуть выше верхней кромки дроссельной заслонки В этом случае двигатель более устойчиво и с меньшим содержанием СН работает при начальном значении УОЗ, т. е. 5,0 – 10,0°. Иногда для более экономичной работы двигателя на ХХ подача разрежения в вакуумный регулятор осуществляется постоянно из отверстия в задроссельном пространстве, но в ущерб устойчивости работы и снижению содержания СН. На рис 22b представлен пример характеристической диаграммы УОЗ суммарного влияния центробежного и вакуумного регуляторов.

В некоторых конструкциях распределителей зажигания используются вакуумные регуляторы УОЗ двойного действия, то есть в конструкциях предусмотрена возможность как опережения, так и запаздывания зажигания благодаря тому, что мембрана с тягой разделяет вакуумную камеру на две секции. При подаче разрежения в наружную секцию происходит опережение зажигания, как в обычных вакуумных регуляторах, а если в противоположную секцию, то, соответ-

ственно, запаздывание. Запаздывание зажигания в основном применяется на режиме прогрева двигателя для уменьшения выбросов СН, величина которых на непрогретом двигателе сильно зависит от УОЗ.

В распределителях с механическим регулированием УОЗ, в которых начальный момент зажигания устанавливается вручную, для контроля и регулировки зажигания широкое распространение получил универсальный прибор под названием **стробоскоп**. Стробоскоп позволяет визуально определять начальный момент установки зажигания на ХХ при n_{\min} и контролировать УОЗ во всем диапазоне значений n с оценкой работы центробежного и вакуумного регуляторов. Для этого используется стробоскопический эффект, при котором в ярких, часто повторяющихся лучах световых импульсов на вращающемся шкиве коленчатого вала воспроизводится как будто неподвижная картина одного и того же положения этого шкива.

Световые импульсы от ксеноновой, либо другой лампы, синхронизируются с импульсами высокого напряжения во вторичной цепи зажигания с помощью специального зажима индуктивного датчика стробоскопа, надетого на высоковольтный провод 1-го цилиндра (рис. 28). Таким образом, при направлении исходящих из корпуса стробоскопа прерывистых лучей световых импульсов на вращающийся шкив высвечивается метка, перемещающаяся в зависимости от изменения момента зажигания в 1-ом цилиндре. Разворачивая корпус распределителя зажигания в ту или иную сторону, регулируется УОЗ на режиме ХХ с n_{\min} и окончательно устанавливается путем совмещения метки на шкиве с неподвижной меткой (метками) на передней крышке блока двигателя, соответствующей оптимальному значению УОЗ. На многих моделях двигателей подвижная метка расположена на маховике, которую можно наблюдать через специальное окно в картере сцепления. Рядом с окном на картере расположена пластина с метками и соответствующей градуировкой, позволяющей установить оптимальный УОЗ для режима ХХ с n_{\min} по той же методике.

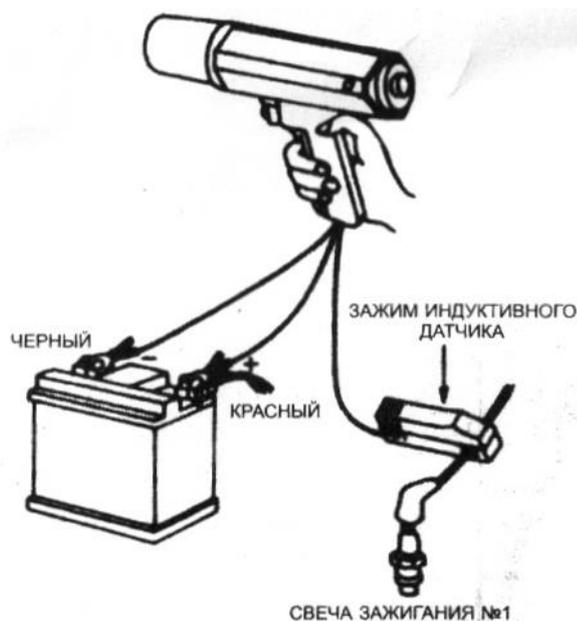


Рис. 28. Схема подключения элементов стробоскопа для диагностики значений УОЗ.

Диагностика УОЗ с помощью стробоскопа позволяет выявить дефекты, связанные с работой центробежного и вакуумного регуляторов. Работу центробежного регулятора следует оценивать с отключенным вакуумным регулятором, то есть со снятой вакуумной трубкой. Начиная с режима ХХ на n_{\min} нужно плавно увеличивать обороты двигателя и наблюдать за изменением УОЗ. По характеру и скорости изменения УОЗ можно судить о состоянии центробежного регулятора. При оптимальной настройке центробежного регулятора УОЗ плавно возрастает и достигает максимального значения (30 – 35° до ВМТ) на режиме n , обычно соответствующем максимальному крутящему моменту. Если с увеличением оборотов двигателя метка на шкиве или маховике (в зависимости от модели двигателя) остается на месте или почти не двигается, то это свидетельствует о заклинивании центробежного регулятора. Такая неисправность характерна для распределителей зажигания у двигателей, находящихся длительное время в нерабочем состоянии.

Для оценки работоспособности вакуумного регулятора следует снова подключить штатную вакуумную трубку к вакуумному регулятору и следить с помощью стробоскопа за изменением положения метки на шкиве или маховике. Если на режиме ХХ с n_{\min} разрежение не подается в вакуумную камеру, то следует приоткрыть ДЗ, увеличить значение n до достижения 1500 – 2000 об/мин, при котором разрежение должно подаваться в вакуумную камеру распределителя, и зафиксировать значение УОЗ. Затем, не убавляя обороты двигателя, отсоединить вакуумную трубку и снова зафиксировать значение УОЗ. При нормально работающем вакуумном регуляторе разница в значениях УОЗ должна составлять 7 – 12°. Если разница в показаниях УОЗ не наблюдается или она очень мала, то это свидетельствует о неисправности регулятора. В большинстве случаев неисправность связана с разрывом мембраны вакуумной камеры распределителя зажигания.

Стробоскоп может оказаться полезным и для приближенной оценки изменения УОЗ полностью электронных систем зажигания в отсутствие специальных тестеров и сканеров, предназначенных для диагностики СУД. Если, например, на маркерный диск двигателя нанести метку, соответствующую ВМТ 1-го цилиндра, то с помощью стробоскопа можно наблюдать изменение УОЗ в зависимости от значений n .

