

ВОЗМОЖНОСТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

А. А. Мельберт, А. А. Унгефук, Л. С. Шуцкая

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, г. Барнаул

В практике решения экологических проблем транспортной энергетики встает задача по оценке вредных выбросов дизелей. Существующий подход оценки через расходы топлива [1] не объективен и не отражает особенностей конструкций оцениваемых дизелей. К настоящему времени целым рядом исследователей и организаций путем обработки экспериментальных данных для различных типов дизелей, с различными видами смесеобразования получены эмпирические выражения для оценки уровней вредных выбросов с отработавшими газами. Ранее в работах [2, 3] было отмечено, что дизели, имеющие одинаковый рабочий объем, среднюю скорость поршней, расход топлива и параметры на впуске и выпуске, но отличающиеся типом смесеобразования, в значительной мере отличаются по уровням вредных выбросов. К наиболее примитивным относят выражения, описывающие уровни вредных выбросов через изменение частоты вращения коленчатого вала, среднее эффективное давление, угол опережения начала подачи топлива и другие параметры.

Наибольший интерес представляют исследования по выбросам оксида азота, твердых частиц и бенз (α) пирена.

Так В. А. Звоновым [4] по результатам обработки данных о выбросах дизелей Ч 12/14 получено выражение для выбросов диоксида азота в виде:

$$\begin{aligned} C_{NO_2} = & 0,0516 + 0,0216 \cdot x_1 + \\ & + 0,00645 \cdot x_2 + 0,0187 \cdot x_3 + \\ & + 0,00117 \cdot x_1^2 - 0,00668 \cdot x_2^2 + \\ & + 0,012 \cdot x_3^2 - 0,014 \cdot x_1 \cdot x_2 - \\ & - 0,0024 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0047 \cdot x_2 \cdot x_3, \% \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$x_1 = \frac{P_e - 0,235}{0,235}; x_2 = \frac{n - 1150}{350}; x_3 = \frac{\Theta - 28}{6};$$

P_e – среднее эффективное давление, P_e – 0...0,47 МПа; Θ – угол опережения начала подачи топлива по топливному насосу, $\Theta = 22...34^\circ$ п.к.в. до ВМТ; n – частота вращения коленчатого вала, $n = 800...1500$ мин⁻¹.

Это выражение оказывается нечувстви-

тельным к изменению других параметров и оказалось только пригодным для дизелей с разделенными камерами сгорания.

Л. А. Новиков [4] выбросы оксидов азота NO_x на установившихся режимах работы дизеля вихрекамерного 4Ч 9,5/10 описал выражением:

$$\begin{aligned} C_{NO_x} = & -0,209 + 5,739\eta_e + \\ & + 19,336\eta_e^2 + 17,156\eta_e^3, \% \end{aligned} \quad (2)$$

где η_e – значение эффективного КПД.

Выбросы оксидов азота дизелем 12ЧН 18/20 он описал опять таки через уровни η_e , доказывая строгую корреляцию между ними:

$$\begin{aligned} C_{NO_x} = & -2,013 + 27,298\eta_e - \\ & - 98,146\eta_e^2 + 113,714\eta_e^3, \% \end{aligned} \quad (3)$$

Т. Ю. Саловой [4] уровни выбросов оксидов азота дизеля Д-240 описаны уравнением регрессии, включающем изменения угла опережения начала подачи топлива – x_1 , цикловой подачи топлива – x_2 , давления впрыска топлива – x_3 :

$$\begin{aligned} C_{NO} = & 104 + 106,25 \cdot x_1 + 28,125 \cdot x_2 + \\ & + 16,625 \cdot x_3 + 107,75 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ & + 7,25 \cdot x_1 \cdot x_3 - 22 \cdot x_2 \cdot x_3 + \\ & + 82 \cdot x_1^2 - 208,75 \cdot x_2^2 + 31,45 \cdot x_3^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Подобные выражения получены различными авторами на различных дизелях и при различных условиях. Уравнения подобного вида получены [3, 4, 5, 6, 7, 10] и др. для определения уровней выбросов углеводородов и окиси углерода. Не вдаваясь в подробности их описания, отметим следующие:

- все выражения строго индивидуальны не только для определенных типов дизелей, но и для каждой из их модификаций, поэтому могут быть использованы лишь в пределах отдельных исследований;

- все выражения не отражают параметры рабочего процесса, оказывающие формирующее воздействие на уровни выбросов;

- на основании подобных выражений невозможно рассматривать внутрицилиндровые процессы в дизелях различной конструкции, работающих на различных топливах;

- ввиду совершенствования рабочих

процессов использование полученных выражений даже для одного типа дизелей становится затруднительным.

Однако появились и более приемлемые модели, описывающие внутрицилиндровые процессы в процессе сгорания топлива.

