

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНЫХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В.Н. Ложкин, доктор технических наук, профессор;

Д.А. Лакеев;

Д.Н. Саратов, кандидат технических наук, доцент.

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России

Проведен анализ особых режимов эксплуатации двигателей пожарных автомобилей в условиях их боевого применения, на основании которого предлагаются разработанные методы безразборного диагностирования топливных и экологических параметров по составу отработавших газов с целью выявления аварийных режимов эксплуатации пожарных автомобилей между планово-предупредительными техническими обслуживаниями.

Ключевые слова: пожарный автомобиль, условия эксплуатации, топливные и экологические показатели, техническая диагностика

DIAGNOSING OF FUEL AND ECOLOGICAL INDICATORS OF ENGINES OF FIRE TRUCKS IN RELATION TO SERVICE CONDITIONS

V.N. Lozhkin; D.A. Lakeev; D.N. Saratov.

Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia

In article the analysis of specific modes of operation of engines of fire trucks in the conditions of their fighting application on the basis of which the developed methods of in-place diagnosing of fuel and ecological parameters on composition of the fulfilled gases for the purpose of identification of emergency operation of operation of fire trucks between scheduled preventive maintenance are offered is carried out.

Keywords: fire truck, service conditions, fuel and ecological indicators, technical diagnostics

Применение пожарных автомобилей (ПА) в условиях реальной эксплуатации характеризуется тем, что, например, в течение суток они могут вызываться на пожары по несколько раз [1, 2]. Ранее авторами [2] было установлено, что потоки выездов ПА на пожары подчиняются распределению Пуассона. В соответствии с этим законом вероятность $P_k(\tau)$ того, что за любой промежуток времени произойдет k выездов ПА, равна:

$$P_k(t) = \frac{(\lambda\tau)^k}{k!} e^{-\lambda\tau},$$

где λ – среднее число выездов в единицу времени; τ – любой промежуток времени; $e = 2,72$ – основание натурального логарифма; $k! = 1, 2, 3 \dots \cdot k$.

Случайный характер возникновения пожаров во времени определяет стохастичность режимных состояний ПА. В течение суток ПА может находиться в состоянии дежурства, боевых действий или технического обслуживания. Вероятность пребывания пожарного автомобиля P_i в каждом из этих состояний определяется отношением:

$$P_i = \tau_i / \tau_c,$$

где τ_i – продолжительность пребывания в одном из состояний, ч; τ_c – достаточно длинный промежуток времени в часах, равный нескольким суткам.

Эксплуатация ПА осуществляется в жестких, а при тушении пожаров и в экстремальных условиях, на режимах, нехарактерных для транспортных шасси, на базе которых они созданы. Основным видом ПА являются пожарные автоцистерны (АЦ). Сегодня их количество составляет около 73 % от общей численности всех ПА [3]. Средние интервалы времени, характеризующие режимы использования АЦ при тушении одного пожара, приведены на рис. 1.

