

## ВВЕДЕНИЕ

Традиционный поршневой двигатель, созданный более 100 лет назад в наши дни занимает доминирующее положение в качестве силовой установки различных транспортных средств. Установочная мощность ДВС в настоящее время в несколько раз превышает мощность всех электростанций.

Двигатели внутреннего сгорания достигли высокой степени конструктивного и технологического совершенства, но процесс совершенствования непрерывен. В массовом производстве автомобилей, тракторов и других транспортных средств многие проблемы развития двигателей далеко еще не решены. Поршневой двигатель внутреннего сгорания еще многие десятилетия, по-видимому, не исчезнет из арсенала энергетического оснащения транспортных средств, но базироваться будет на принципиально новой основе комбинированных силовых установок, сочетающих двигатели внутреннего и внешнего сгорания и аккумулирующие устройства. Такие комбинированные установки, созданные с учетом достижений НТР, позволят наиболее рационально использовать топливные ресурсы.

### 1. ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В последнее время на развитие конструкции автотракторных двигателей основное влияние оказывают различные факторы, основными из которых являются:

оптимальное сочетание технико-экономических показателей (высоких энергетических показателей и топливной экономичности, низкого уровня шума и вибрации, компактных размеров и небольшой массы, высокой надежности и долговечности);

энергетический кризис со сложившимся топливным балансом ведет к созданию двигателей с рабочим процессом, позволяющим использовать топлива не нефтяного происхождения, например водород, метанол и т.д.;

создание устройств и систем для двигателей, позволяющих снизить содержание токсичных компонентов в отработавших газах.

Каждый из этих факторов включает в себя множество требований предъявляемых к двигателю, например, требования к мощности, топливной экономичности, экологическим параметрам, к его стоимости, массогабаритным показателям, надежности, возможности работы на заданном топливе и ряд других. Многие из этих требований противоречат друг другу, поэтому удовлетворение всех требований в полной мере практически невозможно и решение выбирается на основании компромисса.

Как правило, добиться выполнения тех или иных требований к двигателю можно различными путями, поэтому обычно говорят о существовании нескольких концепций, например, высокоэкономичного, или высокофорсированного по мощности, либо экологически чистого двигателя.

Упрощенная схема управления карбюраторным двигателем на автомобиле выглядит следующим образом. При нажатии на педаль управления дроссельной заслонкой меняется количество поступающей в двигатель горючей смеси. Одновременно водитель с помощью коробки переменных передач может варьировать передаточным числом трансмиссии. Это приводит не только к изменению крутящего момента на колесах автомобиля, но и изменяет условия работы двигателя, так как эффективная мощность, необходимая для движения автомобиля с данной скоро-

стью, будет получена при другом сочетании частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента. Наряду с этим будут меняться и показатели двигателя, зависящие от протекания рабочего процесса — его топливная экономичность, состав отработавших газов, шум и т.д.

Поэтому в двигателях, выполненных по традиционной схеме, из-за ограничения возможности управления рабочими процессами обычно не только не удастся сохранить протекание их на достаточно высоком качестве во всем диапазоне эксплуатации, но и получить предельно возможные показатели работы для основных важнейших режимов. Так, например, из-за ухудшения газообмена и устойчивости работы двигателя при низких частотах вращения не удастся реализовать фазы газораспределения, необходимые для получения максимально возможной мощности двигателя.

Положение осложняется тем, что сами требования, предъявляемые к двигателю, изменяются в зависимости от режима его работы. Так, на режиме полного (или близкого к нему) открытия дроссельной заслонки в двигателе с искровым зажиганием основным становится требование получения максимального крутящего момента при обеспечении бездетонационной работы. При работе на частичных нагрузках для этих двигателей на первый план встает вопрос о ограничении токсичности отработавших газов и высокой топливной экономичности. Кроме того, на переходных режимах (пуск и прогрев двигателя, быстрое изменение частоты вращения, сброс и увеличение нагрузки и т.д.) возникают дополнительные требования.

Максимальное удовлетворение требований к двигателю на всех режимах работы связано с созданием новых, дополнительных способов управляющего воздействия на рабочие процессы таким образом, чтобы при любом режиме работы обеспечить их наилучшую организацию. К некоторым из таких способов относятся: применение регулируемого наддува с промежуточным охлаждением воздуха; распределение фазированного впрыска топлива (в двигателях с искровым зажиганием); рециркуляция отработавших газов; управление скоростью движения вихревого заряда; применение многоклапанного газораспределительного механизма; изменение подъема клапана и фаз газораспределения; расслоение заряда; управление качеством распыливания и испарением топлива; отключением цилиндров; регулированием степени сжатия и рабочего объема двигателя; управлением состава подаваемого топлива в двух и многотопливных двигателях.

Для автомобилей особо малого класса (с рабочим объемом до 1 литра) применяют четырехцилиндровые, а иногда и трехцилиндровые (фирма «Судзуки») двигатели. В классе двигателей с рабочим объемом до 2 л применяют в основном четырехцилиндровые карбюраторные двигатели с жидкостным охлаждением. При 2.5 л — используют четырех-, пяти- и шестицилиндровые рядные двигатели, а с увеличением объема до свыше 3 л переходят на шести- и восьмицилиндровые двигатели. В последнее время, кроме того, наблюдается тенденция перехода компоновок V-8 к двигателям V-6 в связи с поперечным размещением их на шасси переднеприводных автомобилей, а также применения ступенчатого (группового) отключения цилиндров в V-образных конструкциях. Например, фирма «Кадиллак» выпускает шестилитровые двигатели с компоновками V-8-6-4 и отключением цилиндров по схеме, позволяющей уменьшать рабочий объем до 3-4.5 л.

В последние годы ряд фирм проводит исследования по созданию и освоению в массовом производстве достаточно простых и надежных систем впрыскивания топлива с электронным управлением для четырехтактных двигателей, с одновремен-

ным снижением их стоимости. Применение систем многоточечного впрыска обеспечивает по сравнению с карбюраторными двигателями повышенные энергетические показатели и лучшую топливную экономичность за счет:

более точного дозирования и распределения топлива по цилиндрам на всех режимах, включая переходные, холостого хода пуска и прогрева (исключается запаздывание дозирования топлива на неустановившихся режимах);

исключения выброса свежего заряда в выпускной канал при продувке;

некоторого повышения степени сжатия, обусловленного более равномерным распределением смеси по цилиндрам и более низкой температурой смеси в цилиндре.

Применение многоклапанного газораспределения позволяет обеспечить двигателю:

более высокие энергетические показатели благодаря низкому аэродинамическому сопротивлению впускной и выпускной систем;

лучшую топливную экономичность благодаря повышенной степени сжатия, быстрому сгоранию и низким тепловым потерям, обеспечиваемым компактной формой камеры сгорания и центральным расположением свечи зажигания;

большие возможности улучшения показателей за счет режимного регулирования рабочего процесса, в том числе газообмена и сгорания.

Дальнейшее совершенствование бензиновых четырехтактных двигателей в значительной степени связано с применением наддува. Если ранее наддув применяли только для повышения агрегатной мощности, то в настоящее время его используют и с целью повышения экономичности бензиновых двигателей. Достигается это тем, что сохраняя агрегатную мощность двигателя, уменьшают его литраж, благодаря чему более рационально удается загружать цилиндры и уменьшать газодинамические потери.

В настоящее время в качестве возможной альтернативы четырехтактному бензиновому двигателю предлагается бензиновый двигатель, работающий по двухтактному циклу. Отличие этого двигателя от тех, которые применяются в моторных лодках и мотоциклах, состоит в том, что топливо не вводят в камеру сгорания до тех пор, пока воздух не будет отсечен в цилиндре. Продувка цилиндров в таком двигателе может осуществляться с помощью нагнетателя, а для газообмена использоваться четырехклапанная головка цилиндров с центрально расположенной свечой зажигания. Сочетание двухтактного цикла с наддувом позволит обеспечить более высокие энергетические и меньшие массогабаритные показатели, чем у четырехтактного двигателя, а непосредственный впрыск топлива и относительно низкие механические потери — расход топлива, как у четырехтактного двигателя.

Аналогичным путем идет и развитие дизелей. Дополнительно для дизелей без наддува в зависимости от режима работы изменяют оптимальный угол опережения впрыска и корректируют цикловую подачу топлива по скоростной характеристике с помощью механических или гидромеханических корректоров.

В зависимости от назначения и типа дизелей в них применяют различные объемные и объемно-плёночные способы смесеобразования с одно- и двуполостными камерами сгорания. но во всех случаях стремятся к лучшей организации смесеобразования, интенсифицируя, в частности, внутрицилиндровые процессы путем турбулизации заряда и сообщения ему вихревого движения с наперед заданными параметрами.

Дальнейшее развитие управления рабочими процессами дизелей заключается в создании топливоподающих систем, позволяющих управлять законом топливопода-

чи и качеством распыливания топлива, двигателей с переменной степенью сжатия, систем рециркуляции отработавших газов или впрыскиванием воды во впускной коллектор либо цилиндры двигателя и т.д.

## 2. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Эффективная мощность поршневого двигателя является функцией ряда параметров

$$N_e = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \rho_e \frac{V_h i n}{30 \tau} \eta_m,$$

где  $H_u$  — низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;  $l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, кг/кг;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;  $\eta_i$  — индикаторный КПД;  $\eta_V$  — коэффициент наполнения цилиндров;  $\rho_e$  — плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>;  $V_h$  — рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $n$  — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $i$  — число цилиндров;  $\tau$  — тактность двигателя;  $\eta_m$  — механический КПД.

Анализируя это уравнение и принимая во внимание механизм влияния различных факторов на мощность двигателя, их можно разделить на две группы.

Одна группа факторов определяет количество топлива, вводимого в рабочую полость двигателя за единицу времени ( $V_h, \rho_e, \eta_V, \alpha, n, i$ )

Вторая — обуславливает эффективность преобразования теплоты, выделяющейся при сгорании этого топлива в механическую работу и включает индикаторный  $\eta_i$  и механический  $\eta_m$  КПД.

Следовательно, мощность двигателя можно повысить как за счет увеличения количества топлива, вводимого в цилиндр за единицу времени, так и улучшением эффективности теплоиспользования.

Наиболее рациональным считается второй путь, т.к. увеличение индикаторного и механического КПД приводит к снижению удельного расхода топлива.

Таким образом, повышение мощности двигателя может быть достигнуто:

1. увеличением рабочего объема двигателя;
2. повышением частоты вращения коленчатого вала;
3. переходом на двухтактный цикл;
4. увеличением массы заряда за счет наддува.

В свою очередь, рабочий объем двигателя может быть увеличен как за счет размерности цилиндров, так и путем изменения их числа. Размеры цилиндра, выраженные через диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня  $S$ , зависят для заданной мощности от номинальной частоты вращения  $n_n$ . Из выражения средней скорости поршня  $\mathcal{G}_n = Sn/30$  следует, что при увеличении  $n$ , чтобы избежать роста  $\mathcal{G}_n$ , от которой зависят механические потери двигателя, его надежность и износостойкость, следует уменьшить ход поршня. При неизменном рабочем объеме уменьшение  $S$  должно сопровождаться увеличением  $D$ . Однако это возможно лишь до определенных пределов, так как чрезмерное уменьшение отношение  $S/D$  может привести к неблагоприятному изменению массовых и габаритных показателей двигателя, росту механических и термических нагрузок, ухудшению теплоиспользования. Практика показывает, что в двигателях с однополостными камерами сгорания малого диаметра и

разделенными камерами сгорания наилучшие эффективные показатели обеспечиваются при  $S/D=1,0\dots1,4$ . При меньших  $S/D$  ухудшается использование воздуха вследствие увеличения содержания его в “мертвых зонах”.