Подводя итоги работы и диагностики систем зажигания с механической установкой и регулировкой момента зажигания, следует отметить их ограниченные возможности в плане варьирования УОЗ в зависимости от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя. Как видно из сравнения характеристических диаграмм УОЗ (рис. 22), возможности электронной регулировки позволяют воспроизвести более сложные зависимости УОЗ, которые учитывают такие факторы, как цикловое наполнение, склонность к детонации на отдельных режимах, пульсации воздушного потока. Кроме того, в системах электронного зажигания можно учитывать факторы температурного со-

стояния двигателя и факторы, способствующие снижению вредных компонентов в ОГ.

Для контролирования всего процесса управления системами электронного зажигания в ЭБУ задействована специальная подсистема «Система зажигания» (IS), выполняющая основные функции. Функция «Управление зажиганием» (IGC) определяет установочный УОЗ. Эта функция также обеспечивает создание искрового разряда на свече зажигания в нужный момент. УОЗ рассчитывается на основе базового значения УОЗ и регулировок УОЗ в зависимости от режима работы двигателя. Также базовые значения УОЗ корректируются в зависимости от теплового состояния двигателя, возникновения детонации и работы системы рециркуляции ОГ. Исходя из конкретного значения УОЗ и необходимого времени заряда катушки зажигания, рассчитывается и настраивается момент включения задающего каскада зажигания.

Функция «Регулировка детонации» (IKC) обеспечивает работу двигателя без детонации, корректируя УОЗ непосредственно у границы возникновения детонации. Процесс сгорания во всех цилиндрах контролируется одним или двумя датчиками детонации. Зарегистрированный датчиками «шум» в блоке двигателя сравнивается с контрольным допустимым значением «шума» сгорания, возникающего при нормальной работе отдельных цилиндров после низкочастотного фильтра. Контрольный уровень «шума» представляет собой фоновый «шум» двигателя в режиме работы без детонации. Если разница между зарегистрированным «шумом» и контрольным «шумом» превышает некоторое пороговое значение, то распознается детонация. При выявленном детонационном сгорании УОЗ смещается в сторону более позднего зажигания на необходимую величину, гарантирующую отсутствие детонации. Затем, при отсутствии детонации УОЗ небольшими последовательными шагами снова увеличивается до оптимального значения. При определении неисправности, провоцирующей

возникновение детонации, в аппаратной части ЭБУ задействуется функция безопасности, которая переводит УОЗ в заведомо безопасные значения.

Для диагностики дефектов и неисправностей систем зажигания важно рассматривать эти системы, как единые, состоящие из системы управления моментом зажигания, задающего каскада зажигания, катушки (катушек) индуктивности, свечей зажигания и всех соединительных элементов. Неисправности в системах зажигания можно разделить на два типа. **К первому типу** следует отнести неисправности, **нарушающие оптимальные значения УОЗ** во всем диапазоне режимов работы двигателя или на его отдельных режимах. **Ко второму типу** относятся все дефекты работы двигателя, связанные с **нарушением процесса эффективного искрообразования** на свечах зажигания.

Дефекты работы систем зажигания с механическим регулированием УОЗ уже были упомянуты и разобраны при описании работы центробежного и вакуумного регуляторов. Диагностика УОЗ в электронных системах зажигания осуществляется при помощи различных тестеров, начиная от использования простых дорожных компьютеров и заканчивая применением комплексных диагностических систем с множеством функций. Работа и возможности последних систем подробно рассмотрены в следующей главе пособия.

Прежде, чем высокое напряжение дойдет до свечи и произойдет искровой разряд, конечный процесс искрообразования зависит от целой цепочки передачи энергии от клеммы на замке зажигания через первичную обмотку катушки зажигания во вторичную обмотку, затем через провода и далее на свечу.

Проверить подачу низкого напряжения на катушку зажигания можно с помощью обычного вольтметра, подсоединив его к клемме 1 (рис.29). Сама катушка зажигания является необслуживаемым компонентом системы зажигания и распознать наличие неисправности

внутри катушки бортовая диагностика (OBD) в СУД способна далеко не всегда. Дефект во внутренней изоляции катушки может, например, привести к переносу искрового разряда со свечи зажигания внутрь самой катушки. Подобные дефекты не распознаются ни с помощью бортовой диагностики, ни при визуальном осмотре. Явным признаком дефектной катушки является ее сильный нагрев, связанный с коротким замыканием нескольких витков одной из обмоток или неправильном их подключении. Также нагрев катушки при неработающем двигателе в системах электронного зажигания указывает на наличие короткого замыкания в задающем каскаде зажигания или на «массу» между клеммой 1 и задающим каскадом зажигания 5 (рис. 29). При наличии таких опасных дефектов катушка зажигания подлежит обязательной замене. Отсутствие выходного высокого напряжения с вторичной обмотки катушки еще не свидетельствует о ее дефекте, так как во многих случаях напряжение не индуцируется из-за отказа датчиков или коммутатора в обычных системах зажигания или неисправности в задающем каскаде зажигания электронных систем.

Выход из строя индивидуальных (одноискровых) катушек зажигания происходит чаще из-за специфики условий их эксплуатации. В основном в современных двигателях используется конструкция стержневой индивидуальной катушки зажигания 3 (рис. 29), которая позволяет оптимально использовать пространство моторного отсека. Стержневые катушки всегда устанавливаются непосредственно на свечу зажигания без дополнительных соединительных проводов, что является их несомненным преимуществом. Однако близость элементов катушки и свечи зажигания к стенке головки блока двигателя создают предпосылки для пробоя электрического разряда на «массу» через изоляцию в случаях попадания токопроводящих жидкостей в отверстие под свечу.