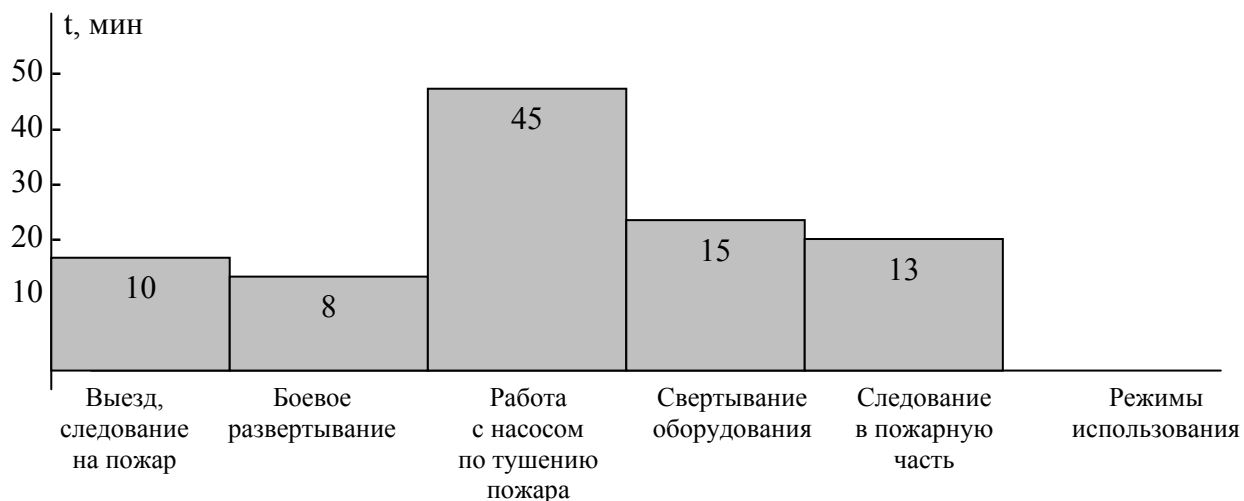


Рис. 1. Распределение среднего времени работы пожарной АЦ [4]

Рассмотрим особенности работы двигателя на характерных режимах применения АЦ.

В режиме ожидания при использовании непрогретого двигателя на холостом ходу следует ожидать повышенные дымность отработавших газов (ОГ) и выбросов с ОГ CO, CH, альдегидов.

Движение на пожар. При выезде и следовании АЦ на пожар движение автомобиля начинается, как правило, с непрогретым двигателем (уже через 50–60 с после запуска и работы двигателя в режиме холостого хода). В городском режиме движения со средней скоростью около 40 км/ч, средняя дальность поездки не превышает 7 км [4]. При этом температура двигателя достигает не более 50–60 % от оптимального значения [5].

Данный режим наиболее кратковременный в общем времени функционирования ПА, при каждом боевом выезде время движения составляет 10–12 мин. Между тем именно этим режимом определяются наиболее многочисленные и серьезные требования к двигателю базового шасси АЦ. Эти требования можно объединить в две группы:

- обеспечение высоких скоростных качеств, включая динамические показатели;
- создание конструктивными решениями условий безопасного движения (с наименьшим выбросом загрязняющих веществ).

Выполнение этих требований обеспечивается такими мерами, как форсирование мощности двигателя, ускорение с помощью технических устройств выхода на оптимальный тепловой режим, улучшение выходных характеристик трансмиссии.

Работа на пожаре. Работающее на пожаре шасси должно иметь высокую проходимость и запас мощности, необходимые для преодоления труднопроходимых участков непосредственно в зоне пожара.

При этом двигатель может эксплуатироваться на всех режимах внешней «ветви» скоростной характеристики, включая режим номинальной мощности и наиболее неблагоприятный по безопасности (повышенная дымность) режим максимального крутящего момента.

Наиболее длительный режим использования АЦ – это работа с насосной установкой при тушении пожара. В этом режиме двигатель может использоваться вначале для заполнения пожарного насоса водой с помощью встроенного в систему выпуска ОГ устройства, всасывающего газоструйного (УВГ). Эксплуатация двигателя в этом режиме характеризуется повышенным противодавлением в газовыпускном тракте и, как следствие, перерасходом топлива, обильным дымлением и повышенным выбросом СО и СН.

Однако, согласно статистическим данным [4], на каждые 200 выездов на пожар в городах только два или три раза производится забор воды из открытого водного источника. В то же время проверка исправности вакуумной системы при помощи УВГ производится ежедневно при смене караула. Основным требованием к двигателю базового шасси, работающего на пожаре, является возможность съема стационарной мощности для привода приводного центробежного нагнетателя (ПЦН). Время допускаемой непрерывной работы двигателя в этом режиме – не менее 6 ч (в случае необходимости – с устройством для дополнительного охлаждения двигателя, установленным заводом-изготовителем пожарных машин).