Увеличение размерности цилиндров, кроме непосредственного роста массы циклового заряда, положительно влияет и на рабочий процесс двигателя, т.к. увеличение диаметра цилиндра сопровождается уменьшением его относительной поверхности, что сокращает тепловые потери, связанные с теплоотдачей, а теплоиспользование улучшается.

В дизелях с однополостными камерами сгорания большего диаметра целесообразно применение  $S/D < 1$ . В двигателях с искровым зажиганием применяются  $S/D=0,85\dots1,0$ .

Кроме того, в цилиндре большой размерности уменьшается относительная утечка заряда через поршневые кольца. Это связано с тем, что зазор между поршнями и цилиндром, уплотняемый поршневыми кольцами, является функцией длины окружности цилиндра, пропорциональной  $D$ , а цикловой заряд зависит от  $D^3$ . Поэтому относительная утечка заряда оценивается отношением  $\frac{D}{D^3} = \frac{1}{D^2}$ , и значительно уменьшается с увеличением диаметра цилиндра.

Следует также отметить, что в цилиндре большой размерности легче организовать направленное движение воздушного заряда. Однако при неизменных величинах  $S/D$  и  $g_n$  увеличение  $V_h$  связано с уменьшением номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя. Это объясняется тем, что мощность растет не пропорционально  $V_h$ , так как, на ее величину дополнительное влияние оказывает тепловая напряженность деталей. С увеличением  $V_h$  увеличиваются размеры деталей, термические сопротивления, перепады температур и, как следствие термические напряжения. С целью их снижения необходимо применять меньшие степени форсирования, работу двигателя с большим коэффициентом избытка воздуха, что также ограничивает прирост мощности при увеличении рабочего объема. Кроме того, с увеличением размерности двигателя пропорционально возрастает масса цилиндропоршневой группы, а также удлиняется путь, который поршень проходит за каждый такт. Это вызывает увеличение сил инерции и вынуждает снижать частоту вращения коленчатого вала.

Положительные и отрицательные особенности влияния размерности цилиндра по-разному проявляются в карбюраторных и дизельных двигателях.

Чем больше диаметр цилиндра в карбюраторном двигателе, тем при данном октановом числе топлива меньше должна быть степень сжатия, что необходимо для бездетонационной работы. Поэтому при увеличении  $D$  необходимо снизить степень сжатия, использовать топливо с более высоким октановым числом или при конструировании двигателя располагать в цилиндрах по две свечи зажигания. При неизменной степени сжатия увеличение диаметра цилиндра сопровождается ростом  $\eta_i$  из-за снижения доли теплоты, отдаваемой в стенки. При принудительном самовоспламенении решающее значение приобретает ограничение частоты вращения. Поэтому, диаметр цилиндра автомобильных карбюраторных двигателей обычно не превышает 100...110 мм.

Положительные особенности увеличения размерности – возможность лучшего смесеобразования, малые тепловые потери и уменьшение относительной утечки рабочего тела – оказывают благоприятное воздействие на рабочий процесс дизеля.

Поэтому дизели редко выполняются с диаметром цилиндра менее 100 мм, а наиболее распространенным является диаметр цилиндра — 120...150 мм.

Таким образом, возможность увеличения мощности двигателя за счет его размерности наиболее пригодна для дизелей. Мощность карбюраторных двигателей по достижению оптимальной размерности должно повышаться путем увеличения числа цилиндров, что в свою очередь приводит к усложнению конструкции и эксплуатации двигателей.

Повышение частоты вращения теоретически должно вызывать пропорциональное увеличение литровой мощности  $N_l = N_e / V_{hi}$ . Однако практически увеличение быстроходности вызывает рост газодинамических потерь на впуске, и в связи с этим при больших частотах вращения коэффициент наполнения значительно понижается. Кроме того, повышение частоты вращения коленчатого вала, увеличивает силы инерции, уменьшает индикаторный КПД, вследствие чего часть процесса сгорания переходит на линию расширения, повышается тепловая и механическая напряженность деталей двигателя.

По мере совершенствования материалов, технологии их обработки, топлив и масел, естественно, создаются возможности обеспечения высокой надежности и износостойкости двигателей при больших значениях  $\mathcal{N}_n$ . Поэтому повышение номинальной частоты вращения является при соответствующем выборе  $S/D$  одним из способов повышения мощности при сохранении массы и габаритов двигателя. В наибольшей степени это справедливо для двигателей с искровым зажиганием. Увеличение  $n$  интенсифицирует движение заряда и его сгорание в цилиндре. Однако в связи с сокращением времени, в течение которого совершается весь цикл, продолжительность сгорания в градусах поворота коленчатого вала несколько возрастает. Это в свою очередь требует соответствующего увеличения угла опережения зажигания, которое достигается центробежным регулятором или углом опережения зажигания с помощью микропроцессорной системы. С ростом частоты вращения сокращается время теплопередачи от газов в систему охлаждения, но растущая турбулентность заряда ведет к его интенсификации, утечки газов через неплотности цилиндропоршневой группы снижаются, в результате чего  $\eta_i$  и  $\eta_i / \alpha$  возрастают.

В дизелях, особенно без наддува и с разделенными камерами сгорания, повышение номинальной частоты вращения также в ряде случаев может оказаться целесообразным. При использовании наддува в дизелях нередко прибегают к снижению номинальной частоты вращения с целью повышения экономичности на соответствующем режиме за счет повышения механического КПД.

Таким образом, повышение быстроходности должно обязательно сопровождаться конструктивными мероприятиями, обеспечивающими увеличение  $\eta_p, \eta_i$  и долговечности двигателя:

1. увеличение размерности и числа клапанов;
2. расширение фаз газораспределения;
3. специальную настройку впускной и выпускной систем;
4. применение многокамерных карбюраторов или переход к впрыску топлива;
5. применение камер сгорания специальной формы, способствующих интенсивному вихреобразованию.

Вследствие значительных трудностей при организации этих мероприятий увеличение номинальной частоты вращения целесообразно только в том случае, если это не приводит к ухудшению процессов смесеобразования и сгорания ( $\eta_i / \alpha$ ). В против-

ном случае уменьшение среднего эффективного давления может свести на нет эффект от повышения  $n$ .

*Переход на двухтактный цикл.* Теоретически литровая мощность двухтактных двигателей должна увеличиться в два раза по сравнению с четырехтактными. Однако очистка цилиндров от отработавших газов и его наполнение свежим зарядом у двухтактных двигателей значительно хуже, коэффициент остаточных газов у них выше, а коэффициент наполнения – ниже. Кроме того, часть рабочего объема является потерянной при сжатии и расширении. Для организации продувки требуются дополнительные затраты мощности. В связи с этим переход на двухтактный цикл реально позволяет повысить мощность в 1.5...1.6 раза.

*Наддув двигателей* является наиболее эффективным методом улучшения удельных мощностных показателей. В дизелях повышение количества воздуха позволяет одновременно увеличить и подачу топлива. У карбюраторных двигателей увеличивается количество поступающей смеси. Сгорание большого количества топлива в цилиндрах двигателя влечет за собой повышение среднего эффективного давления и литровой мощности.

Наддув классифицируется по нескольким признакам:

по способу привода нагнетателя – механический, газотурбинный и комбинированный;

по степени наддува — низкий, средний и высокий.

При механическом наддуве нагнетатель приводится в действие механической передачей от коленчатого вала двигателя.

При газотурбинном — используется часть энергии отработавших газов, поступающих в газовую турбину, установленную на одном валу с нагнетателем. Для наддува двигателей большой мощности (350...500 кВт) применяют комбинированный наддув. В этом случае первая ступень — наддув от приводного нагнетателя, вторая — газотурбинный.

При низком наддуве (степень повышения давления  $\delta < 1.5$ )  $N_e$  увеличивается в 1.35 раза, среднем ( $\delta = 1.5...2.2$ )  $N_e$  увеличивается в 1.4...1.7 раза, высоком ( $\delta > 2.2$ )  $N_e$  увеличивается более, чем в 2 раза.

Использование газотурбинного наддува за счет частичного использования энергии ОГ позволяет не только повысить мощность двигателя, но и на 4...6 % улучшить его топливную экономичность, а также предотвратить снижение мощности в высокогорных районах. Значительный прирост мощности так же может быть получен путем повышения плотности воздуха при наддуве за счет снижения его температуры  $T_k$  в воздушном либо водо-воздушном теплообменнике, т.е.

$$\rho_g = \frac{P_k}{RT_k},$$

где  $\rho_g$  — плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>;  $P_k$  — давление во впускном коллекторе, МПа;  $R$  — универсальная газовая постоянная воздуха кДж/кМоль К;  $T_k$  — температура воздуха на выходе из компрессора.

Одним из немаловажных способов повышения эффективных показателей является уменьшение затрат на привод компрессора. Это возможно за счет оптимизации типа, размеров, частоты вращения и характеристик компрессора под заданные расход газа и степень повышения давления. Под оптимизацией в данном случае понимают достижения максимально возможного значения КПД компрессора во всем диапазоне режимов работы двигателя. Уменьшение затрат на привод компрессора,

особенно на режимах малых нагрузок, можно обеспечить, используя перепуск воздуха или снижая частоту вращения компрессора, соединенного с двигателем с помощью регулируемой механической передачи. При применении наддува, особенно газотурбинного, механический КПД возрастает вследствие того, что давление механических потерь увеличивается в меньшей степени, чем среднее индикаторное давление. Кроме того, установкой турбонаддува можно расширить мощностной ряд выпускаемых типоразмеров двигателей без существенных изменений в конструкции.

Литровая мощность двигателей с искровым зажиганием, как правило, заметно выше, чем у дизелей, в связи с большим значением номинальной частоты вращения коленчатого вала, а при сравнении двигателей без наддува — и большим значением среднего эффективного давления.

В табл. 1 приведены эффективные показатели автотракторных двигателей на номинальном режиме.

Таблица 1

Эффективные показатели автотракторных двигателей

Тип двигателя	$\eta_m$	$\eta_e$	$g_e$ , г/кВт·ч	$P_e$ , МПа	$N_b$ , кВт/л
Четырехтактные двигатели с искровым зажиганием	0,75...0,85	0,25...0,35	327...324	0,75...0,85	20...50**
Четырехтактные дизели без наддува	0,7...0,8	0,36...0,42	235...202	0,65...0,8	12...20
Четырехтактные дизели с наддувом	0,78...0,88	0,38...0,45	223...188	до 2*	16...28**
Двухтактные дизели	0,7...0,85	0,33...0,38	257...223	0,5...0,75	15...35

\* Для применяемых в настоящее время автотракторных дизелей с наддувом предельное значение  $P_e$  ниже. В перспективе, однако, возможно достижение  $P_e=2$  МПа.

\*\* Дизели с наддувом для легковых автомобилей имеют  $N_b$  до 40, а бензиновые двигатели до 65 кВт/л.