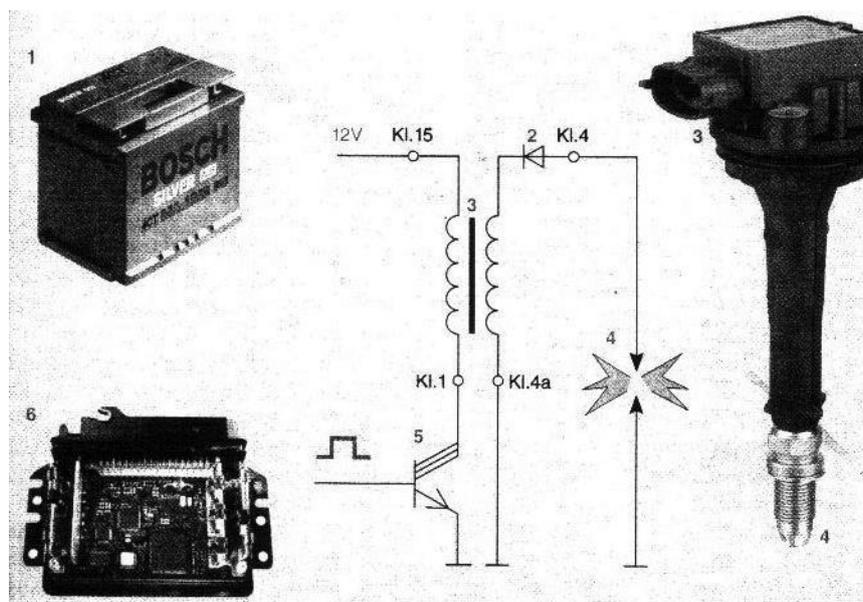


Рис. 29 Схема и элементы системы зажигания со статическим распределением энергии: 1 – аккумулятор; 2 – встроенный диод; 3 – индивидуальная катушка зажигания; 4 – свеча зажигания; 5 - задающий каскад зажигания; 6 – ЭБУ; kl.1; kl.15, kl.4, kl.4a – обозначения клемм.

Индивидуальные стержневые катушки не подлежат ремонту, поэтому их диагностика сводится к выявлению дефектных образцов, вызывающих перебои в работе двигателя или полное отсутствие искрового разряда на свечах. При наличии специального оборудования диагностирование такой неисправности не вызывает больших затруднений, так как на осциллограмме, подобной изображенной на рис. 25 сразу будет видно либо отсутствие сигнала напряжения, либо очень слабый сигнал. При отсутствии специального диагностического оборудования нерабочую катушку можно выявить путем ее установки в заведомо рабочий цилиндр. Если рабочий цилиндр становится нерабочим, то причина неисправности заключается в дефектной катушке. Отсутствие рабочей искры в цилиндре при установке заведомо исправной катушки свидетельствует о неисправности в первичной цепи системы зажигания, например, в задающем каскаде, который может быть встроен в ЭБУ.

При наличии в системе зажигания **высоковольтных проводов** особое внимание следует уделить проверке их электрического сопротивления. В зависимости от их длины обычно сопротивление находится в пределах от 2-х до 10-ти кОм. Провода со значительным превышением этих значений следует заменить, несмотря на отсутствие внешних дефектов, поскольку дефекты в работе двигателя могут возникнуть на режимах с большой нагрузкой. Также нужно обратить внимание на состояние изоляционных наконечников и колпачков. Их неплотное прилегание и наличие трещин могут вызвать пробой искры на «массу» и утечку высоковольтного напряжения, особенно в условиях большой влажности. В гаражных условиях проверить возможность подобной утечки можно с помощью дополнительного провода, оголенного с двух концов. На работающем двигателе следует один из концов приложить к проверяемому элементу, а другой конец соединить с «массой» двигателя. Если при этом возникают перебои в работе двигателя, то изоляция проверяемого элемента нарушена.

Свечи являются конечными элементами в системах зажигания, от которых зависит стабильность воспламенения рабочей смеси. Периодическая замена свечей в процессе эксплуатации двигателя предусмотрена регламентными работами во избежание появления дефектов, вызванных потерей надежности после выработки определенного ресурса.

Однако определенные эксплуатационные факторы, такие, как длительная работа на очень богатой смеси, работа в условиях сильной детонации, перегрев двигателя, наличие различных присадок в топливе, повышенный расход масла и ряд других, значительно сокращают период безотказной работы практически любых, даже самых надежных свечей. С влиянием перечисленных факторов на работоспособность свечей можно ознакомиться подробно, изучив материалы литературных источников [18, 19, 24], в которых значительное внимание уделено именно этой проблеме.

При отсутствии специализированного оборудования, чтобы убедиться в том, что дефект в работе двигателя происходит из-за неисправности свечи (свечей) зажигания, необходимо проверить отсутствие утечки энергии до непосредственного контакта со свечой провода или индивидуальной катушки зажигания. Для этого можно воспользоваться простым искровым разрядником, позволяющим для проверки мощности искры изменять искровой промежуток между контактами. Подсоединив конец провода или катушки к плюсовому контакту, при прокрутке двигателя в стартерном режиме можно визуально контролировать искрообразование, изменяя искровой промежуток в значительном диапазоне. При исправном состоянии элементов зажигания, расположенных до свечи, максимальный искровой промежуток колеблется от 8 до 20 мм и более в зависимости от применяемой системы зажигания.

Визуальный контроль свечей часто помогает отбраковать неисправные экземпляры без какой-либо дополнительной проверки. Наличие толстого слоя черного рыхлого нагара в большинстве случаев свидетельствует о длительной работе двигателя на сильно обогащенной смеси. Даже после устранения дефекта эксплуатировать двигатель с такими свечами становится невозможно из-за шунтирования их электродов внутри изолятора. В лучшем случае их можно очистить с помощью пескоструйной установки, но более надежно – заменить исправными. Замасленные свечи с характерным черным глянцем, как правило, восстановлению не подлежат.

Также трудно восстанавливаются свечи с отложениями, вызванные металлосодержащими присадками в топливе, поскольку эти отложения являются токопроводящими. Наличие трещин и сколов на изоляторе свечи недопустимо из-за вероятного пробоя искрового разряда на «массу» и опасности попадания материала изолятора в камеру сгорания.

4. ДИАГНОСТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИМЕНЯЕМОЕ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОЙ ДИАГНОСТИКИ СИСТЕМ БЕНЗИНО- ВОГО ДВИГАТЕЛЯ

СУД современного автомобильного двигателя содержит ЭБУ в качестве своего главного элемента. Для полноценной диагностики большинства карбюраторных двигателей, не содержащих ЭБУ, достаточно иметь набор приборов, состоящий из мультиметра для измерения сопротивления и напряжения, набора манометров для измерения давления и разрежения и двухкомпонентного (СО и СН) газоанализатора. В отличие от устаревших моделей эффективная диагностика СУД с ЭБУ практически невозможна без помощи дополнительного, более совершенного оборудования.