Для оценки влияния различных факторов на выбросы NO_x фирмой «Вяртсиля»/Финляндия/ используется выражение [7]:

$$d(\text{NO}_x)/d\tau = \frac{A \cdot (\alpha - 1)}{\alpha \cdot P \cdot \exp(-E/RT)}, \quad (5)$$

где P и T – давление и температура в цилиндре; E – энергия активации в реакции образования NO_x ; α – коэффициент избытка воздуха; A – постоянная; R – универсальная газовая постоянная.

Трудность заключается в определении константы A для каждого типа дизелей.

Рассматривая работы Р. В. Малова, например, [8], можно прийти к выводу о возможности получения выражений, описывающих образование оксидов азота в цилиндре дизеля, связанного с показателями рабочего процесса. Такое выражение, по нашим исследованиям, хорошо описывает уровень выбросов оксидов азота транспортных дизелей с объемным смесеобразованием:

$$C_{\text{NO}_x} = 8,62 \cdot 10^9 \cdot \varphi_z \cdot \left(\frac{\alpha - 1}{\eta_v} \cdot \frac{G_T \cdot \tau}{V_h} \right) \times \exp(-E_{\text{обр}}/R \cdot T_z) \cdot 0,5, \quad \text{г/м}^3, \quad (6)$$

где G_T – расход топлива, кг/ч; τ – тактность дизеля; V_h – рабочий объем двигателя, л; φ_z – угол поворота коленчатого вала от начала видимого сгорания до достижения $P_{z \text{ макс}}$, град. п.к.в.; T_z – температура в цилиндре в момент достижения $P_{z \text{ макс}}$, К; $E_{\text{обр}}$ – энергия активации образование оксидов азота, принятая равной 448260 кДж/кмоль·град.; α – коэффициент избытка воздуха; R – универсальная газовая постоянная, равная 8,314 кДж/кмоль; η_v – коэффициент наполнения; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Используя данные предварительных испытаний дизелей размерности 15/18 и результаты газового анализа состава отработавших газов, была выполнена оценка пригодности последнего выражения для определения уровня выбросов оксидов азота на примере дизеля 6ЧН15/18. Выяснено, что сходимость расчетных и экспериментальных данных составляет ± 13 %. Для вихрекамерных дизелей коэффициент в формуле (6) равен $8 \cdot 10^8$. Это выражение удобно использовать в качестве математической модели.

Полуэмпирические выражения для оценки уровней выбросов сажи приведены в работах А. В. Николаенко, А. Л. Новоселова и многих других. Однако все выражения, как правило, не отражают картины рабочего процесса дизеля, а делаются попытки чисто по внешним показателям установить зависимость.

В. Н. Ложкиным [9] сделана попытка на примере дизеля КамАЗ-740 установить зависимость между дымностью отработавших газов K , цикловой подачей топлива $B_{ц}$, давлением затяжки пружины форсунки P_{ϕ} и величиной угла Θ опережения начала впрыска топлива. Зависимость описана уравнением:

$$K = -192,61901 + 4,99847 \cdot \Theta + 1,4938 \cdot B_{ц} + 7,08007 \cdot P_{\phi} - 0,01223 \cdot \Theta^2 + 0,01167 \cdot B_{ц}^2 - 0,06327 \cdot P_{\phi}^2 + 0,01852 \cdot \Theta \cdot B_{ц} + 0,00463 \cdot B_{ц} \cdot P_{\phi} - 0,09722 \cdot B_{ц} \cdot P_{\phi}, \quad \% \quad (7)$$

А. Н. Яковлевым (УКСИДИ) получены выражения для оценки уровня концентрации сажи в степенном виде, однако они пригодны лишь для дизелей с воздушным охлаждением размерности 10,5/12.

$$C_{Tq} = 0,30 + 0,05 \cdot x_2 + 17 \cdot x_3 + 0,05 \cdot x_1^2 - 0,06 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,12 \cdot x_3^2 - 0,05 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,08 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad \text{г/м}^3, \quad (8)$$

где

$$x_1 = \frac{\Theta - 31}{4}; x_2 = \frac{n - 1150}{350}; x_3 = \frac{P_e - 0,4}{0,2}.$$

Е. В. Панасенко (ХИИЖТ) для определения уровня дымности исследуемых четырехтактных тепловозных дизелей 10ДН 20,7/2×25,4 получена зависимость для номинального режима:

$$K = 0,25 \cdot n^{5,164} \cdot (\eta_e / \alpha)^{2,66} \cdot (G_B / N_e)^{-2,1} \times (g_u / V_h)^{2,532} \cdot P_{\phi \text{ макс}}^{-1,651}, \quad \% \quad (9)$$

Полуэмпирические выражения для оценки уровней дымности газов и выбросов сажи получены и другими авторами, но их использование носит частный характер, в строго ограниченных пределах.