Таким образом, значение каждого из эффективных показателей определяется значением соответствующего индикаторного показателя и механическим КПД. Среднее давление механических потерь можно уменьшить следующим способом:

— правильным выбором теплового режима работы двигателя и поддержанием этого режима в процессе эксплуатации;

— оптимальным конструированием двигателя и его агрегатов. Правильный выбор конструкции и размеров впускной и выпускной систем снижает потери на газообмен. В эксплуатации сопротивления систем не должны изменяться. Поверхности трущихся пар сводятся к целесообразному минимуму, при этом обеспечивается надежное жидкостное трение, а силы трения имеют малые значения. К минимуму сводится также количество поршневых колец. Выбор жесткости и формы деталей, соблюдение технических условий при их изготовлении также важны для достижения надежного жидкостного трения и минимальных механических потерь. Существенное значение имеет оптимизация конструкции, размеров и частоты вращения таких вспомогательных механизмов, как вентилятор, водяной и масляный насос.

— рациональным выбором материалов и технологии изготовления деталей, что улучшает условия смазки трущихся пар и снижает потери на трение.

— правильным выбором смазочного масла. При этом стремятся использовать масло с минимальной вязкостью, при которой обеспечивается надежное жидкостное трение, длительная работа всех узлов двигателя при максимально возможных сроках смены и минимальном угаре масла.

— использование в дизелях однополостных камер сгорания вместо разделенных. Этим достигается снижение механических потерь в результате исключения потерь на перетекание заряда.

### 3. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основные направления экономичности во многом совпадают с мерами по снижению токсичности, главными из которых остаются: всемерное повышение эффективности использования автотракторной техники, исключения холостых пробегов, рациональная организация дорожного движения с минимумом торможений и разгонов, совершенствование параметров машин — уменьшения их собственной массы, потерь в трансмиссии и ходовой части.

Перспективной задачей двигателестроения является достижение удельного расхода топлива для дизелей 171...185 г/кВт·ч, относительного расхода масла — 0.2...0.3%.

В настоящее время для двигателей СМД—21/22, СМД—18Н удельный расход топлива не превышает 228 г/кВт·ч при минимальном его значении 183...211 г/кВт·ч; для двигателей Д-260 Т, СМД-23 удельный расход топлива на номинальном режиме составляет 204...224 г/кВт·ч.

Для автомобильного дизеля ЯМЗ-8424 достигнут минимальный удельный расход топлива 197 г/кВт·ч.

Топливоно-энергетические показатели некоторых отечественных и зарубежных дизельных двигателей тракторов представлены в таблице 2.

Таблица 2

Топливоно-энергетические показатели тракторов

Двигатель	Марка трактора	$g_{co}$ , г/кВт ч	$N_e$ , кВт
Д—245.5	Беларус 950/952	217	66
John Deere 6068 TF 15 A	Беларус 1222 Д	222	69
Д—260.1 TURBO	Беларус 1523	220	155
Д—260.110 TURBO	Беларус 2522	216	184...210
OM 906 LA	Daimler Chrysler 906	182	160
OM 501 LA	Daimler Chrysler 501	188	260
MAN 816 TURBO	Fend Favorit 816	194	121
MAN 818 TURBO	Fend Favorit 818	191	140
MAN 822 TURBO	Fend Favorit 822	196	154
D.P.S. 4039 DR	Relault Ctrts 75 65 ch	237	48
G 210	New Holland 210	205	142

Анализ таблицы показывает, что двигатели ММЗ по экономическим параметрам соответствуют лучшим европейским образцам.

Дальнейшее улучшение удельных показателей двигателей может быть достигнуто за счет следующих мероприятий:

1. применение высокого газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением воздуха, т.е. форсированием по среднему эффективному давлению;
2. улучшение рабочего процесса и применение более совершенных способов смесеобразования, в дизелях объемно-пленочного, пристеночного и пленочного; в карбюраторных двигателях — послойного и форкамерно-факельного;
3. совершенствование процессов газообмена (улучшение аэродинамики впускного тракта, применение четырехклапанного газораспределительного механизма);

4. в отечественном и зарубежном двигателестроении наметилась тенденция уменьшения номинальной частоты вращения двигателя, что также обеспечивает снижение расхода топлива, механических потерь и повышения долговечности;
5. применение двигателей из керамических и композиционных материалов, что обеспечивает снижение тепловых потерь в двигателе;
6. создание адиабатных (утепленных) двигателей с утилизацией теплоты отработавших газов. При этом утилизация теплоты ОГ может быть реализована путем создания турбо-дизельных установок, применения двигателя Стерлинга, использующего теплоту отработавших газов для привода вспомогательного оборудования трактора;
7. повышение степени сжатия.

В автомобильных карбюраторных двигателях снижение удельного расхода топлива и токсичности ОГ можно достигнуть совершенствованием процессов смесеобразования и сгорания. Например, при применении карбюратора *K-131* с системой «Каскад» и в сочетании с камерой сгорания, обеспечивающей высокую турбулизацию заряда, удастся снизить расход топлива на 7...10 % и повысить мощность на 4...7.5 %. Следует отметить, что карбюраторы с системой «Каскад» внедрены на большинство автомобилей с бензиновыми двигателями (ВАЗ, УАЗ, АЗЛК, ГАЗ).

Для достижения наилучших показателей по топливной экономичности и токсичности отработавших газов необходимо применять следующие мероприятия:

1. введение топлива или топливной эмульсии в зону высоких скоростей движения воздуха (звуковых или близких к ним); при этом желательно создание повышенной турбулентности;
2. обеспечение равномерного распределения топлива в воздушном потоке;
3. сохранение практически постоянного состава горючей смеси при регулировании ее количества в достаточно широких пределах (до 30 %), чтобы концентрация СО в отработавших газах находилась в пределах нормы;
4. прекращение подачи топливоздушной смеси при выключении зажигания, чтобы исключить самовоспламенение смеси;
5. прекращение подачи топливоздушной смеси на режиме принудительного холостого хода, но при этом необходимо предельно уменьшить продувку впускного трубопровода – воздухом, что зависит от герметичности уплотнений дроссельных заслонок.

Значительного снижения расхода топлива для бензиновых двигателей можно достичь за счет создания двигателей, с впрыскиванием топлива в цилиндры или впускной трубопровод, послойного распределения смеси, путем разработки унифицированных систем управления топливоподачей, внедрением регулируемого наддува и т.д.

Улучшение топливной экономичности двигателя при наддуве объясняется главным образом тем, что при одних и тех же мощностных показателях двигатели с наддувом имеют меньшие рабочие объемы по сравнению с двигателями без наддува. Следствием этого является более рациональная загрузка двигателя на частичных нагрузках, уменьшение газодинамических потерь, а также снижением массы двигателя и автомобиля в целом, несмотря на установку агрегатов наддува. Повышению топливной экономичности двигателей с наддувом способствует и их устойчивая работа на переобедненных смесях. Применение турбонаддува позволяет увеличить эффективный КПД двигателя на 15 % при нагрузке, составляющей 0,25 % полной.

Вместе с тем применение наддува в бензиновых двигателях вызывает необходи-

мость решения ряда проблем, так как повышение давления и температуры газов при сгорании сопровождается увеличением выброса окислов азота. Использование наддува в двигателях с искровым зажиганием связано с опасностью возникновения детонации и калильного зажигания. Снижение требований к октановому числу топлива для двигателей с наддувом до последнего времени достигали обычно путем уменьшения степени сжатия, что хотя и приводило к снижению механических нагрузок на подвижные детали двигателя, но вызывало ухудшение его топливной экономичности. Поэтому применение турбонаддува наиболее перспективно при переводе двигателей на бензометанольные смеси и чистый метанол, так как при этом решается вопрос об охлаждении наддувочного воздуха и борьбы с детонационным сгоранием. При работе на метаноле антидетонационные качества двигателя допускают повышение степени сжатия.

Следует отметить, что применение наддува в бензиновых двигателях вызывает увеличение тепловых и механических нагрузок на наиболее ответственные детали двигателей. Это связано с введением в их конструкцию охлаждаемых поршней, деталей шатунно-поршневой группы повышенной прочности, системы охлаждения с повышенным теплоотводом, турбинных колес, изготавливаемых из жаропрочной стали, усложнением конструкции двигателя в целом и его обслуживания.

Наметившаяся тенденция дизелзации автомобильного транспорта также может дать значительную экономию топлива, т.к. расход топлива в дизеле примерно на 30 % меньше, чем у карбюраторных двигателей. При эксплуатации тракторов и автомобилей снижение расхода топлива достигается за счет поддержания оптимального температурного режима (например, автоматическим отключением вентилятора), оптимальных регулировок топливopодачи, параметров работы агрегата турбонаддува.

#### **4. ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ И СПОСОБЫ ЕЕ СНИЖЕНИЯ**

Рост парка автотракторных и комбайновых дизелей, увеличение единичных мощностей и расширение сферы их применения приводит к загрязнению атмосферы токсичными веществами отработавших газов (ОГ) ДВС, увеличению их вредного воздействия.

В развитых странах мира в результате соответствующих законодательных ограничений за последние 10...15 лет наблюдается устойчивая тенденция снижения выбросов вредных веществ с ОГ автомобилей, тракторов и другой самоходной сельскохозяйственной техники.

Выпускаемые промышленностью новые автомобили и трактора становятся "чище", а их топливная экономичность заметно улучшается.

Снижение токсичности всех новых тракторов и автомобилей должно быть таким, чтобы обеспечить снижение вредных выбросов всем действующим парком.

Например, в Германии использование современных технологий снижения токсичности ОГ позволило обеспечить в 1992 г. такой же суммарный выброс оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) 34-х миллионов легковых автомобилей, на 40 % меньший выброс углеродородов ( $\text{C}_n\text{H}_m$ ) и на 70 % меньший выброс оксида углерода (СО) по сравнению с суммарным выбросом в атмосферу 14-ти миллионов автомобилей в 1970 г.

Автотракторные двигатели загрязняют атмосферу вредными веществами, выбрасываемыми с отработавшими газами (более 95%), картерными газами и топливными испарениями.

Так как рабочий процесс ДВС осуществляется по разомкнутому циклу, то выброс в окружающую среду ОГ является неотъемлемым условием их работы. При идеальном сгорании стехиометрической смеси углеводородного топлива с воздухом в продуктах сгорания должны присутствовать только нетоксичные компоненты  $N_2$ ,  $CO_2$  и  $H_2O$ . В реальных же условиях ОГ содержат продукты неполного сгорания и представляют собой аэрозоль сложного состава, содержащий более 1000 компонентов. Основной массовый состав ОГ это нетоксичные элементы, но наряду с ними присутствует и некоторое количество токсичных веществ. К токсичным веществам ОГ ДВС относят: оксиды азота ( $NO_x$ ), сажу (С), альдегиды (RCHO), оксида углерода (СО), углеводороды ( $C_nH_m$ ), в том числе канцерогенные полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), оксиды серы и др.

При сгорании в ДВС 1 кг бензина при средних режимах работы выделяется примерно 300...310 г токсичных компонентов (225 г окиси углерода, 55 г окислов азота, 1...1.5 г сажи и др.).