Особенностью эксплуатации АЦ на пожаре является то, что двигатели при тушении пожаров, приводя во вращение рабочее колесо центробежного насоса, работают на частичных нагрузочных и скоростных режимах (рис. 2). Для пожарных АЦ максимальная потребляемая мощность наиболее распространенного насоса ПН-40УВ не превышает 62,2 кВт [4] (рис. 2, кривая 3).

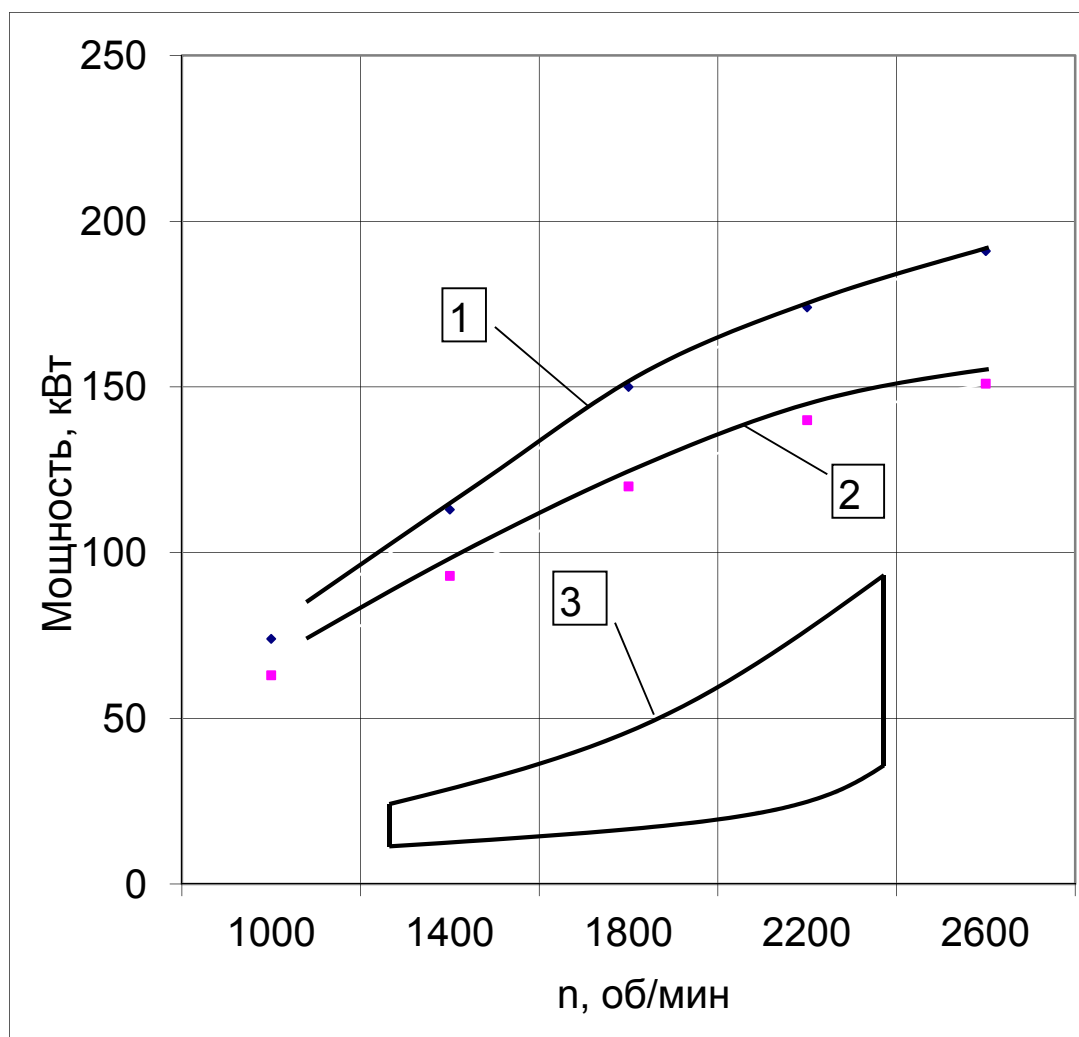


Рис. 2. Совмещение внешних характеристик дизельных двигателей КамАЗ-7403.10 (1) и КамАЗ-740.10 (2) с областью отбора мощности на привод насоса ПН-40УВ (3)