Выражение для текущей концентрации сажи в цилиндре дизеля в конечном итоге, с учетом материалов, изложенных в работе [13] и уточненное автором настоящей работы, в развернутом виде может быть представлено:

$$\left(\frac{d[C]}{d\tau}\right)_T = \left(0,21 \cdot 10^{-3} \cdot q_n \cdot \frac{\delta_{21} G_{II}^2}{V} \cdot H_{II} \cdot ((L_o \cdot S \cdot Z_o \cdot \exp(-E/RT) \cdot (\alpha_T - 1)/\alpha_T)/v)\right) +$$

$$+ \frac{\left(3,56 \cdot \delta_{22} \cdot q_{II} \cdot Y_1 \cdot S / \tau_{exp} \cdot \frac{G_{II}}{V} \cdot K_{21} + 2,9 \cdot 10^{-3} \cdot \delta \cdot q_{II} \cdot Y_2 \cdot (1 - x_k) \cdot \frac{G_{II}}{V} \cdot \left(\frac{\sqrt{K \cdot \tau_2}}{a_m}\right)^{n_p} \cdot n_p\right)}{\tau_2 \cdot \exp\left(\frac{-\sqrt{K \cdot \tau_2}}{a_m}\right)^{n_p}} - \quad (10)$$

$$- 10^{-6} \cdot (\Delta E/RT) \cdot n^{0,5} \cdot P \cdot [C] \pm B_4 \cdot [C] \cdot 6n \cdot \frac{dv/d\varphi}{V}.$$

В выражении (10) большинство параметров определяется по формулам, приведенным в разделах настоящей главы. В то же время, параметр тепловой напряженности определяется по выражению:

$$q_n = 4,13 \cdot 10^{-2} \cdot c_m^{0,5} \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot P_k}\right)^{0,38} \times \quad (11)$$

$$\times (P_e \cdot g_e \cdot T_k / T_o)^{0,88}.$$

В выражениях (10) и (11): q – параметр тепловой напряженности А.К. Костина; δ – доля массы топлива, превращающаяся в сажу в процессе догорания; G_{II} – цикловая подача топлива; D – диаметр цилиндра; V – текущий объем цилиндра; η_v – коэффициент наполнения; H_{II} – низшая теплотворная способность топлива; P_k – давление на впуске в цилиндр; L_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного кг топлива; S – стерический фактор ориентации частиц; g_e – удельный расход топлива; T_k – температура воздуха перед цилиндром; α_T – текущий коэффициент избытка воздуха; T_o – температура окружающей среды; Y_1 , Y_2 – комплексные переменные; δ_{21} , δ_{22} – доля массы капель топлива, превращенных в сажу в период топливоподачи и путем полимеризации ядер капель топлива; x_k – доля топлива, выгоревшего до конца подачи топлива; K_n – константа попадания топлива, учитывающая диффузию паров топлива; τ_2 – текущее время от окончания подачи топлива в цилиндр; n – частота вращения коленчатого вала; P – текущее давление в цилиндре; φ – текущий угол поворота коленчатого вала.

Реже встречаются в литературе описания выражений для оценки уровней выбросов с отработавшими газами бенз-а-пирена. В НАМИ (Москва) получено выражение, связывающее показатели рабочего процесса корреляционной зависимости с уровнями выбросов бенз-а-пирена $C_{20H_{12}}$;

$$C_{C_{20}H_{12}} = -13,5 + 0,19 \cdot \tau_z +$$

$$+ 20,2 \cdot (\eta_i / \alpha) + 11,35 \cdot \xi \cdot \eta_i, \quad (12)$$

где T_z – время сгорания от ВМТ до T_z , мс; ξ – коэффициент эффективности сгорания [7].

А. Н. Яковлевым получено аппроксимирующее уравнение для расчета выбросов $C_{20}H_{12}$ в зависимости от относительных величин:

$$\text{где } x_1 = \frac{\Theta - 31}{4}; x_2 = \frac{n - 1150}{350}; x_3 = \frac{P_e - 0,4}{0,2}. \quad (13)$$

Уравнение имеет вид:

$$C_{БП} = 0,1 \cdot \exp \left(\begin{aligned} &2,036 + 0,947 \cdot x_1 - \\ &- 0,276 \cdot x_2 + 1,078 \cdot x_3 + \\ &+ 0,502 \cdot x_1^2 - 0,05 \cdot x_2^2 + \\ &+ 0,639 \cdot x_3^2 - 0,245 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ &+ 0,355 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,232 \cdot x_2 \cdot x_3 \end{aligned} \right),$$

мкг/м³, (14)

Т. Ю. Салова [6] получила выражение для определения выбросов $C_{БП}$ в виде:

$$C_{БП} = 2,18 + 0,4513 \cdot x_1 + 0,9625 \cdot x_2 -$$

$$- 0,5088 \cdot x_3 + 0,5825 \cdot x_1 \cdot x_3 -$$

$$- 0,3975 \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,2375 \cdot x_1^2 +$$

$$+ 0,085 \cdot x_2^2 + 0,3125 \cdot x_3^2, \text{ мкг/м}^3, \quad (15)$$

где x_1 , x_2 , x_3 – действующие факторы P_Φ , V_Φ , Θ в кодированном виде.