При сгорании 1 кг дизельного топлива выделяется около 80... 100 г токсичных компонентов (20...30 г окиси углерода, 20...40 г окисидов азота, 4...10 г углеводородов, 10...30 г окислов серы, 0,8...1,0 г альдегидов, 3...5 г сажи и др.)

Сущность явления токсичности определяется количественной характеристикой взаимоотношений между химическими компонентами внешней среды и организмом человека. Токсичность веществ — это мера несовместимости веществ с жизнью организма. Опасность вещества — это вероятность возникновения и развития отравления в реальных условиях.

Доказано, что продукты сгорания топлива накапливаются в воде, растениях, на сооружениях, в почве. В воздухе они могут превращаться в другие, более токсичные, чем исходные продукты.

При высоком содержании в малоподвижной и влажной атмосфере  $NO_2$ ,  $O_3$  и  $C_nH_m$  возникает туман коричневого цвета, который получил название "смог". Смог является смесью жидких и газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах.

Рассмотрим воздействие отдельных компонентов ОГ на человека.

**Оксиды азота ( $NO_x$ ).** Из известных 10 различных по составу оксидов 95...98 % приходится на  $NO$ , 2...5 % — на  $NO_2$ .  $NO$  — бесцветный газ, очень плохо растворимый в воде, окисляется до  $NO_2$  — газа красновато-бурого цвета с характерным запахом (плотность по воздуху 1,58). Оксиды азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образуют азотную кислоту, разрушающую легочную ткань и вызывающую хронические заболевания. Концентрация  $NO_x$  в воздухе, равная 0,0001...0,0003 %, воспринимается по запаху, 0,0013 % — раздражает слизистую оболочку носа и глаз, 0,004.. 0,008 % — приводит к отеку легких. Оксиды азота вызывают необратимые изменения в сердечно-сосудистой и нервной системах, в соединении с углеводородами образуют токсичные нитроолефины. Воздействие  $NO_x$  на организм человека ничем не нейтрализуется.

**Оксид углерода СО.** Бесцветный газ без запаха и вкуса, очень плохо растворим в воде, плотность по воздуху 0,97, горюч, с воздухом образует взрывчатые смеси, значительно активнее кислорода в соединении с гемоглобином крови (более чем в

200 раз). Вытесняя кислород из крови, нарушает перенос кислорода от легких к тканям. При этом наступает кислородное голодание, удушье. Если концентрация CO мала, то появляются субъективные ощущения: голова становится «тяжелой», сильная боль во лбу, висках, в глазах — «туман», в висках — ощущение пульсации. В дальнейшем — головокружение, шум в ушах, чувство слабости, рвота, учащается пульс, равнодушие, сонливость и потеря сознания.

Воздействие CO зависит от ее концентрации в воздухе: при концентрации 0,01% при длительном пребывании наступает хроническое отравление; 0,05% — слабое отравление через 1 ч; 1 % — потеря сознания через несколько вдохов. Следует особое внимание уделять концентрации около 0,01%, характерной для работы водителей в помещениях с ограниченным воздухообменом.

**Углеводороды**  $C_nH_m$ . Многочисленная группа соединений, из которых наибольшую опасность представляют канцерогенные ПАУ, включая бенз(α)пирен (БП)  $C_{20}H_{12}$ . Ароматические углеводороды обладают сильными отравляющими свойствами, воздействуют на процессы кроветворения, деятельность центральной нервной и мышечной системы. Некоторые ПАУ относятся к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей.

Альдегиды (формальдегид, акролеин) вредно действуют на нервную систему и органы дыхания человека. Сильное раздражение слизистых оболочек носа и глаз наступает при концентрации формальдегида 0,18%. Акролеин более ядовит и уже при концентрации 0,002% вызывает сильное раздражение слизистых оболочек.

Бенз(α)пирен — кристаллическое вещество, сходное с нафталином. Непосредственный контакт канцерогенных веществ с живой тканью при постепенном накоплении до критических концентраций приводят к образованию злокачественных опухолей.

**Сажа (С)**. Сажа представляет, собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода в саже содержится 1...3% (по массе) водорода.

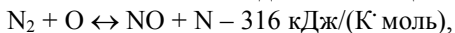
Частицы сажи засоряют дыхательные пути, вызывают хронические заболевания носоглотки и легких. Относительно крупные частицы сажи размером более 10 мкм задерживаются в верхних дыхательных путях и легко выводятся из организма, мелкие (0,1...10,0 мкм) задерживаются в легких и вызывают аллергию дыхательных путей. Но главные токсичные свойства сажи обусловлены не углеродом, а присутствием на ней адсорбированных канцерогенных ПАУ.

Установлено, что в кабинах автомобилей и тракторов концентрация вредных веществ может в несколько раз превышать предельно допустимые нормы и отрицательно сказываться на здоровье работающих. Загрязнения отрицательно сказываются на продуктивности животноводства, урожайности сельскохозяйственных культур, качестве продукции.

До недавнего времени считалось, что бензиновые двигатели более токсичны, чем дизельные, однако применение неэтилированных бензинов и микропроцессорной техники, регулирующей подачу топлива, позволило значительно снизить выброс токсичных веществ и повысить их экономичность.

Сгорание топлива в цилиндрах ДВС сопровождается образованием большого количества различных токсичных веществ, которые состоят из продуктов неполного сгорания и термического разложения углеводородов топлива, оксидов азота, соединений серы и свинца.

**Оксиды азота.** Если температура в цилиндре превышает 1500 К, то азот и кислород воздуха вступают в химическое взаимодействие по цепному механизму:



Определяющей является верхняя реакция, скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. При сгорании в цилиндрах ДВС образуется главным образом оксид азота NO.

В двигателе с искровым зажиганием окисление азота и образование NO происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания, где в результате Махе-эффекта достигаются наивысшие температуры. (*Примечание: продукты сгорания первых порций смеси, расположенных вблизи свечи зажигания, подвергаются адиабатному сжатию в результате повышения давления при сгорании остальной массы смеси. Вследствие этого в начальной зоне горения имеют место повышенные значения температуры по сравнению с их значениями в остальной массе заряда. Это различие температур в камере сгорания двигателя с искровым зажиганием называется «Махе-Эффектом»*). Образование NO сильно увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода.

При сгорании в дизеле образование NO определяется локальным составом смеси и температурой. Наибольшее количество NO образуется в тех зонах заряда дизеля, которые сгорают первыми и имеют наибольшее время пребывания при температуре выше 2200 К.

С другой стороны, выход NO зависит от скорости охлаждения продуктов сгорания. Установлено, что при  $\alpha > 1$  в процессе расширения, когда температура газов в цилиндре уменьшается, концентрация оксида азота не снижается до равновесной, а остается на уровне максимальной, т.е. имеет место так называемая "закалка". При работе двигателя с искровым зажиганием при  $\alpha < 1$  "закалка" не наблюдается. Поэтому при работе на бедных смесях выход NO определяется максимальной температурой, т.е. кинетикой образования оксида азота. При  $\alpha < 1$  образование NO практически перестает зависеть от максимальной температуры и определяется кинетикой разложения. Вне цилиндра двигателя (в выпускной системе и в атмосфере) NO окисляется до NO<sub>2</sub> (диоксид азота), токсичность которого значительно больше.

**Оксид углерода.** Оксид углерода образуется во время сгорания при недостатке кислорода, в ходе холоднотемпературных реакций в дизелях или при диссоциации CO<sub>2</sub> (главным образом в двигателях с искровым зажиганием). Так как при нормальной эксплуатации концентрация CO в дизелях невелика (не более 0,1-0,2%), то более характерно образование и сгорание CO в карбюраторном двигателе.

В двигателях с искровым зажиганием основное влияние на образование CO оказывает состав смеси: чем она богаче, тем выше концентрация CO.

Значительное количество CO образуется в режимах холостого хода и максимальной мощности, когда коэффициент избытка воздуха находится в пределах 0,5...0,9.

**Углеводороды.** Углеводороды состоят из исходных или распавшихся молекул топлива, которые не принимали участия в сгорании. Углеводороды появляются в ОГ вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в "защеленных" объемах, находящихся в вытеснителях и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом.

В дизелях углеводороды образуются в переобогащенных зонах, где происходит пиролиз молекул топлива (распад молекул топлива под действием высоких темпера-

тур при отсутствии химических реагентов). Если в процессе расширения в эти зоны не поступит достаточное количество кислорода, то  $C_nH_m$  окажется в составе ОГ. Углеводороды могут выбрасываться в атмосферу вследствие пропусков воспламенения, негерметичности выпускного клапана или системы вентиляции картера, а также из-за испарения бензина в топливном баке и карбюраторе.

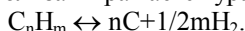
В ряде работ утверждается, что значительная часть  $C_nH_m$  выбрасывается в результате того, что на тактах впуска и сжатия горючей смеси пары топлива поглощаются масляной пленкой на стенках цилиндра (абсорбция). На такте расширения парциальное давление паров топлива в заряде снижается практически до нуля и происходит их выделение из пленки (десорбция).

Аналогичный эффект вызывается также нагаром на поверхности камеры сгорания.

Количество различных индивидуальных углеводородов, входящих в эту группу токсичных веществ, превышает 200. В тех концентрациях, в которых  $C_nH_m$  содержится в воздухе даже в зонах с самым интенсивным движением автотранспорта, они не приносят значительного вреда здоровью человека, однако, могут вызывать реакции, которые ведут к образованию соединений, вредных даже при незначительной концентрации. Так, углеводороды под действием солнечных лучей могут взаимодействовать с оксидами азота, образуя биологически активные вещества, которые раздражающе действуют на органы дыхательных путей и вызывают появление так называемого смога.

Особое значение имеют выбросы бензола, толуола, ПАУ и в первую очередь бенз(α)пирена. Эта группа высокотоксичных веществ образуется в результате пиролиза (разложения) легких и средних фракций топлива при температуре 600...700 К. Такие условия возникают во время рабочего хода в цилиндре вблизи его холодных поверхностей при наличии там несгоревших углеводородов. Количество ПАУ в ОГ тем больше, чем выше концентрация в топливе бензола.

**Сажа.** Сажа образуется при температуре выше 1500 К в результате объемного процесса термического разложения (пиролиза) топлива при сильном недостатке кислорода. Формально реакция пиролиза выражается уравнением:



Начало образования сажи имеет место при  $\alpha$  меньше 0,3...0,7 и зависит от температуры и давления газов, а также от вида топлива. При одинаковом количестве атомов углерода по степени увеличения склонности к образованию сажи углеводороды располагаются следующим образом: парафины, олефины, ароматики.

При сгорании в двигателях с искровым зажиганием, концентрационные пределы воспламенения смеси не совпадают с указанными пределами начала образования сажи. Поэтому содержание сажи в ОГ двигателей с искровым зажиганием незначительно.

В дизелях вследствие неоднородности состава смеси в цилиндрах преобладает так называемое диффузионное сгорание, при котором скорость горения в основном лимитируется не скоростью химических реакций, а скоростью смешения (диффузии) паров топлива в воздух. В результате этого в цилиндре дизеля имеют место зоны с богатой, стехиометрической и бедной смесью.