Графики рис. 2 свидетельствуют о крайне неблагоприятном сочетании режимов совместной работы насоса и двигателя. Эксплуатационные режимы отбора мощности на привод насоса соответствуют частичным (неэкономичным) режимам работы двигателя. При подаче насоса 40 л/с и напоре 100 м удельный расход топлива по сравнению с номинальным режимом может быть больше на 15 %, а при подаче 3,6 л/с и напоре 50 м (режим, на который приходится около 50 % продолжительности работы ПА на пожарах) он может быть больше уже на 70 % [4].

По мере роста нагрузки на двигатель при работе пожарного насоса происходит более эффективное сгорание топлива, увеличивается максимальная температура рабочего цикла, что, в целом, приводит к увеличению образования окислов азота и снижению содержания продуктов неполного сгорания топлива в ОГ.

Таким образом, специфика эксплуатации ПА, в отличие от гражданских условий, для которых создаются базовые шасси, состоит в том, что при следовании на пожар и боевом развертывании («подруливании» к очагу пожара) к двигателю ПА предъявляется требование форсирования рабочего процесса по мощности, а при работе на насос, – применение мероприятий, направленных на минимизацию потребления топлива. Все это должно достигаться, прежде всего, изменением соответствующих регулировок топливной аппаратуры (ТА) (их оптимизацией).

Кроме того, как показывает практика, большинство отечественных автомобильных двигателей, эксплуатирующихся в настоящее время, не удовлетворяют действующим и перспективным требованиям стандартов по экологической безопасности. Например, выбросы вредных веществ с ОГ у наиболее распространенного дизеля КамАЗ-740.10 составляют по CO – 9,17 г/кВт·ч, по C_nH_m – 1,63 г/кВт·ч, по NO_x – 10,29 г/кВт·ч [5].

При разработке норм по эмиссии вредных веществ с ОГ [6, 7] всегда рассматривался вопрос о распространении их не только на новые, но и на находящиеся в эксплуатации автомобили, поскольку именно они и загрязняют окружающую среду. В результате естественного износа деталей в механизмах двигателя и разрегулировок в системах управления топливоподачей, воздухообеспечения, газовыпуска ухудшается состав ОГ.

В связи с этим, контроль соблюдения норм по эмиссии ОГ должен быть тесно взаимосвязан с контролем и диагностикой технического состояния двигателей ПА, находящихся в эксплуатации, и качеством проведения технического обслуживания двигателя, в частности регулировочных работ на основе изучения связи дымности и токсичности ОГ ПА с топливоподачей и режимами эксплуатации их двигателей.

Выполненный анализ показал [4–9], что двигатели ПА работают в особых условиях, что может привести к их аварийному состоянию между планово-предупредительными техническими обслуживаниями. Это делает актуальным применение методов безразборного технического диагностирования двигателей ПА в условиях пожарных депо.

Для решения данной задачи был разработан метод технического диагностирования двигателей ПА с целью выявления аварийных режимов их эксплуатации, сопровождающихся повышенным выбросом с ОГ токсичных веществ и перерасходом топлива.

Теория метода основана на широко апробированных детерминированных термохимических зависимостях [5, 9, 10], устанавливающих в соответствии с теорией рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей [5, 11] связи между цикловой подачей топлива (g_u), воздуха (G_B), числом цилиндров (i), теоретически необходимого количества воздуха для полного сгорания топлива (L_o), частоты вращения коленчатого вала двигателя (n), концентрациями O₂, CO₂, в дальнейшем, – дымностью отработавших газов:

$$g_u = 1,2 \cdot 10^5 [(CO_2 \cdot G_B) / (i \cdot L_o \cdot CO_{2max} \cdot n)]; \quad (1)$$

$$g_u = 1,2 \cdot 10^5 [(O_B - O_2) \cdot G_B] / (i \cdot L_o \cdot O_B \cdot n). \quad (2)$$