Для поиска и фиксации неисправностей двигателей с многофункциональным ЭБУ необходимо использовать **сканеры** или просто **тестеры**, позволяющие проводить так называемую системную диагностику. Сканеры и тестеры удобно использовать для отображения входных сигналов, поступающих в ЭБУ, и командных сигналов, формируемых ЭБУ для исполнительных механизмов.

С помощью сканера или тестера можно выполнять следующие диагностические операции:

- проводить идентификацию ЭБУ и других данных СУД
- воспроизводить сигналы с датчиков, отслеживая их изменение во времени;
- считывать сохраненные в памяти ЭБУ коды неисправностей, которые вызваны сбоями в работе датчиков и систем согласно заложенной в ЭБУ программе;
- осуществлять контроль работы исполнительных механизмов с возможностью включения (выключения) и изменения некоторых функций и параметров.

В качестве примеров портативных и удобных в применении тестеров можно привести модели АСКАН-8 или АСКАН -10, предназначенные в основном для диагностики отечественных автомобильных двигателей.

Однако сканеры не всегда способны оценить достоверность получаемых от ЭБУ данных или параметров, поскольку они отображают сигналы от датчиков, которые из-за каких-либо дефектов могут не соответствовать истинным значениям проверяемых параметров. Например, неверные данные ДМРВ, на основании которых производится расчет цикловых подач топлива, часто не расценивается ЭБУ как ошибка, поскольку расчет выполняется по сигналам датчика, а не по истинному значению расхода воздуха. В результате подобный дефект, не отображаемый ЭБУ, может привести к перерасходу топлива, потере мощности и повышенным выбросам токсичных компонентов с ОГ. Поэтому полученные в результате системной диагностики параметры следует сопоставлять с другими данными.

Использование многокомпонентного газоанализатора может значительно помочь в выявлении неисправности, если она связана с существенным изменением состава смеси или с пропусками рабочих циклов, что было наглядно показано в п. 2. 3. данного пособия.

Для сбора информации, получаемой непосредственно с элементов и систем двигателя применяются **мотортестеры**. Мотортестеры способны воспроизводить целый ряд диагностических измерений физических величин, которые недоступны обычному сканеру. К ним относятся формы напряжений и токов датчиков и исполнительных механизмов, осциллограммы высокого напряжения, давления в цилиндрах, тока стартера и др.

Объединение сканирующего устройства, мотортестера и газоанализатора в один комплекс позволяет провести всестороннюю диагностику СУД.

Диагностический комплекс FSA 740 для проверки и анализа

систем автомобильных двигателей представляет собой построенный по модульному принципу стенд для диагностики двигателей в авто-сервисе. Комплекс FSA 740 принимает входные сигналы, поступающие от различных элементов и систем, и через USB-интерфейс передает их в персональный компьютер (ПК), работающий в операционной системе Windows. На ПК установлено системное программное обеспечение FSA для управления процессами и отображения данных измерений. Программное обеспечение FSA способно проводить идентификацию автомобилей и двигателей и выполнять анализ автомобильных двигателей с помощью следующих функций, систем и устройств:

- URI (мультиметр);
- генератор сигналов (например, для проверки датчиков);
- тестирование компонентов двигателей;
- запоминающее устройство проверочных кривых;
- универсальный осциллограф;
- осциллограф первичной цепи зажигания;
- осциллограф вторичной цепи зажигания.

Полученные данные измерений сравниваются с эталонными характеристиками, занесенными в запоминающее устройство. Кроме этого, FSA 740 может работать совместно с другими диагностическими системами, например, с диагностическим модулем KTS 520, обеспечивающим системную диагностику ЭБУ.

Комплекс FSA 740 также может быть дополнительно оснащен **газоанализатором ВЕА 050** (для бензиновых двигателей) и **дымометром RTM 430** (для дизельных двигателей).

.Установка FSA 740 в базовом исполнении (рис. 30) состоит из передвижной тележки с персональным компьютером 3, монитором 1, принтером 9, клавиатурой 8, мышью 6, измерительным модулем 4 и пультом дистанционного управления 2 с приемным устройством 7.