При диффузионном сгорании в дизелях к зонам пламени ( $\alpha = 1,0$ ) с высокой температурой примыкают зоны с богатой смесью, где при диффузионном догорании и малом доступе кислорода создаются благоприятные для пиролиза условия. Большая часть частиц сажи имеет размеры 0,4...5 мкм. Концентрация частиц сажи в ОГ

зависит и от выгорания ее в процессе расширения, когда к частицам поступает кислород. Таким образом, выброс сажи из цилиндра дизеля зависит как от ее образования при диффузионном сгорании, так и от выгорания в процессе расширения. Наличие сажи в ОГ обуславливает черный дым на выпуске. Сажа представляет собой механический загрязнитель носоглотки и легких. Однако большая опасность связана со свойством сажи накапливать (адсорбировать) на поверхности своих частиц канцерогенные вещества и служить их переносчиком.

Сажа - не единственное твердое вещество, содержащееся в ОГ. Другие твердые вещества образуются из содержащейся в дизтопливе серы, а также в виде аэрозолей масла и несгоревшего топлива. Кроме того, в ОГ могут находиться продукты износа цилиндра. Все вещества, которые оседают на специальном фильтре при прохождении через него ОГ, получили общее название - "частицы".

Содержание в ОГ продуктов неполного сгорания ( $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  и сажи) нежелательно не только из-за их токсичности, но и потому, что при неполном сгорании топлива не выделяется часть теплоты, что приводит к ухудшению экономических показателей двигателя.

Для контроля содержания в ОГ вредных компонентов выпускаются анализаторы, основанные на оптических методах анализа.

Принцип их действия заключается в избирательном поглощении компонентами отработавших газов лучистой радиации в инфракрасной, ультрафиолетовой или видимой областях спектра. Концентрация компонента определяется пропорционально степени поглощения лучистой радиации.

Для определения содержания в ОГ оксидов азота, оксида углерода и углеводородов выпускаются газоанализаторы ГИАМ-27-02(04), ГАИ-1, ГЛ-1121, основанные на прямом поглощении инфракрасного (ИК) излучения пробой исследуемого газа. Трубка пробозаборника устанавливается в выхлопную трубу автомобиля с прогретым двигателем. Отработавшие газы просасываются через фильтры и поступают в рабочую кювету оптического блока.

Для непрерывного измерения концентрации  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$ ,  $\text{NO}_x$  в отработавших газах выпускаются газоаналитические системы АСГА-Т, "ENERAC-2000".

Разработано несколько методов определения дымности ОГ, которые основаны на степени поглощения светового потока столбом газа заданной длины (СИДА-107 «Атлас», «Хартридж», «Вольво») либо фильтрации определенного объема ОГ с последующим определением степени отражения света поверхностью фильтра, покрытого сажей (ИД-1, «Бош», "ENERAC-2000").

Для определения частиц при сертификационных испытаниях применяется так называемый разбавительный туннель.

Отработавшие газы из дизеля направляются в туннель, одна сторона которого через воздушный фильтр связана с атмосферой, а другая подсоединена к пробозаборнику постоянного объема. Разбавление ОГ воздухом с температурой 20...30°C делается для того, чтобы избежать конденсации водяных паров, содержащихся в ОГ до отбора пробы, направляемой к фильтру. Из туннеля отобранная проба ОГ при постоянном расходе прокачивается через специальный стандартный фильтр, температура на входе в него должна быть не выше 52°C, чтобы смоделировать конденсацию. Фильтрующий элемент взвешивается с высокой точностью до и после отбора пробы. По разности показаний весов определяется содержание частиц в пробе. После учета соотношения расходов через туннель и фильтр определяется общий вы-

брос частиц. Таким образом, частицами называются все вещества, улавливаемые стандартным фильтрующим элементом.

Уменьшение токсичности ОГ достигается в результате законодательного ограничения выброса вредных веществ. С этой целью разработаны стандарты и правила, устанавливающие предельно допустимые нормы выброса CO, CH и NO<sub>x</sub>. Кроме того, для дизелей установлены нормы на допустимую дымность ОГ. В последнее время от нормирования дымности ОГ многие страны перешли к нормированию частиц. Нормы на допустимые токсичные выбросы с ОГ устанавливаются из условий обеспечения санитарных норм на предельно допустимые концентрации токсичных веществ в атмосфере на улицах городов с интенсивным движением автомобилей. С ростом автомобильного парка вводятся все более жесткие нормы. Для того, чтобы заводы могли своевременно разрабатывать мероприятия, требующиеся для выполнения законодательных норм, они публикуются заблаговременно.

Нормирование токсичности ОГ является главным стимулом к созданию тракторов и автомобилей с требуемыми экологическими показателями.

Впервые нормирование токсичности ОГ и картерных газов было введено в 1959 г, в штате Калифорния США. В 1968 г. в США был утвержден Государственный (федеральный) стандарт, основой которого явился Калифорнийский стандарт.

С 1970 г. Европейской Экономической комиссией ООН рекомендованы единые для государств Европы Правила оценки токсичности ОГ и картерных газов (Правила №15 и №49).

С 2000 г. в странах Европейского экономического сообщества должны выполняться Правила №83.03, Правила №49 и Правила №24

В нашей стране нормирование токсичности ОГ началось в 1970 г. (ГОСТ 16533-70).

В настоящее время существуют разные стандарты, разработанные для США, Европы и Японии, представляющих собой регионы с наиболее жестким нормированием выбросов. Эти стандарты постоянно совершенствуются, а нормы становятся все более жесткими. При этом сформировалась четкая тенденция приближения европейских стандартов к стандартам США, а наши стандарты уже сейчас во многом идентичны Правилам №83.03 ЕЭК ООН, предусматривающим пять типов испытаний.

В таблице 1 приведены европейские нормы на выбросы токсичных веществ и дымности ОГ согласно "Правил ЕЭК ООН" № 49 и "ESC/ELR" с перспективой до 2010 года. Для сравнения в таблице 3 указаны нормы согласно ОСТ 37.001.234–81 и фактические выбросы отечественных автомобилей "КамАЗ" и "МАЗ" согласно приведенных замеров.

Таблица 3

Выброс загрязняющих веществ дизельными двигателями

Стандарт, программа	Уровень выбросов, г/кВт ч			
	CO	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	NO <sub>x</sub>	Твердые частицы
Фактические выбросы "КамАЗ", "МАЗ"	3,5...9,0	2,0...4,0	13,0...18,0	0,5...1,0
ОСТ 37.001.234-81	9,5	3,4	18,35	0,8
"Правило ЕЭК ООН" № 49				

С 01.07.92 Серийный	4,9	1,23	9,0	0,4
С 01.10.93 Новый тип	4,5	1,1	8,0	0,36
"EURO-2" с 95/96 гг.	4,0	1,1	7,0	0,15
"ESC/ELR"				
"EURO-3" с 2000г.	2,5	0,7	5,0	0,1
"EURO-4" с 2005г.	1,0	0,5	3,0	0,08
"EURO-5" с 2010г.	1,0	0,3	1,5	0,05

Снижение токсичности ОГ до допустимых пределов представляет собой сложную научно-техническую задачу, при решении которой большое значение имеет стоимость тех или иных мероприятий, а также необходимость обеспечения сохранения высоких экономических, энергетических и других показателей двигателей.

Исторически снижение токсичности ОГ осуществлялось в **первую очередь** путем совершенствования традиционных процессов смесеобразования и сгорания при одновременной оптимизации управления двигателем (состав смеси и угол опережения зажигания). Практика показала, что достичь при этом уровня токсичности ОГ, требуемого законодательством развитых стран, нельзя. Поэтому получил широкое применение **второй путь** - нейтрализация ОГ в системе выпуска, при которой токсичные газы ( $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  и  $\text{NO}_x$ ), вышедшие из цилиндров двигателя, нейтрализуются в системе выпуска до выброса их в атмосферу.

Использование этих двух путей не позволяет устранить выбросы соединений свинца,  $\text{SO}_2$  и ПАУ. Это вызывает необходимость использовать **третий путь** - ограничивать содержание в топливе свинца, серы и ароматических углеводородов. Например, по действующим в РФ стандартам в этилированных бензинах А-76 и АИ-92 содержание свинца не должно превышать 0,17 и 0,37 г/дм<sup>3</sup> соответственно, а в неэтилированном бензине свинец практически отсутствует (менее 0,013 г/дм<sup>3</sup>). В дизтопливе допускается содержание серы по массе не более 0,20..0,05%. Уменьшение ароматики в бензинах обеспечивает снижение выбросов бензола и ПАУ. Разрешенное содержание свинца, серы и ароматических углеводородов в топливах для ДВС постоянно уменьшается.

**Четвертый путь** снижения вредных выбросов с ОГ связан с улучшением топливной экономичности двигателей (снижением расхода углеводородного топлива) или с переходом к альтернативным топливам, в том числе не содержащим углерода (например, водород).

Для снижения токсичности ОГ используется большое количество различных мероприятий, включая применение специальных антитоксичных устройств и целых систем. Выбор той или иной стратегии зависит уровня токсичности ОГ, который требуется обеспечить. Другими словами, все зависит от законодательных норм на допустимые выбросы токсичных веществ, которые необходимо выполнить.

### **Снижение токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием.**

#### *1. Совершенствование систем топливоподдачи и зажигания.*

Определяющее влияние на состав ОГ оказывает состав смеси (рис. 1).

Возрастание концентрации в ОГ таких компонентов, как  $\text{CO}$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$  по мере обогащения смеси объясняется увеличением дефицита кислорода. С другой стороны, на

очень бедных смесях концентрация  $C_nH_m$  возрастает из-за появляющихся пропусков воспламенения от искры.

Концентрация  $NO_x$  по мере обогащения смеси до  $\alpha \approx 1,05$  возрастает вследствие увеличения количества  $O_2$  в ОГ и температуры в процессе сгорания. При дальнейшем обеднении смеси определяющее значение приобретает снижение температуры сгорания.

Большое влияние на выброс  $NO_x$  и  $C_nH_m$  оказывает угол опережения зажигания  $\varphi_{0.3}$ . (рис. 2). Это влияние связано с тем, что при увеличении  $\varphi_{0.3}$  возрастает температура процесса сгорания, а вместе с ней и количество образующихся  $NO_x$ . С уменьшением  $\varphi_{0.3}$  сгорание всё больше переносится на линию расширения, возрастает температура ОГ в конце процесса расширения и в системе выпуска, что обеспечивает более полное окисление  $C_nH_m$ .

Поэтому на начальном этапе борьбы за снижение токсичности ОГ использовался главным образом комплекс мероприятий, направленных на увеличение полноты сгорания топлива путем оптимизации дозирования горючей смеси и более надежного и стабильного ее поджигания. Это достигалось в результате некоторого обеднения горючей смеси, улучшения характеристик карбюратора (сужение поля допусков), выключения подачи бензина на режимах принудительного холостого хода (экономайзер принудительного холостого хода). Большое внимание уделено системе холостого хода карбюратора: была несколько обеднена соответствующими регулировками смесь, введены ограничения на возможное изменение состава смеси при эксплуатационных подрегулировках с помощью соответствующих винтов. Все указанные мероприятия способствовали значительному уменьшению выбросов CO и  $C_nH_m$ . С этой же целью перешли к замкнутым системам вентиляции картера.

На некоторых режимах для уменьшения выбросов  $C_nH_m$  и  $NO_x$  угол опережения зажигания устанавливался меньше значения, обеспечивающего оптимальную экономичность.