Для сравнения топливных показателей различных двигателей удобно воспользоваться понятием удельной цикловой подачи топлива $g_{ц}' = g_{ц}/iV_h$, тогда будем иметь:

$$g_{ц}' = 1,2 \cdot 10^5 [(CO_2 \cdot G_B) / (i \cdot V_h \cdot L_0 \cdot CO_{2max} \cdot n)]; \quad (3)$$

$$g_{ц}' = 1,2 \cdot 10^5 [(O_B - O_2) \cdot G_B] / (i \cdot V_h \cdot L_0 \cdot O_B \cdot n), \quad (4)$$

где $g_{ц}'$ – мг/цикл·л; V_h – рабочий объем цилиндра двигателя значения констант L_0 и CO_{2max} , входящих в уравнения (1–4), в общем случае должны быть вычислены по результатам химического анализа применяемого топлива. Выражение для L_0 с учетом наличия серы в составе топлива будет иметь вид:

$$L_0 = (8/3 C_T + 8 H_T + S_T - O_T) (87,5 / O_B + 1/8),$$

где C_T , H_T , S_T и O_T – соответственно содержание углерода, водорода, серы и кислорода в топливе, массовые доли.

Выражение для определения величины CO_{2max} по химическому составу топлива с учетом содержания серы может быть получено из соотношения мольных концентраций компонентов сухих ОГ. При совершенном сгорании 1 кг топлива в общем случае выделится (в к·моль) $(CO_2)' = C_T/12$, $(SO_2)' = S_T/32$, кроме того, в ОГ будет присутствовать остаточный азот:

$$(N_2)' = (1 - O_B/100) \cdot L_0',$$

где $L_0' = L_0/m_B$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы массы топлива в мольном выражении; m_B – средняя относительная молекулярная масса воздуха, у.е. Количество CO_2 , отнесённое к общему количеству ОГ, дает величину CO_{2max} :

$$CO_{2max} = 10^2 [(C_T/12) / (C_T/12 + S_T/32 + L_0'(1 - O_B/100))].$$

Полученные соотношения для $g_{ц}'$ являются однако приближенными, так как не учитывают достаточно строго изменения объема газов до и после сгорания. В работе [9] указывается, что изменение объема газов в рассматриваемом случае вызвано влиянием водорода, входящего в состав топлива и сгорающего с образованием водяных паров. Проведенный расчетный анализ [9] показал, что методическая погрешность, вносимая в результаты расчетов $g_{ц}'$ по вышеприведенным зависимостям, имеет в области номинальной нагрузки дизеля величину порядка 2 % и растет по мере снижения нагрузки, достигая величины порядка 5,5 % в области холостого хода. Для устранения неточности расчетов, вызванных данным обстоятельством, предлагается использовать уточненные соотношения для удельной цикловой подачи топлива, которые могут быть представлены в виде:

$$g_{ц}' = 1,2 \cdot 10^5 \left[\frac{((100 + \mu) \cdot G_B)}{(i \cdot V_h \cdot L_0 \cdot O_B) \cdot \left(\frac{(100 - O_B + \mu)}{(1 + \beta)} \right) \cdot (1/CO_2 + 1) \cdot n} \right];$$

$$g_{ц}' = 1,2 \cdot 10^5 \cdot G_B / (i \cdot V_h \cdot L_0) \cdot \left[\frac{(100 - O_B + \mu) \cdot O_B}{(100 + \mu) \cdot (O_B + O_2)} + \frac{O_B}{(100 + \mu)} \right] \cdot n.$$

После преобразования и вынесения константных величин полученные выражения могут быть представлены также в следующей форме:

$$g_{ц}' = 1,2 \cdot 10^5 \cdot [(100 + \mu) \cdot (O_B \cdot i \cdot V_h \cdot L_0)] \cdot [G_B / \left(\frac{(100 - O_B + \mu)}{(1 + \beta)} \cdot CO_2 + 1 \right) \cdot n]; \quad (5)$$

$$g_{ц} = 1,2 \cdot 10^5 \cdot [(100 + \mu) \cdot (O_B \cdot i \cdot V_h \cdot L_0)] \cdot [G_B / (((100 - O_B + \mu) / (O_B - O_2) + 1) \cdot n)], \quad (6)$$

где μ – коэффициент, учитывающий элементарный состав водородосодержащего топлива, равный $\mu = 32,82[(C_T + 0,37S_T)/(H_T - 0,125O_T + 0,002C_T)]$.