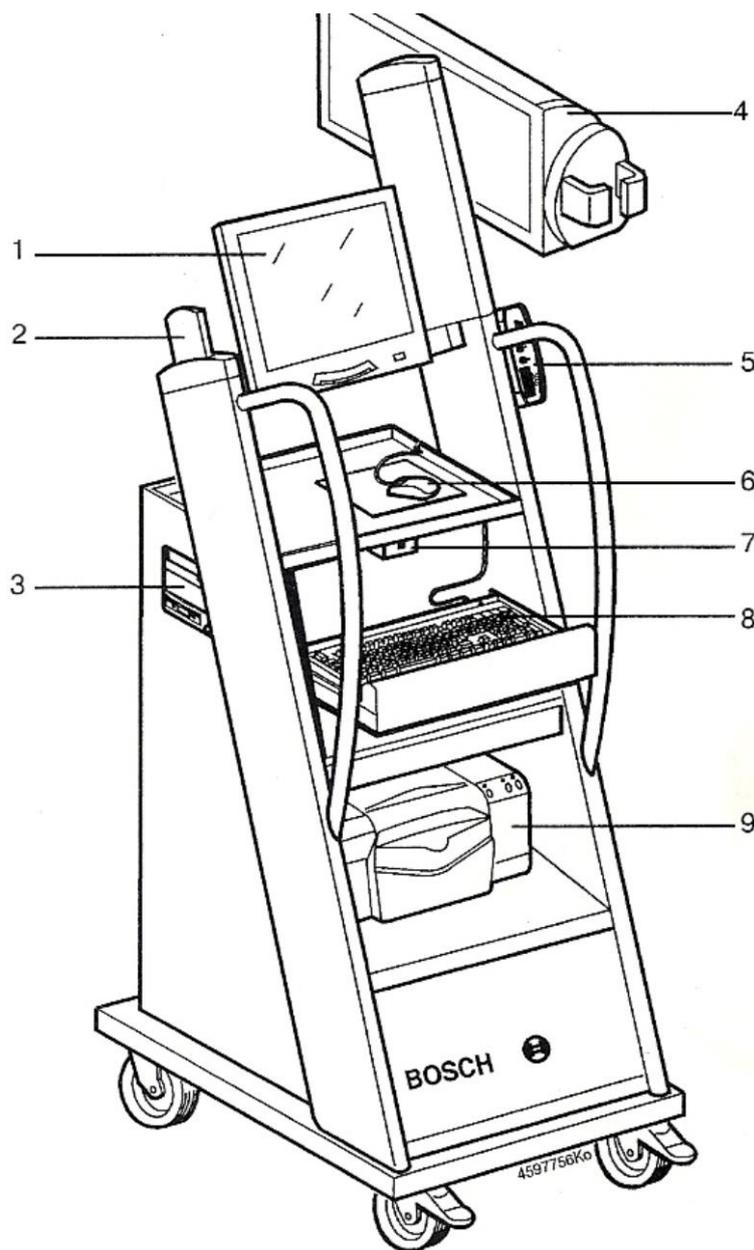


Рис. 30. FSA 740 (вид спереди)

Газоанализатор ВЕА 050 настроен на 230 В.

Включение и выключение FSA 740 осуществляется с помощью центрального выключателя на задней приборной стенке. Перед выключением следует закрыть все использовавшиеся компьютерные

В качестве дополнительного оборудования на комплексе могут быть установлены газоанализатор ВЕА 050 (для бензиновых двигателей), дымомер RTM 430 (для дизельных двигателей) и модуль 5 системной диагностики KTS-520. Электропитание диагностического комплекса FSA 740 осуществляется от обычной электросети через выключатель и розеточную колодку. Перед пуском комплекса FSA 740 необходимо убедиться в том, что напряжение в сети соответствует напряжению, установленному на FSA 740. Комплекс FSA 740 настроен на напряжение 100 – 230 В и частоту 50/60 Гц.

программы и подготовить операционную систему Windows к завершению работы. Перед повторным включением компьютера после его отключения необходимо подождать не менее 30 секунд.

Работа с системным программным обеспечением FSA осуществляется с помощью клавиатуры ПК, мыши с USB-разъемом или дистанционного пульта, в том числе посредством функциональных клавиш и кнопок. Функциональные клавиши ESC и от F1 до F12 могут быть:

- клавишами Hardkeys (ESC, F1, F10, F11 и F12), т. е. клавишами с определенными, неизменными функциями;
- клавишами Softkeys (от F2 до F9), выполняющими изменяющиеся функции в зависимости от конкретного этапа выполнения программы.

Если клавиши Hardkeys и Softkeys приобретают светло-серый цвет, это означает, что они на данном этапе выполнения программы не выполняют никаких функций. Управление всеми клавишами осуществляется с помощью мыши, клавиатуры или пульта дистанционного управления.

Дополнительную информацию можно получить в режиме online в процессе работы с FSA.

В состав оборудования комплекса FSA 740 входят следующие компоненты:

- 19-ти дюймовый жидкокристаллический монитор;
- мышь;
- клавиатура;
- принтер;
- компьютер;
- измерительный модуль FSA 740;
- датчик температуры масла с регулируемой глубиной погружения;
- зажимы для присоединения к полюсным выводам аккумуля-

торной батареи для измерения напряжения батареи и частоты вращения коленчатого вала;

- соединительный кабель для первичной цепи катушки зажигания;

- триггерная цанга, подключаемая для генерирования импульсов синхронизации;

- зажимы КФ для подключения к проводам высокого напряжения системы зажигания;

- токовая цанга для измерения силы тока до 1000 А;

- токовая цанга для измерения силы тока до 30 А;

- мультиизмерительный кабель: канал 1 (СН 1) с желтым и синим штекерами и канал 2 (СН 2) с красным и черным штекерами;

- стационарный стробоскоп для проверки и настройки момента зажигания;

- шланг для измерения давления, например, для измерения давления (разрежения) в различных элементах и полостях впускного тракта.

- кабель для подключения USB-устройств;

- датчик температуры воздуха;

- адаптер для анализа выхлопного газа от многокомпонентного газоанализатора;

- пульт дистанционного управления с приемным устройством.

Часть из перечисленного оборудования располагается и подсоединяется к разъемам и штекерам, расположенным на специальной соединительной панели, показанной на рис. 31.

В подрисуночных подписях указаны местоположения разъемов и штекеров для подключения кабелей и датчиков различного назначения.