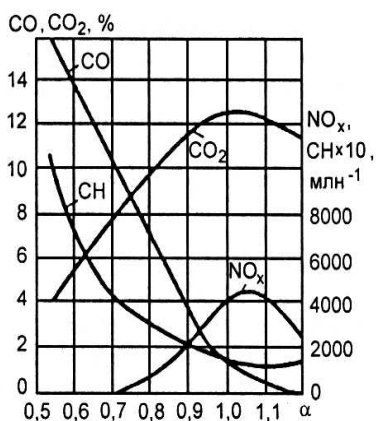


Рис. 1. Влияние коэффициента избытка воздуха ( $\alpha$ ) на состав ОГ

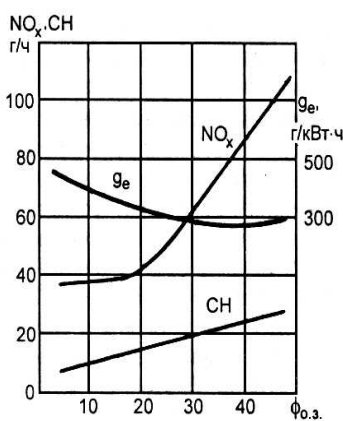


Рис. 2. Влияние угла опережения зажигания ( $\varphi_{0.3}$ ) на выброс  $NO_x$  и CH с ОГ

Опыт показал, что указанные меры вполне достаточны для удовлетворения требованиям ГОСТ 17.2.2.03-87 и ОСТ 37.001.054-86.

Определенный вклад в снижение токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием внесло увеличение использования сжатого и сжиженного газов. Перевод двигателей на питание сжатым природным газом дает заметный экологический эффект из-за значительного отличия элементного состава природного газа и бензина. Например, при испытаниях в среднем регистрируется выброс CO в 2 раза,  $C_nH_m$  на 15...40%, а  $NO_x$  15% меньше норм по ОСТ 37.001.054-86. Одновременно при работе на сжатом газе регистрируется меньший выброс  $CO_2$  и отсутствие тяжелых углеводородов. Опыт показывает, что оптимизация состава смеси и угла опережения зажигания не дает возможность при работе на газе выполнить нормы "EURO-2".

Резервы снижения токсичности ОГ карбюраторных двигателей традиционной конструкции указанными выше способами к настоящему времени фактически исчерпаны, и это потребовало разработки и применения специальных мероприятий, без которых удовлетворение норм "EURO-2" (и тем более норм "EURO-3") оказалось невозможным.

Активного снижения вредных составляющих ОГ достигают применением специальных устройств, устанавливаемых в систему выпуска. К ним относятся: системы рециркуляции и добавления воды к воздуху и топливу, каталитические, термические и жидкостные нейтрализаторы.

## 2. Рециркуляция ОГ.

Рециркуляция осуществляется посредством перепуска отработавших газов из системы выпуска во впускную систему (рис.3). В двигателях с переменными фазами газораспределения при раннем закрытии выпускного клапана большая отработавших газов остаётся в цилиндре, благодаря чему обеспечивается так называемая «внутренняя рециркуляция». В основном рециркуляция ОГ используется для уменьшения выбросов  $NO_x$ .

При рециркуляции несколько уменьшаются насосные потери в процессе впуска, что создает предпосылки для улучшения топливной экономичности двигателя. Кроме того, при рециркуляции снижаются потери на диссоциацию, и теплоотдачу, а термический КПД цикла возрастает (из-за снижения удельной теплоемкости вследствие уменьшения температуры и соответствующего увеличения показателя адиабаты продуктов сгорания).

С другой стороны, по мере увеличения рециркуляции ОГ затягивается процесс тепловыделения, усиливается невоспроизводимость последовательных циклов и возрастает выброс  $C_nH_m$ .

Вследствие совместного действия перечисленных факторов с ростом рециркуляции ОГ экономичность двигателя сначала несколько улучшается, а затем ухудшается, что и ограничивает целесообразную степень рециркуляции.

Практика показала, что при рециркуляции 15...20% уменьшение выброса  $NO_x$  может достигать 60...80%. Ухудшение топливной экономичности наблюдается обычно при рециркуляции менее 10%. При этом в двигателях с быстрым сгоранием увеличение  $g_e$  начинается при больших значениях степени рециркуляции. Чтобы избежать значительного увеличения  $g_e$  и выброса  $C_nH_m$ , обычно рециркуляция не превышает 20%.

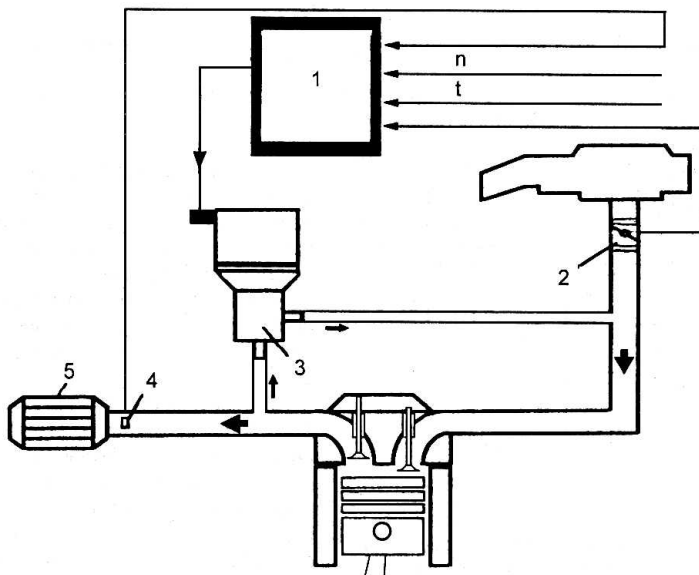


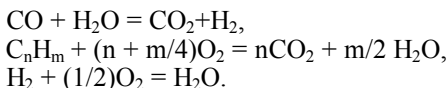
Рис. 3. Схема системы рециркуляции ОГ: 1 – электронный блок управления; 2 – датчик положения дроссельной заслонки; 3 – клапан рециркуляции с электроприводом; 4 –  $\lambda$ -зонд (индикатор состава смеси); 5 – нейтрализатор

В зависимости от нагрузки двигателя оптимальную степень рециркуляции необходимо изменять: с увеличением нагрузки возрастает максимальная температура цикла и обедняется горючая смесь, поэтому рециркуляцию следует увеличивать. При полном открытии дроссельной заслонки рециркуляция ОГ не позволит получить максимальную мощность, поэтому целесообразно на этих режимах обеспечить рециркуляцию исключить.

### 3. Нейтрализация ОГ.

Для снижения выбросов токсичных веществ широко используется специальная обработка (нейтрализация) отработавших газов в выпускной системе двигателя. Устройства, предназначенные для обработки ОГ, называются нейтрализаторами. Сейчас используются нейтрализаторы трех типов: каталитические, жидкостные и термические. В первых процессы нейтрализации интенсифицируются за счет применения катализаторов, в последних - за счет высокой температуры с добавлением к ОГ воздуха.

**Окислительные каталитические нейтрализаторы.** Эти нейтрализаторы предназначены для окисления CO и  $C_nH_m$ :



Чтобы эти реакции успели завершиться за короткое время, в течение которого ОГ проходят через нейтрализатор, в последнем необходимо создать окислительную среду и поддерживать температуру в пределах 250...800°C. При  $t < 250^\circ C$  эффективность катализатора невелика, а при  $t > 1000^\circ C$  наступает дезактивация нейтрализато-

ра в результате спекания мелких кристаллов платины, что приводит к разрушению участков платиновой поверхности. Дезактивация катализатора особенно велика в течение первых 20 тыс. км. пробега, а далее до 80 тыс. км пробега она, как правило, мала. Особенно быстро дезактивация наступает при использовании этилированного бензина, поэтому работа на нем недопустима. При эксплуатации температура в нейтрализаторе находится в пределах 400...600°C, для чего его располагают вблизи выпускного коллектора. Катализаторы, используемые для ускорения окисления CO и C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, обычно содержат 1...2 г платины и палладия. Каталитическое превращение CO при t > 400°C может достигать 95...99%.

Углеводороды можно разделить на быстро и медленно сгорающие. К последним относятся предельные углеводороды малой молекулярной массы и, в первую очередь, метан. Если быстро сгорающие углеводороды окисляются примерно на 95%, то метановые углеводороды окисляются приблизительно на 10...70%. Окисление медленно сгорающих углеводородов достигается в основном вследствие действия платины. Что же касается палладия, то он особенно активен при окислении CO и быстро сгорающих углеводородов.

Если на выходе из нейтрализатора количество углеводородов велико, то можно уменьшить угол опережения зажигания, что увеличит температуру в нейтрализаторе и, соответственно, уменьшит выброс C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>; но при этом топливная экономичность двигателя, естественно, ухудшится.

Блок-носитель каталитического нейтрализатора делают из керамики сотовой структуры, гофрированной фольги из нержавеющей стали толщиной 0,1...0,5 мм или в виде сферических гранул из оксида алюминия, которые укладываются в металлический цилиндр, закрытый по торцам сетками.

Применение каталитического окислительного нейтрализатора целесообразно, если каким-либо иным способом можно обеспечить выбросы оксидов азота ниже значений, разрешенных нормами. Поиски и разработки таких способов сейчас интенсивно ведутся многими фирмами. Практика же показала, что для современных автомобилей с традиционными двигателями с искровым зажиганием выполнение жестких норм на выброс NO<sub>x</sub> (например, "EURO-2") путем использования рециркуляции и позднего зажигания невозможно, и потому требуется использование трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

В то же время оборудование отечественных автомобилей окислительными каталитическими нейтрализаторами (при условии использования неэтилированного бензина) позволит существенно уменьшить выбросы CO и C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>.

**Трехкомпонентные каталитические нейтрализаторы** (рис. 4). Для нейтрализации образующегося в процессе сгорания смеси оксида азота NO используются реакции его восстановления до азота N<sub>2</sub> и аммиака NH<sub>3</sub>. В качестве восстановителей используются находящиеся в ОГ CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> и H<sub>2</sub>. При работе двигателя на стехиометрической смеси основным продуктом восстановления NO является N<sub>2</sub>, а на богатых смесях больше образуется NH<sub>3</sub>.