Э. В. Пьядичев [7], рассматривая кинетику образования бенз-а-пирена в камере сгорания дизеля пришел к выводу, что оценочным показателем может выступать относительный показатель:

$$m_{БП} = (0,1 - 0,15 \cdot \bar{P}_e + 1,05 \cdot \bar{P}_e^2) \times$$

$$\times (1,24 \cdot \bar{\omega} - 0,24), \quad (16)$$

где

$$m_{\text{БП}} = m_{\text{БП}} / m_{\text{БПн}}; \bar{P}_e = P_e / P_{en}; \bar{\omega} = \omega / \omega_n.$$

Необходимо отметить, что существуют апробированные модели образования оксидов азота в цилиндрах дизелей В. А. Звонова [4], А. С. Лоскутова [11], которые при соответствующей настройке могут давать достоверные результаты расчетным путем. Математические модели, созданные в ЦНИДИ В. И. Смайлисом [3] учитывают зонное распределение топлива, окислителя и температур в цилиндре и являясь с исследовательской точки зрения более полно описывающими внутрицилиндровые процессы.

Математические модели процессов образования и выгорания сажи в цилиндрах дизелей созданы С. А. Батуриным, В. Н. Ложкиным, модернизированы А. С. Лоскутовым, Д. Д. Матиевским, В. А. Вагнером, В. Ю. Русаковым, С. П. Кулманаковым, А. В. Гладышевым и другими и могут быть использованы как для изучения процессов, так и для оценки уровней выбросов сажи с отработавшими газами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методика определения массы выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами в атмосферный воздух. – М. : НИИАТ, 1993. –
2. Варшавский, И. Л. Как обезвредить отработавшие газы автомобилей / И. Л. Варшавский, Р. В. Малов. – М. : Транспорт, 1968. – 127 с.
3. Смайлис, В. И. Малотоксичные дизели / В. И. Смайлис. – Л. : Машиностроение, 1972. – 128 с.
4. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутрен-

- него сгорания / В. А. Звонов. – Изд. 2-е перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1981. – 160 с.
5. Новиков, Л. А. Снижение токсичности и вредных выбросов дизелей при работе на переходных режимах : автореф. дис. канд. техн. наук / Л. А. Новиков. – Л. : ЦНИДИ, 1984. – 25 с.
6. Салова, Т. Ю. Структурная модель численной аппроксимации кинетических процессов образования бенз (α) пирена в дизеле / Т. Ю. Салова, В. Н. Ложкин // Труды ЦНИТА. – 1989. – с. 250-259.
7. Якунчиков, В. В. Снижение вредных выбросов отработавших газов судовых дизелей / В. В. Якунчиков, В. И. Толшин // Сб. научных трудов науч.-метод. и науч.-исслед. конф. МАДИ (ТУ), 1996. – Вып. 56. – с. 53-55.
8. Малов, Р. В. Влияние схемы камеры сгорания на токсичность дизельного выпуска // Сб. трудов ВЗПИ, сер. ДВС. – М. : ВЗПИ, 1977. – Вып. 107. – с. 140-150.
9. Ложкин, В. Н. Теория и практика безразборной диагностики и каталитической нейтрализации отработавших газов дизелей : автореф. дис. док. техн. наук / В. Н. Ложкин. – СПб. : СПбГАУ, 1994. – 40 с.
10. Пьядичев, Э. В. О кинетике изменения бенз (α) пирена в камере сгорания дизеля / Э. В. Пьядичев, А. Я. Пашин, А. М. Тургунов // Двигателестроение. – 1985. – №1. – с. 54-57.
11. Лоскутов, А. С. Снижение выбросов окислов азота в атмосферу / А. С. Лоскутов, А. Л. Новоселов, В. А. Вагнер. – Барнаул : Союз НИО СССР, 1990. – 120 с.
12. Вагнер, В. А. Снижение дымности дизелей / В. А. Вагнер, А. Л. Новоселов, А. С. Лоскутов. – Барнаул : Союз НИО СССР, 1991. – 150 с.
13. Разлейцев, Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков : Вища школа, 1980. – 169 с.