Применение последних зависимостей позволит повысить точность определения $g_{ц}'$ по данным простого анализа ОГ.

Однако последние зависимости не учитывают возможность неполного окисления топлива и связывания кислорода азотом. Для снижения данной погрешности необходимо при расчетах учитывать и то количество кислорода, которое потребуется для полного окисления продуктов реакций и кислород, связываемый азотом воздуха. Кроме того, потребуется внести поправки в значения содержания двуокиси углерода в ОГ с учетом наличия в составе ОГ компонентов, содержащих не окисленный углерод. Важнейшими из таких компонентов, которые желательнее учитывать при анализе ОГ, являются следующие: окись углерода CO, метан и другие углеводороды (CH), окислы азота NO и сажа $C_{ог}$.

В работе [9] на основе анализа химизма образования указанных соединений выводятся соотношения для скорректированных значений содержания кислорода и двуокиси углерода в ОГ:

$$O_2' = O_2 - 0,5CO - 2CH + 0,5NO - 0,187C_{ог},$$

$$CO_2' = CO_2 + CO + CH + 0,187C_{ог}.$$

Определение массового сажесодержания в ОГ представляет известную трудность для условий эксплуатации. В то же время между показателями дымности ОГ и сажесодержанием существует корреляционная связь. Выполненный статистический анализ экспериментального материала показал возможность описания данной связи (с вероятностью 0,95 полиномом четвертой степени):

$$C_{ог} = 1,26255 \cdot 10^{-4} \cdot K^2 - 1,97748 \cdot 10^{-3} \cdot K + 3,67243 \cdot 10^{-2},$$

где $C_{ог}$ – г/м³; K – коэффициент ослабления светового потока по шкале Hartridge, %. Рассчитанные значения O_2' и CO_2' подставляются далее в соответствующие выражения для $g_{ц}$.

Полученные выше соотношения могут быть представлены в более конкретной форме. Так, для применяемых в настоящее время бессернистых дизельных топлив среднестатистического состава ($C_T=0,857$; $H_T=0,133$; $O_T=0,01$) и работе в ординарных климатических условиях ($O_2=21\%$, $N_2=79\%$), входящие параметры принимают конкретные значения: $L_0=14,39$; $CO_{2max}=15,39$; $\beta=0,364$; $\mu=210,74$ и зависимости (5, 6) преобразуются к упрощенному виду:

$$g_{ц}' = 1,239 \cdot 10^5 \cdot (1/(i \cdot V_h \cdot n)) \cdot [G_B / (289,74/CO_2 + 1)],$$

$$g_{ц}' = 1,239 \cdot 10^5 \cdot (1/(i \cdot V_h \cdot n)) \cdot [G_B / (289,74/(21 - O_2) + 1)].$$

Применительно к топливу утяжеленного фракционного состава (ТУФС), содержащему серу: $C_T=0,865$; $H_T=0,12$; $O_T=0,01$; $S_T=0,005$; $L_0=13,99$; $CO_{2max}=15,33$; $\beta=0,325$; $\mu=236,14$ зависимости приобретают вид:

$$g_{ц}' = 1,373 \cdot 10^5 \cdot (1/(i \cdot V_h \cdot n)) \cdot (G_B / (237,8/CO_2 + 1));$$

$$g_{ц}' = 1,373 \cdot 10^5 \cdot (1/(i \cdot V_h \cdot n)) \cdot (G_B / (315,14/(21 - O_2) + 1)).$$

По рассчитанным значениям $g_{ц}'$ могут быть определены и другие топливные показатели дизеля, например, часовой (G_T) и удельный эффективный (g_e) расходы топлива:

$$G_T = (g_{ц}' \cdot i \cdot V_h \cdot n) / (0,6 \cdot 10^5), \quad g_e = (3,6 \cdot 10^3 \cdot G_T) / N_e,$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л; N_e – эффективная мощность дизеля, кВт.