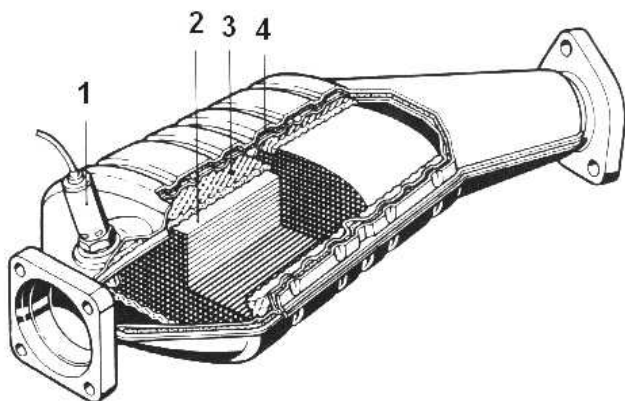
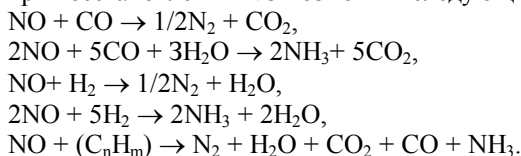


Рис. 4. Двухслойный трехкомпонентный каталитический нейтрализатор ОГ:  
 1 –  $\lambda$ -зонд для замкнутого контура управления; 2 – монолитный блок-носитель; 3 – монтажный элемент в виде проволочной сетки;  
 4 – двухслойная теплоизоляция

Для того, чтобы после восстановления NO образовывалось больше  $N_2$  и меньше  $NH_3$  катализатор помимо платины должен содержать родий (Rh). Соотношение в катализаторах количества Pt и Rh близко к 5, а в некоторых случаях достигает 12. Ряд фирм для снижения стоимости нейтрализатора применяют триметаллический катализатор: платина, палладий, родий в соотношении 1:16:1 или 1:28:1. На один нейтрализатор расходуется от 1,5 до 3 г платины. Применение этилированного бензина при использовании системы с трехкомпонентным нейтрализатором недопустимо. При восстановлении NO возможны следующие реакции:



Таким образом при восстановлении NO одновременно происходит окисление CO и CH. Такой нейтрализатор называется трехкомпонентным или бифункциональным, т.е. восстановительным и окислительным

Многие фирмы большие надежды связывают с применением нового нейтрализатора адсорбционно-каталитического типа (DENOX). Этот нейтрализатор рассчитан на то, что двигатель будет работать как на бедных смесях, так и при  $\alpha < 1$ . Механизм действия этого нейтрализатора иллюстрирует рис. 5.

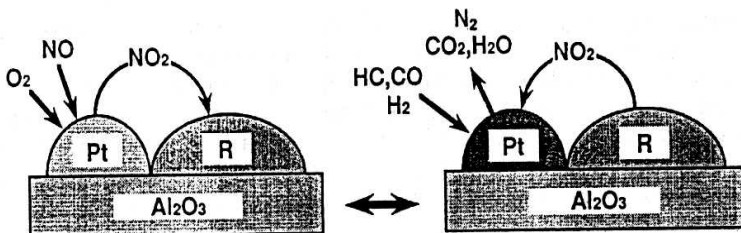


Рис. 5. Механизм снижения концентрации  $\text{NO}_x$  в адсорбционно-каталитическом нейтрализаторе

Носитель из оксида алюминия  $\text{Al}_2\text{O}_3$  покрыт катализатором из платины Pt и специальным веществом R, выполняющим функцию адсорбера. При работе на бедных смесях платиновый катализатор способствует окислению NO до  $\text{NO}_2$ , который на материале R адсорбируется в виде нитрата. Когда двигатель будет работать при  $\alpha \leq 1$ , то нитрат с участием  $\text{C}_n\text{H}_m$ , CO и  $\text{H}_2$  восстанавливается на платиновом катализаторе.

**Термические нейтрализаторы.** Термический нейтрализатор представляет собой реакционную камеру, в которой при высокой температуре (порядка  $900^\circ\text{C}$ ) происходит окисление CO и  $\text{C}_n\text{H}_m$  (рис. 6). Если двигатель работает на обогащенной смеси, то требуется подача воздуха перед нейтрализатором с помощью довольно мощного компрессора. Топливная экономичность двигателя в этом случае будет невысокой.

При использовании термического нейтрализатора для двигателя, работающего на обедненных смесях, не требуется применение воздушного компрессора. Однако в этом случае возникает проблема поддержания достаточной температуры в реакторе. Если ОГ находятся в реакторе от 50 до 100 мс при  $t = 700^\circ\text{C}$ , то концентрация  $\text{C}_n\text{H}_m$  снижается вдвое. При  $t = 750\text{...}800^\circ\text{C}$  можно достичь полного превращения  $\text{C}_n\text{H}_m$ . Для окисления CO требуется более высокая температура. Например, для получения пятидесятипроцентной очистки требуется температура около  $850^\circ\text{C}$ . При использовании этилированных бензинов реакции в термическом нейтрализаторе тормозятся свинцом.

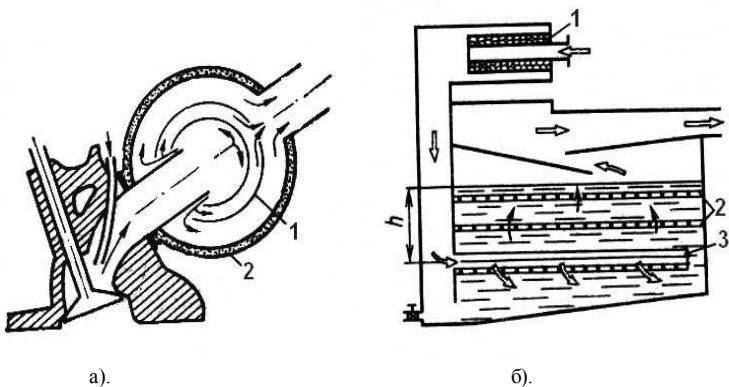


Рис. 6. а). Схема термического нейтрализатора: 1 — экран; 2 — изоляция.  
б). Схема жидкостного нейтрализатора: 1 — каталитический реактор; 2 — успокоительные решетки; 3 — газораспределитель

Большим недостатком термических нейтрализаторов является отсутствие из-за недостаточной температуры положительного эффекта на режимах пуска и прогрева, когда выбросы  $C_nH_m$  и CO особенно велики. Термический нейтрализатор начинает работать при существенно более высокой температуре ( $t = 600^\circ C$ ), чем каталитический.

Не удалось решить и проблему долговечности термического нейтрализатора из-за невозможности обеспечить достаточную прочность материалов для деталей нейтрализатора в условиях высоких эксплуатационных температур и коррозионной агрессивности ОГ, особенно при содержании в них свинца и фосфора.

По указанным причинам и повышенной пожароопасности термические нейтрализаторы не получили широкого распространения на автомобилях общего назначения.

**Жидкостные нейтрализаторы (ЖН).** Подавляющее количество разработанных и эксплуатируемых ЖН относится к типу барботажных с объемными скоростями  $500 \dots 3700 \text{ ч}^{-1}$ . Применяются также ЖН поверхностные, пленочные, центробежного действия и др.

Принцип действия ЖН основан на пропускании ОГ через слой нейтрализующего раствора (рис. 6). Заполненные водным раствором ЖН интенсивно поглощают сажу, альдегиды, окислы азота и бенз( $\alpha$ )пирен, но не улавливают CO и  $C_nH_m$ .

При всей конструктивной простоте использование ЖН в условиях ограниченного воздухообмена нежелательно ввиду повышенного парообразования, возможности выброса капель химически активного раствора, необходимости утилизации отработанных растворов, обладающих кислотными свойствами.

### **Снижение токсичности и дымности ОГ дизельных двигателей.**

Главные трудности, которые сильно осложняют улучшение экологических показателей дизелей путем улучшения процессов смесеобразования и сгорания, связаны с тем, что мероприятия, способствующие уменьшению  $NO_x$ , как правило, вызывают рост выброса частиц. С другой стороны, использование нейтрализаторов затруднено из-за наличия большого количества частиц сажи и кислорода (нейтрализация  $NO_x$ ) в ОГ, а также их относительно невысокой температуры.

#### 1. Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания.

На первых этапах ограничения токсичности и дымности ОГ дизелей и, в частности, при введении норм "EURO-1" (см. табл. 3) достаточно было реализовать относительно простые мероприятия по организации смесеобразования и сгорания, а также немного уменьшить угол опережения впрыскивания.

Практика показала, что выполнение норм на токсичность и дымность ОГ достигается тем легче, чем больше диаметр цилиндра дизеля. В то же время небольшие дизели для легковых автомобилей имели, как правило, разделенную камеру сгорания, которая в смысле токсичности и дымности ОГ обладает определенными преимуществами перед неразделенной камерой. Это объясняется тем, что в предкамере или вихревой камере процесс сгорания происходит при пониженных температурах и  $\alpha$ . Догорание заряда в основной камере также идет при относительно невысоких температурах. По этим причинам в дизелях с разделенными камерами сгорания образуется меньше  $NO_x$ , чем в дизелях с камерой сгорания в поршне. Догорание топлива в основной камере происходит при большом избытке воздуха, что способствует уменьшению выброса CO,  $C_nH_m$  и сажи.

Токсичность и дымность ОГ дизелей с неразделенной камерой сильно зависят от мелкости распыливания топлива, интенсивности вихревого движения заряда и согласования ее с параметрами факела и частотой вращения коленчатого вала.

В дизелях с пристеночным смесеобразованием, особенно на режимах пуска и прогрева, имеет место повышенный выброс  $C_nH_m$  и CO.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания заключается в поиске компромисса между выбросами  $NO_x$ , частиц и топливной экономичностью.

При этом следует иметь в виду, что уменьшение выброса CO,  $C_nH_m$  и сажи сопровождается улучшением топливной экономичности.

Повышение скорости сгорания вызывает рост выброса  $NO_x$ , хотя топливная экономичность при этом также улучшается.

Наконец, совершенствование процессов смесеобразования и сгорания существенно осложняется тем, что мероприятия, ведущие к уменьшению выброса частиц, как правило, вызывают рост выброса  $NO_x$ .

Например, распыливание топлива на более мелкие капли улучшает полноту сгорания и снижает тем самым выброс частиц, но возрастающие температуры цикла обуславливают увеличение образования  $NO_x$ .

Дизели грузовых автомобилей имеют, как правило, неразделенную камеру сгорания. Что же касается дизелей в существующем ныне парке легковых автомобилей, то примерно 80% из них имеют вихревую камеру или предкамеру. Современная тенденция развития дизелей для легковых автомобилей выражается в переходе от разделенных камер к неразделенным, что позволит улучшить топливную экономичность примерно на 15%. Для легковых автомобилей созданы дизели с неразделенной камерой сгорания, которые могут работать с минимальным удельным расходом топлива 200 г/кВт·ч.

Ниже главное внимание будет уделено токсичности и дымности ОГ автомобильных дизелей с неразделенной камерой.

Новые модели дизелей все чаще имеют по 4 клапана на каждый цилиндр. В этом случае и форсунка, и камера сгорания располагаются по оси цилиндра, что облегчает организацию смесеобразования и сгорания. Кроме того, появляется возможность управлять интенсивностью движения заряда и добиваться одновременно снижения выброса частиц и  $NO_x$  особенно на средних нагрузках.

При наддуве обычно увеличивают  $\alpha$  по внешней скоростной характеристике, и это способствует снижению токсичности ОГ и выброса частиц. Это снижение увеличивается при использовании промежуточного охлаждения воздуха, так как при охлаждении воздуха возрастает концентрация кислорода в заряде. Например, дизели с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха позволяют по сравнению с безнаддувными дизелями снизить выброс  $NO_x$  и частиц примерно на 30%, а улучшение топливной экономичности при этом доходит до 8%.

Поэтому несмотря на то, что в производстве дизель с наддувом примерно на 20% дороже безнаддувного, он имеет бесспорные перспективы.

Характеристики впрыскивания и распыливания топлива оказывают очень большое влияние на смесеобразование и сгорание топлива, а следовательно, и на образование, и выброс токсических веществ.

Чтобы избежать повышенного выброса  $NO_x$  и снизить шум, подачу топлива в начале впрыскивания (примерно в течение периода задержки воспламенения) желательно уменьшить. Радикальным в этом смысле решением может быть так называемое ступенчатое впрыскивание. С другой стороны, увеличение длительности впрыскивания и растянутый конец подачи вызывают повышенное сажеобразование и, как следствие этого, увеличение выброса частиц.