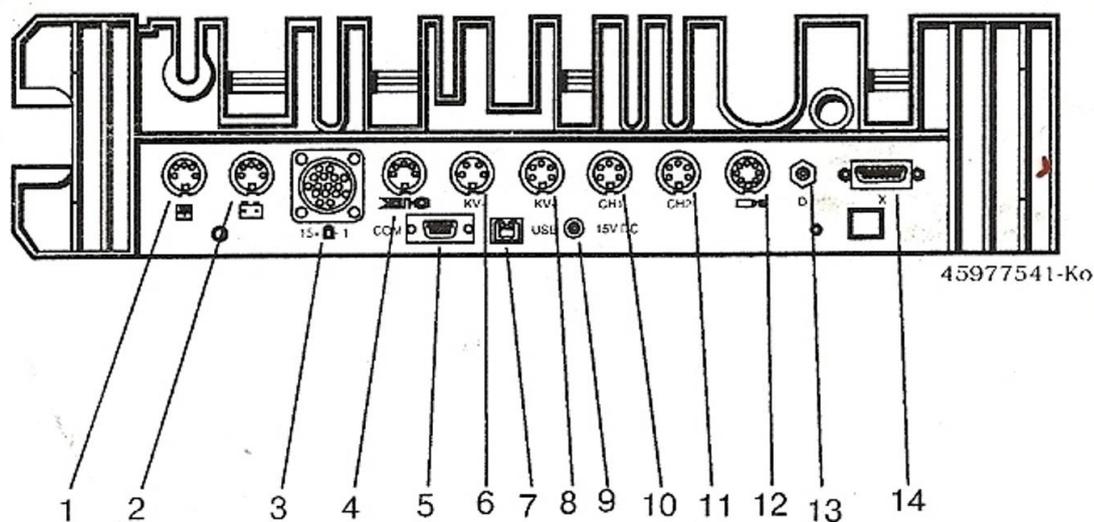


Рис. 31. Измерительный модуль с панелью разъемов FSA 740. 1 – разъем для подключения температурного датчика; 2 – разъем для соединительного кабеля В+/В-; 3 – разъем для соединительного кабеля кл.1/кл.15/TN/TD; 4 – штекер для подключения триггерной цанги или кабеля с адаптером для клеммного датчика; 5 – штекер для подключения интерфейса RS 232; 6 – разъем для подключения измерительного датчика KV-; 7 – разъем USB-интерфейс для передачи данных на ПК; 8 – разъем для подключения измерительного датчика KV+; 9 – гнездо для подключения измерительного модуля к сети; 10 – разъем для измерительного кабеля СН 1 или токовой цанги 30 А; 11 – разъем для измерительного кабеля СН 2 или токовой цанги 30 А или токовой цанги 1000 А; 12 – разъем для подключения стробоскопа; 13 – штуцер для измерения давления воздуха; 14 – разъем без определенных функций (для возможного расширения функций).

Программное обеспечение комплекса FSA 740 состоит из 2-х частей: SystemSoft[plus] и CompacSoft[plus].

В пакет SystemSoft[plus] входит:

- тестирование систем и агрегатов автомобиля;
- проведение тестирования без заданных значений;
- общие указания по проведению тестирования;
- диалоговую справку;
- базу данных для сохранения опорных графиков;

– программное обеспечение для генератора сигналов, мультиметра и осциллографа.

Пакет ComrasSoft[plus] включает в себя:

- новые возможности проведения тестирования;
- новые функции;
- нормативы и указания по тестированию конкретных моделей автомобилей;

С помощью программного обеспечения диагностического комплекса FSA 740 можно проводить подробный и всесторонний анализ работы электрооборудования, датчиков и исполнительных механизмов СУД.

В качестве наглядного примера возможностей комплекса ниже представлена методика проведения исследования совместной работы электромагнитной форсунки с индуктивным датчиком ДПКВ.

Время начала открытия форсунок должно быть строго синхронизировано с опорным сигналом ДПКВ. ДПКВ устанавливается напротив зубьев маркерного диска 7 или маховика, от которого он отделен небольшим воздушным зазором 6 (рис. 32а).

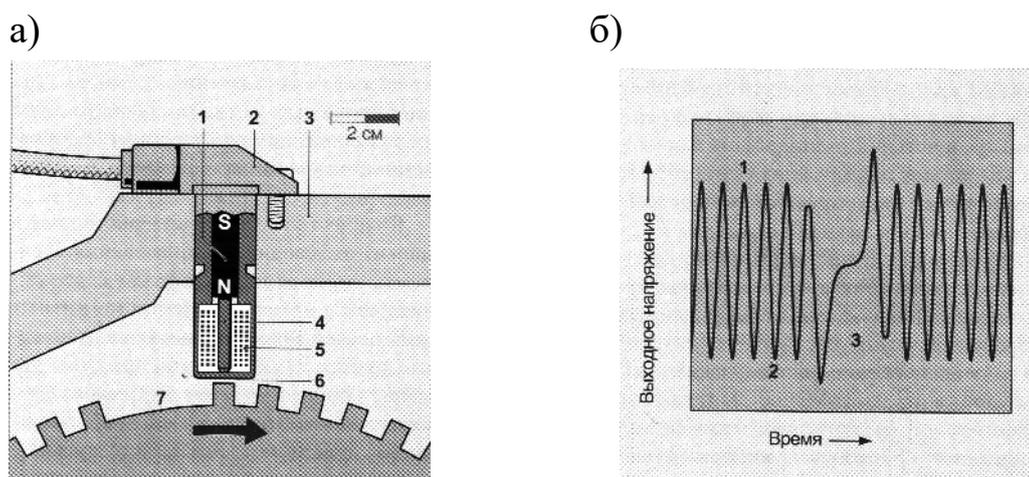


Рис. 32. Конструкция (а) и характеристика сигнала (б) ДПКВ: 1 – постоянный магнит; 2 – корпус датчика; 3 – блок цилиндров двигателя; 4 – полюсный штифт; 5 – обмотка; 6 – воздушный зазор; 7 – маркерный диск

При вращении маркерного диска происходит изменение магнитного потока, что в свою очередь индуцирует в обмотке электромагнита 5 синусоидальное выходное напряжение (рис.32б), пропорциональное скорости изменения магнитного потока. На основании частоты изменения синусоидального напряжения 1 и 2 ЭБУ вычисляет скорость вращения коленчатого вала. При прохождении через ДПКВ участка маркерного диска с отсутствием 2-х зубьев происходит характерное изменение сигнала напряжения 3, которое является опорным сигналом для синхронизации начала открытия форсунки с положением коленчатого вала. Продолжительность открытого состояния клапана форсунки определяется длительностью управляющего электрического импульса, подаваемого на обмотку электромагнита форсунки.

Для наблюдения одновременно за сигналом подаваемого напряжения на форсунку и сигналом ДПКВ на автомобильном двигателе FD3 необходимо, чтобы оба сигнала были выведены на один экран. Пользуясь преимуществом использования 2-х канального универсального осциллографа установки FSA 740 можно одновременно наблюдать сразу за 2-мя сигналами.

Порядок подготовки к проведению исследований на установке FSA 740 следующий. Для начала нужно вызвать функцию поиска и ввести термин «форсунка». После этого ПО FSA самостоятельно найдет пункт меню «форсунка» в разделе «Системы подачи топлива. Проверка компонентов». Затем с помощью кнопки F12 можно запустить проверку.

При использовании Y-образного переходного кабеля, который подходит для размещенной на двигателе системы впрыска, устанавливается соединение контактов форсунки с каналом СН 1 мультиметра. Для упрощения соединений можно использовать адаптеры для конкретного типа автомобильных датчиков.

После запуска двигателя на экране появляется сигнал напряжения на форсунке, отображенный синим цветом (рис. 33). Далее в меню «Осциллограф (Осцилоскоп)» ПО FSA следует выбрать пункт «Универсальный осциллограф». Второй тестируемый элемент, а именно ДПКВ, нужно подключить от контактов датчика к измерительному каналу CH 2 при помощи адаптерных щупов без разъединения кабеля, идущего к ЭБУ.