Дымность (оптическая непрозрачность), являясь характеристикой содержания в ОГ продуктов неполного сгорания топлива в цилиндрах дизелей, может служить своеобразным индикатором совершенства организации рабочего процесса с точки зрения завершенности окислительных реакций горения и, следовательно, экономии расхода топлива [9, 11].

На рис. 3 показаны данные статистических исследований [12, 13] по взаимосвязи дымности ОГ с удельным расходом топлива. Данные получены на нескольких десятках двигателей, находящихся в эксплуатации и из серийной продукции, в том числе не приработанные двигатели, дизели к которым были предъявлены претензии при контроле качества изготовления. Зависимость рис. 3 соответствует значениям дымности на режимах полной нагрузки при отношении частот вращения $n/n_H = 0,45; 0,6; 0,8; 1,0$, где n – частота вращения коленчатого вала двигателя; n_H – номинальная частота вращения.

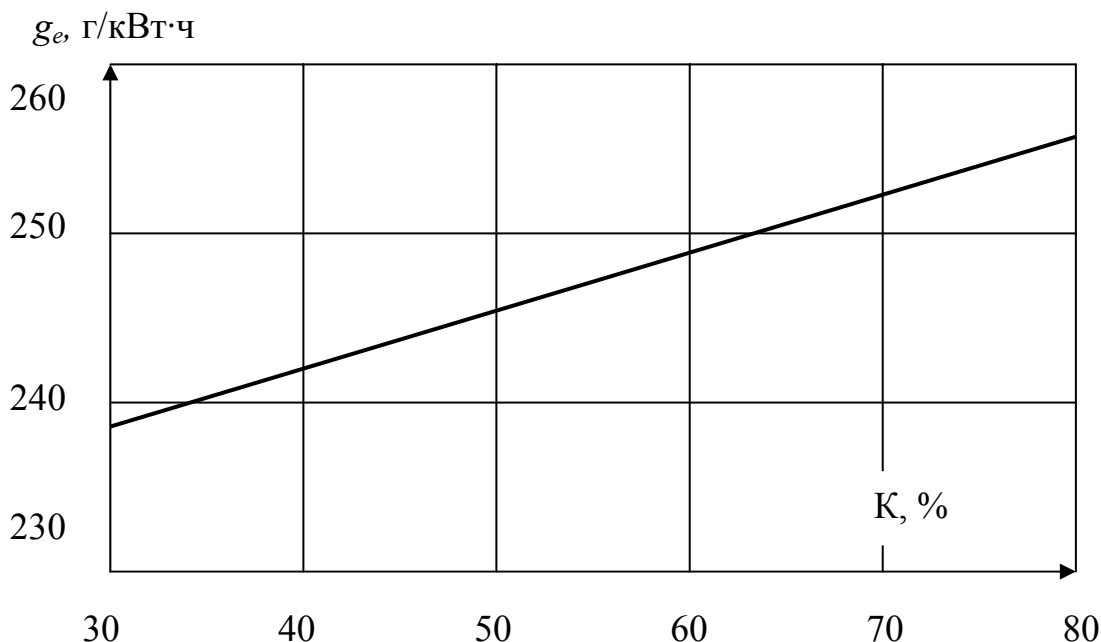


Рис. 3. Связь дымности ОГ (K) с удельным расходом топлива (g_e) на режиме номинальной мощности