Повышение давления впрыскивания – основной способ улучшения мелкости распыливания. В связи с этим современные насосы с электронным управлением (насос-

форсунка, встроенный односекционный, роторный распределительный или аккумуляторная система с электрогидравлической форсункой) уже обеспечивают для высокооборотных дизелей с наддувом давление впрыскивания порядка 130...180 МПа, а на ближайшее будущее предусматривается его увеличение до 200 МПа.

Угол опережения впрыскивания  $\varphi_{впр}$  обуславливает значительное изменение длительности периода задержки воспламенения, и доли топлива, впрыснутого за этот период, что сказывается на продолжительности диффузионного сгорания. Например, если  $\varphi_{впр}$  сокращается, то доля топлива, впрыснутого до начала быстрого сгорания становится меньше, а дымность ОГ соответственно возрастает.

При уменьшении  $\varphi_{впр}$  в результате снижения температуры сгорания образование  $\text{NO}_x$  значительно замедляется, но при этом топливная экономичность несколько ухудшается. Несмотря на это, современные дизели на ряде режимов работают с началом впрыскивания в ВМТ или даже на  $1...3^0$  после ВМТ.

## 2. Рециркуляция ОГ.

Как и в двигателях с искровым зажиганием, рециркуляция ОГ используется в дизелях с целью уменьшения выброса  $\text{NO}_x$ .

При увеличении степени рециркуляции возрастает длительность задержки самовоспламенения и уменьшается скорость тепловыделения. Эти эффекты усиливаются при охлаждении рециркулирующих газов. На полных нагрузках рециркуляция вызывает значительный рост выброса сажи, поэтому она особенно целесообразна на средних нагрузках.

При испытаниях по 13-ти режимным тестам до 8...10% выброса  $\text{NO}_x$  приходится на режим холостого хода. По этой причине, а также с целью снижения шума рециркуляция может иметь место и на холостом ходу, достигая значительной величины (до 50%).

Охлаждение рециркулирующих газов приводит к уменьшению выброса  $\text{NO}_x$  и частиц при сопоставимых степенях рециркуляции. Этот эффект более значим при больших степенях рециркуляции.

Для высокооборотного дизеля с наддувом, аккумуляторной системой впрыскивания и электрогидравлической форсункой опыты показали высокую эффективность охлаждения рециркулирующих газов (снижение  $\text{NO}_x$  и дымности ОГ при неизменном расходе топлива), если обеспечить оптимальное управление степенью рециркуляции и охлаждением ОГ.

## 3. Нейтрализация ОГ.

В настоящее время применение для дизелей получили лишь каталитические окислительные нейтрализаторы. Они достаточно широко используются для быстроходных дизелей легковых автомобилей и небольших грузовиков. Этому способствует то, что температура ОГ этих дизелей достаточна для окисления  $\text{C}_n\text{H}_m$ , CO, растворимых органических составляющих частиц и альдегидов, а с другой стороны, она недостаточна для образования большого количества сульфатов. При высоких температурах в нейтрализаторе сначала выходящий из цилиндров  $\text{SO}_2$  окисляется до  $\text{SO}_3$ , а затем  $\text{SO}_3$  реагирует с парами воды, органическими и неорганическими частицами, образуя сульфаты, которые существенно увеличивают количество частиц. Например, при испытании дизеля грузовика Mercedes OM 366 по 13-ти режимному Европейскому тесту получено, что доля сульфатов в общей массе частиц составила без нейтрализатора (выброс частиц 0,282 г/кВтч) - 30%, а с нейтрализатором (выброс частиц 0,658 г/кВтч) - 57%. По этой причине использование каталитических окислительных нейтрализаторов для дизелей грузовых автомобилей затруднено.

Так как дизель всегда работает на бедной смеси, дополнительной подачи воздуха в систему выпуска с окислительным нейтрализатором не требуется, но с другой стороны, наличие частиц в ОГ снижает долговечность нейтрализатора.

После обработки ОГ дизелей в каталитическом окислительном нейтрализаторе при температуре выше 300°C концентрация CO уменьшается на 85...90%, а  $C_nH_m$  – на 75...80%.

Использовать для дизелей обычный трехкомпонентный нейтрализатор для уменьшения выброса  $NO_x$  не представляется возможным, так как он эффективно функционирует только при  $\alpha = 1$ .

Используемые сейчас методы оптимизации процессов смесеобразования и сгорания, а также рециркуляция ОГ и окислительные нейтрализаторы не всегда обеспечивают выполнение дизелями норм "EURO-3" (Правила № 49) и тем более норм "EURO-4" (2005 г.). Поэтому ведутся интенсивные поиски новых способов снижения токсичности ОГ и выброса частиц дизелями.

Принципиально возможны два основных направления решения проблемы снижения выброса  $NO_x$  и частиц:

- уменьшение до нормативного значения количества  $NO_x$  на выходе из цилиндра и снижение выброса частиц путем улавливания их в системе выпуска;
- уменьшение до нормативного значения частиц на выходе из цилиндра и нейтрализация  $NO_x$  в системе выпуска.

Свойства дизтоплива оказывают заметное влияние на эмиссию токсичных веществ. Известно, что добавка к дизтопливу в количестве до 1 % антидымных присадок, например, на основе бария, марганца или тетраэтилсвинца позволяет в несколько раз понизить дымность ОГ и содержание в них альдегидов и бенз( $\alpha$ )пирена. Использование спиртов в качестве добавок к дизельному топливу сопровождается значительным снижением дымности ОГ при одновременном уменьшении выбросов  $NO_x$  и CO. Однако выбросы  $C_nH_m$  при этом сильно возрастают.

Разработка новых недорогих присадок к дизтопливу, которые способствовали бы существенному снижению выброса сажи из цилиндров или облегчали бы регенерацию фильтров (улавливателей) частиц, является очень актуальной задачей. Уже опробован ряд присадок на основе железа и меди, которые понижают температуру выгорания углеродосодержащих частиц до 300...400 °C и тем самым способствуют регенерации сажевых фильтров.

#### 4. Фильтрация ОГ.

Очистить ОГ от частиц с помощью соответствующих фильтров (ловушек) можно сравнительно легко. Однако фильтры при этом быстро забиваются, а противодавление на выпуске сильно возрастает. Очистка самих фильтров представляет собой очень сложную проблему. Ее можно решать или путем замены фильтрующих элементов или путем их регенерации на борту автомобиля.

В качестве фильтрующих элементов сажевых фильтров широко применяется пористая керамика на базе магнево-алюминиевого силиката (кордирита)  $2MgO \cdot 2Al_2O_3 \cdot 5SiO_2$ . Этот материал обеспечивает требуемую химическую и термическую стойкость.

Принципиальная схема конструкции сажевого фильтра представлена на рис. 7.

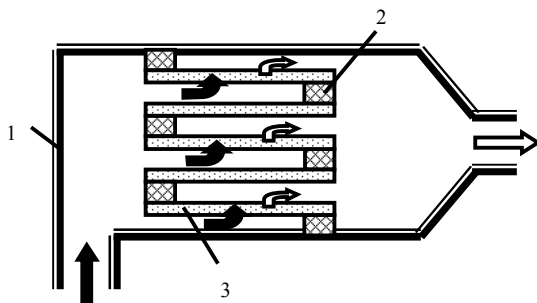


Рис. 7. Схема керамического сажевого фильтра: 1 – корпус фильтра; 2 – керамические пористые элементы; 3 – керамические заглушки

Сажевые фильтры могут непрерывно работать, пока его сопротивление не достигнет 11 кПа. Затем сажевый фильтр следует регенерировать. Периодичность регенерации фильтрующего элемента зависит от его объема (сажеемкости) и режимов работы двигателя.

Удельный выброс частиц у дизелей составляет 0,2...10 г/кВтч, поэтому трудно обеспечить работу сажевого фильтра в расчете на полную рабочую смену. В связи с этим на транспортных средствах и тракторах устанавливают специальные пламенные выжигатели, работающие на дизельном или газовом топливе. В последнем случае используются специальные горелки, обеспечивающие автоматическое выжигание отложений на фильтре. Для снижения температуры выжигания с 650 до 450°C керамические элементы сажевого фильтра пропитывают катализатором на основе металлов платины или Cu-Fe. Пропитка катализатором снижает содержание в ОГ окислов углерода и углеводородов. Электрические выжигающие устройства применяются в тех случаях, когда есть возможность подключаться к электрической сети. Выжигание сажи проводят при неработающем двигателе. Нагревательный элемент – проволочная сетка или же сам фильтрующий элемент, его пористое каталитическое покрытие из окислов меди.

Разработано несколько вариантов очистки ОГ от сажи сепарирующими устройствами, циклонами, а так же электростатический способ очистки ОГ, при котором происходит зарядка частиц ионизированным газом с последующим их осаждение на осадительном электроде (рис.8).

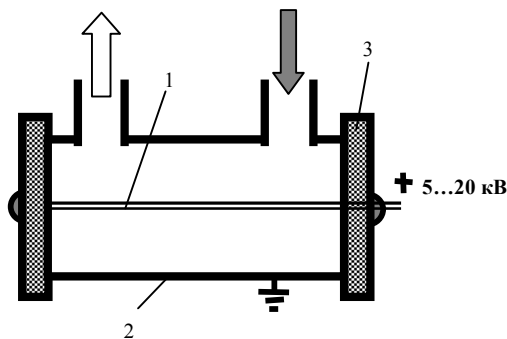


Рис. 8. Электрический сажевый фильтр: 1 – коронирующий электрод; 2 – осадительный электрод (корпус); 3 – высоковольтный изолятор

Делаются попытки создания специальных ловушек, в которых используются электрические поля в сочетании с центрифугированием.

На кафедре «Тракторы и автомобили» БГСХА проводятся исследования и созданы устройства снижающие дымность и токсичность ОГ. Среди них: сажевый электрофильтр-дожигатель, способный улавливать твердые частицы ОГ и выжигать их посредством межэлектродного дожига (а.с. № 1456617; а.с. №1703837; патент РФ №2059840; патент РБ по заявке №19980709); плазмохимический реактор осуществляющий эффективную очистку ОГ от  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  и  $\text{NO}_x$  (патент РБ №4327).

Создание эффективных, надежных и недорогих нейтрализаторов и фильтров является делом будущего. Пока они применяются лишь в тех случаях, когда трактор или автомобиль эксплуатируется в закрытых помещениях или на некоторых автобусах, работающих в центральной части города.

В перспективе нейтрализаторы и фильтры могут оказаться необходимыми для удовлетворения норм "EURO-5".

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Райков И.Я., Рывинский Г.Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Высшая школа, 1986. —352 с.
2. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. — М.: Колос, 1984. —335 с.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1981. —160 с.
4. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. — М.: Легион-Автодата. — 2000. — 80с.
5. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Агропромиздат, 1991. —208 с.
6. Белоусов В.А. Снижение дымности отработавших газов автотракторных дизелей электрофильтром-дожигателем: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. — Мн., 2001. — 201 с.
7. Сушнев А.А. Снижение дымности отработавших газов дизельных двигателей плазмохимических реактором: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. — Мн., 2001. — 201 с.