После повторного запуска двигателя оба сигнала выводятся на монитор одновременно (рис. 33).

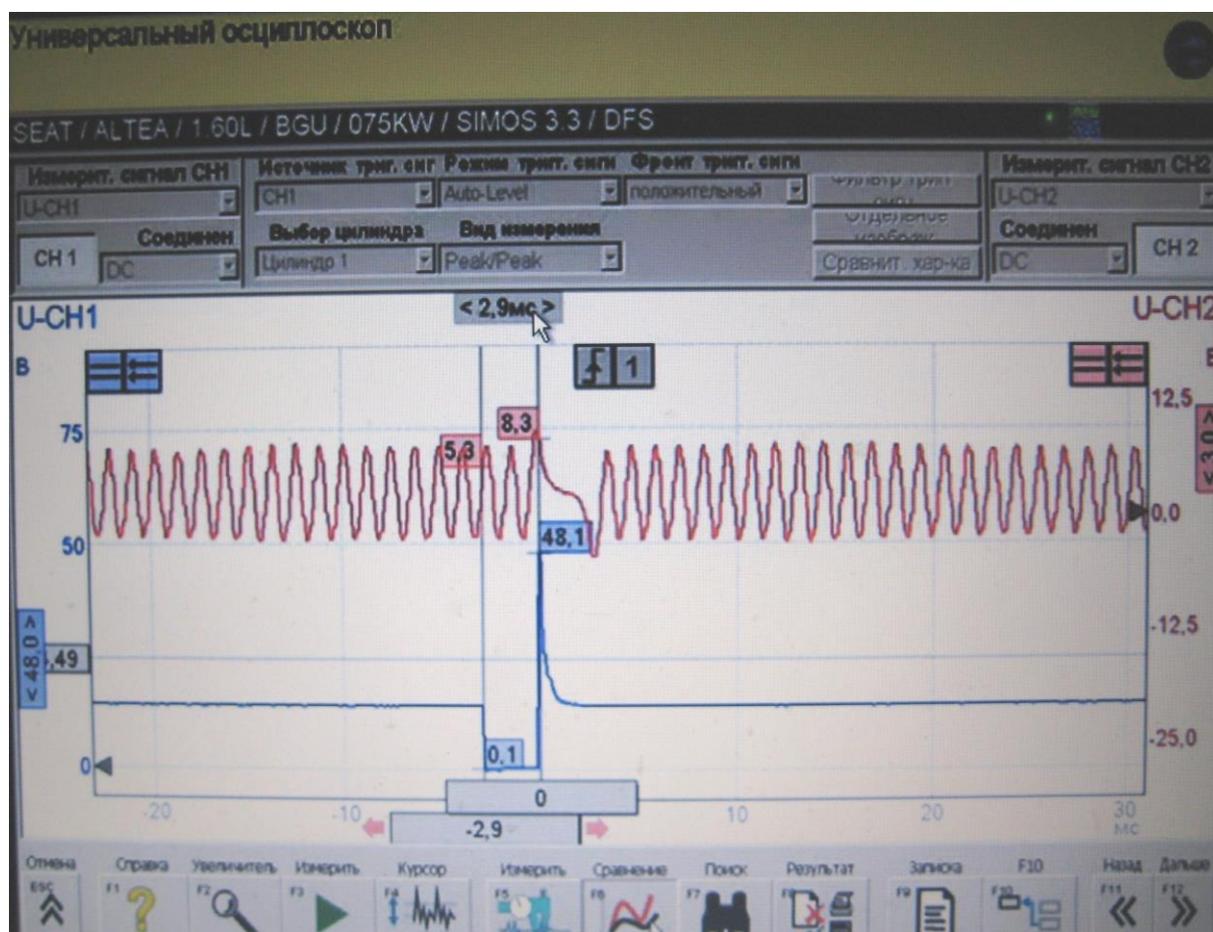


Рис. 33. Сигналы напряжения на обмотке форсунки в зависимости от сигнала, генерируемого ДПКВ

Для удобства представления сигналов на экране возможно потребуется выполнить настройки по осям X и Y.

Для проведения анализа изображений имеются дополнительные возможности для настройки источников сигналов. С помощью кнопки F3 изображение на экране измерений можно «заморозить». Через контекстное меню кнопкой F4 можно вызвать сохраненные файлы для сравнения графиков сигналов. С помощью кнопки F6 графики можно сохранить и использовать их в качестве опорных форм сигналов при последующих измерениях.

Возможности комплекса FSA 740 позволяют использовать его для совместной работы с другими диагностическими системами, например, с диагностическим модулем KTS 520, обеспечивающим системную диагностику ЭБУ. С помощью установленной программы ESI[tronic] можно выполнять целый ряд диагностических наблюдений и операций, таких, как идентификация автомобилей, двигателей и ЭБУ, параметрический анализ выходных данных ЭБУ, считывание и удаление ошибок в СУД, работу исполнительных механизмов в СУД и ряд других.

Далее в качестве примера проведения параметрического анализа, позволяющего дать оценку особенностям работы системы зажигания при использовании различных ЭБУ, представлены материалы испытаний автомобиля ВАЗ-219060 (Лада Гранта) с двигателем ВАЗ-11183.

Сравнительный анализ значений УОЗ, полученных с помощью программы ESI[tronic], проводился по характеристике ХХ при установке штатного ЭБУ М74 и специального ЭБУ «Корвет» М11.38ЕТ с возможностью изменения ПО применительно к индивидуальным особенностям двигателя. Путем использования табличной модели данных базовых режимов были найдены оптимальные значения УОЗ, с помощью которых удалось построить характеристику ХХ с плавным протеканием зависимости УОЗ при минимальных углах открытия ДЗ,

представленную на рис.34. На том же рисунке представлена характеристика ХХ с использованием штатного ЭБУ М74.