Для последующей математической обработки, с целью получения зависимости $G_T^y = f(m_{Кcy})$, то есть в зависимости от дымности ОГ на диагностическом режиме свободного ускорения двигателя [6–8], полученные результаты сводились в общую таблицу. В результате математической обработки данных по результатам исследований на наиболее массовом в системе ГПС МЧС России двигателе Д-245 для ПА с шасси Зил-130 была получена зависимость:

$$G_T^y = f(m_{Кcy}),$$

где G_T^y – расход топлива дизеля при его работе на условном режиме, определяемом интегральной суммой статистически взвешенных во времени стационарных эксплуатационных режимов работы, определявшемся методом численного интегрирования по выражению:

$$G_T^y = \sum_{i=1}^n 0,29/n \cdot G_T^i + \sum_{j=1}^m 0,29/m \cdot G_T^j + \sum_{l=1}^1 0,42/l \cdot G_T^k,$$

где G_T^i , G_T^j , G_T^k – соответственно расходы топлива на режимах, составляющих совокупности характерных режимов эксплуатации по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала двигателя n , m , l ; m_{Kcy} – математическое ожидание дымности в режиме свободного ускорения по всей совокупности эксплуатационных режимов работы двигателя.

Эта зависимость для дизелей с уровнем форсирования рабочего процесса близким к уровню двигателя Д-245 может быть описана уравнением:

$$G_T^y = 0,02K_{cy} + 7,64,$$

где K_{cy} – дымность, определяемая в соответствии с требованиями ГОСТ Р 51709–2001 [6].

Рассмотренные взаимосвязи между дымностью, составом ОГ и топливно-экологическими показателями, благодаря развитию быстродействующей газоаналитической аппаратуры, основанной на физических методах измерения, делают реальным применение анализа ОГ для оценки аварийных режимов работы двигателей ПА в условиях реальной эксплуатации.

Литература

1. Яковенко Ю.Ф. Современные пожарные автомобили. М.: Стройиздат, 1988. 352 с.
2. Пожарная техника: учеб. / под ред. М.Д. Безбородько. М.: Высшая инженерная пожарно-техническая школа МВД СССР, 1989. 335 с.
3. Концепция развития производства пожарных автомобилей в Российской Федерации // Пожарная безопасность. 1999. № 4. С. 47–55.
4. Ложкин В.Н., Преснов А.И., Иншин Р.И. О связи технического состояния, конструктивных особенностей и режимов эксплуатации пожарных автомобилей с токсичностью отработавших газов: сб. науч. тр. СПб.: СПбВПИШ, 1997. С. 76–84.
5. Ложкин В.Н. Загрязнение атмосферы автомобильным транспортом: справ.-метод. и учеб. пособие. СПб.: НПК «Атмосфера» при ГГО им. А.И. Воейкова, 2002. 297 с.
6. ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки // Госстандарт России. М.: Изд-во стандартов, 2001. 28 с.
7. ГОСТ 23435–79. Техническая диагностика. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Номенклатура диагностических параметров. М.: Изд-во стандартов, 1979. 8 с.
8. ГОСТ 20760–75. Техническая диагностика. Тракторы. Параметры и качественные признаки. Введ. с 1 янв. 1976 г. М.: Изд-во стандартов, 1975. 12 с.
9. О возможности и перспективах оценки экономических показателей дизеля с использованием анализа состава ОГ / А.В. Николаенко [и др.]. Ворошиловград, 1983. 38 с.
10. Simons W. Vergleich von Gleichungen zur Bestimmung der lufthzahl bei Ottomotoren // Technische Überprüfung. 1983. № 1. P. 22–27.
11. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л.: Колос, 1981. 295 с.
12. Sachse J., Torge M. Verminderten Kraftstoffverbrauch vor Kraftfahrzeug – Dieselmotoren durch Einhaltung der Rauchgrenzwerte sowie durch andere zielgerichtete Abgasmaßnahmen // Kraftfahrzeugtechnik. 1981. № 10. P. 302–306.
13. Sachse J., Torge M. Kraftstoffverluste olurch unvollstendige Verbrennung // Kraftfahrzeugtechnik. 1982. № 2. P. 362–369.