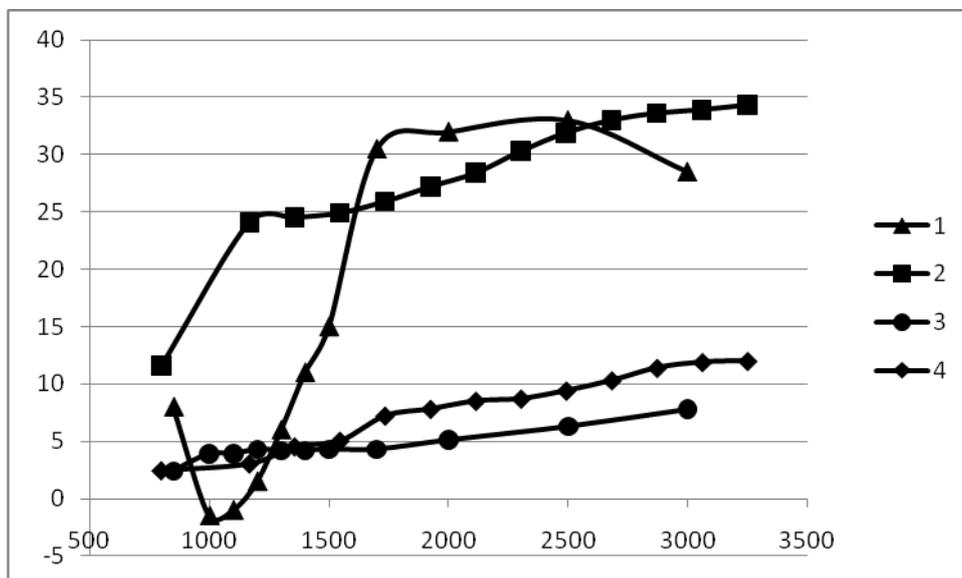


Рис. 34. Зависимости УОЗ и степень открытия ДЗ в % от частоты вращения коленчатого вала (об/мин) при использовании различных ЭБУ: 1 – УОЗ с ЭБУ М74; 2 – УОЗ с ЭБУ М11.38ЕТ; 3 – степень открытия ДЗ в % с ЭБУ М74; 4 – степень открытия ДЗ в % с ЭБУ М11.38ЕТ.

Анализ зависимостей УОЗ указывает на определенное преимущество при использовании специального ЭБУ «Корвет» М11.38ЕТ, полученное благодаря лучшей адаптации ПО для обеспечения оптимальных значений УОЗ при малых углах открытия ДЗ. В данном случае под оптимальными значениями УОЗ следует понимать такие значения, при которых реализуются наибольшая экономичность и плавность переходных режимов работы двигателя на минимальных нагрузках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учебных заведений/под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Изд. центр «Академия», 2010. – 464 с., ил.
2. Будыко Ю.И. и др. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отделение), 1975. 192 с., ил.
3. Галышев Ю. В. Системы ДВС. Системы и процессы топливоподачи : учеб. пособие. Изд. 2-е, доп. и перераб. / Ю. В. Галышев, А. Б. Зайцев, А. Ю. Шабанов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 279 с., ил.
4. Галышев Ю. В. Теория рабочих процессов и моделирование процессов в ДВС. Расчет рабочего цикла и газообмена в ДВС : учеб. пособие / Ю. В. Галышев, А. Б. Зайцев, А. И. Костин, А. Ю. Шабанов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 198 с.
5. Галышев Ю. В. Химмотология. Эксплуатационные материалы для двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / Ю. В. Галышев, А. Б. Зайцев, А. Ю. Шабанов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 296 с.
6. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. – 216 с.
7. Двигатель ВАЗ-2111 с системой распределенного впрыска топлива. Руководство по техобслуживанию и ремонту. – М.: Изд-во «За рулем», 2000.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. М.: Машиностроение, 1985.
9. Дмитриевский А.В., Шатров Е.В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с., ил.
10. Дмитриевский А.В., Каменев В.Ф. Карбюраторы автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с., ил.

11. Казендорф Ю. Карбюраторы зарубежных автомобилей. Устройство, регулировка, ремонт: Пер. с нем. Под ред. К.т.н. А. С. Тюфякова. – М.: Издательство «За рулем», 1999 – 192 с., ил.
12. Казендорф Ю., Войзетшлегер Э. Системы впрыска зарубежных автомобилей. Устройство, регулировка, ремонт: Пер. с нем. Под ред. к.т.н. А.С. Тюфякова. – М.: ЗАО КЖИ “За рулем”, 2000. – 256 с., ил.
13. Кирсанов В.И. Теория карбюрации. Под ред. проф. В. И. Сороко-Новицкого. – М.ОНТИ, 1935. – 244 с., ил.
14. Лещенко В.П. Кислородные датчики. - М.: Легион-Автодата, 2003. – 112 с., ил.
15. Лобынцев Ю.И. Подача топлива и воздуха карбюраторными системами двигателей. М.: Машиностроение. 1981, 143 с.
16. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. – М.: Легион – Автодата. – 2001. – 80 с.: ил.
17. Системы впрыска топлива K-Jetronic и KE-Jetronic. Автомобили фирм мира. Техническое обслуживание и ремонт. – М.: 1995. – 93 с., ил.
18. Системы зажигания легковых автомобилей. Устройство, обслуживание и ремонт. – М.: Издательство «За рулем», 1998. – 96 с., ил.
19. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил.
20. Соснин Д.А. Автотроника. Электрооборудование и системы бортовой автоматики современных легковых автомобилей. – М.: 2001. – 272 с., ил.
21. Спинов А.Р. Системы зажигания бензиновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1995. – 48 с., ил.
22. Твег Р. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: Практ. пособие. – М.: Издательство “За рулем”, 1999. – 144 с., ил.
23. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. Производственно-практическое издание. – М.; Изд-во «За рулем», 2000. – 440 с., ил., табл.
24. Шабанов А.Ю., Колодочкин М.В. «Свечи и мотор». Научно-популярное изд. – Москва: изд-во ООО «Континент пресс», 2011. – 208 с., ил.

25. Диагностика двигателей. Лабораторный практикум на диагностическом комплексе FSA 740. [Электронный ресурс СПбПУ] Учеб. пособие / А.К. Иванов. – СПб. 2011, 30 с, рег № 2241.

26. Иванов А.К., Галышев Ю.В. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора автомобильного бензинового двигателя // Двигателестроение. – 2018. - № 1. – с. 16 – 19.