

20. Нанесение регулярного микрорельефа методом вибронакатывания на гильзах цилиндров дизелей / В.Н. Бунтов, А.Б. Новиков, Ю.А. Легенкин и др. // Автомобильная промышленность. — 1978. — № 10. — С. 29—30.
21. Демкин Н. Б. Физические основа трения и износа машин. Учебн. пособие. — Калинин: Изд-во КГУ, 1981. — 115 с.
22. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. — Л.: Машиностроение, 1982. — 248 с.
23. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения / Д.Н. Гаркунов, С.И. Дякин, О.Н. Курлов и др., под общ. ред. Д.Н. Гаркунова. — М.: Машиностроение, 1982. — 207 с.
24. Костров А. В., Макаров А. Р., Смирнов С. В. Особенности конструкции поршня ДВС // Автомобильная промышленность. — 1987. — № 4. — С. 8—10.
25. Клименко Л. П. Получение узлов трения с заданными дифференцированными характеристиками рабочих поверхностей // Тез. докл. I Всесоюзн. научн.-техн. конф. «Современные проблемы триботехнологии». — Николаев, 1988. — С. 100—102.
26. Заренбин В. Г., Касумов А. Х. Исследование режимов приработки автомобильных двигателей при капитальном ремонте. — М.: Транспорт, 1983. — 78 с.
27. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Пер. с англ. С.Х. Харламова. — М.: Мир, 1982. — 351 с.
28. Керчер Б. М., Подщеколдин М. И. Исследование зазора между поршнем и гильзой двигателя / Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 11. — С. 13—14.
29. Sander W., Strasser E. Einflüsse der Kolbengruppe auf die Reibungsverluste // MTZ. — 1978. — Nr. 3. — S. 101—103.
30. Chucholowski C., Woschni G., ZeiiInger K. Simulations-rechnung der Kolbensekundarbewegung // MTZ. — 1987. — Nr. 4. — S. 133—137.
31. Костров А. В., Макаров А. Р., Смирнов С. В. Исследование влияния конструкции поршня бензинового двигателя на динамику его движения в цилиндре // Двигателестроение. — 1991. — № 3. — С. 3—6.

621.436.038

## ВЛИЯНИЕ МАССЫ ПОДВИЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНКИ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

*Д-р техн. наук, проф. В.А. МАРКОВ, канд. техн. наук Е.А. СИРОТИН, асп. А.А. ЗЕНИН*

*Рассмотрены конструкции форсунок, применяемых в быстроходных дизелях. Исследована форсунка с уменьшенной массой подвижных деталей. Приведены результаты экспериментальных исследований транспортного дизеля, оснащенного такими форсунками.*

*Constructions of the atomizers applied in high-speed diesel engines are considered. The atomizer with the diminished mass of mobile details is examined. Results of experimental researches of the transport diesel engine equipped by such atomizers are instanced.*

Эффективность сгорания топлива в дизелях и, следовательно, их экономические и экологические показатели в значительной степени определяются качеством процессов топливоподачи и смесеобразования. Одним из главных факторов влияния системы топливоподачи на показатели дизеля — это конструкция форсунки, от которой зависят закон подачи топлива, характеристика давлений впрыскивания, другие характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива [1—3].

В современных автотракторных дизелях используются преимущественно закрытые форсунки с многоструйными распылителями (рис. 1) [4, 5]. Форсунка 6Т2 (рис. 1, а) с многоструйным распылителем установлена на тракторном дизеле типа Д-144 (размерность 10,5/12) с полусферической камерой в поршне и непосредственным впрыскиванием. Распылитель этой форсунки имеет удлиненный корпус, что обеспечивает удале-

ние прецизионной части иглы от зоны высоких температур в цилиндре дизеля. Поэтому уменьшается вероятность зависания иглы в корпусе распылителя вследствие его перегрева и повышается надежность форсунки. Суммарное эффективное сечение трех распыливающих отверстий диаметром  $d_p = 0,34$  мм составляет  $\mu_p f_p = 0,140—0,165$  мм<sup>2</sup>. Величина подъема иглы распылителя не регулируется и конструктивно обеспечивается в пределах  $h_{и} = 0,21—0,26$  мм. Давление начала подъема иглы равно  $p_{\phi 0} = 17,5$  МПа. Распылитель относительно корпуса фиксируется двумя штифтами. На дизеле форсунка крепится специальной гайкой. К этому типу форсунок относится также форсунка марки 6А1 (рис. 1, б) Алтайского моторного завода (АМЗ).

В быстроходных тракторных дизелях (Д-240, Д-65 и др.) используется форсунка ФД-22 (рис. 1, в) с многоструйным распылителем. Эта форсунка по ряду деталей унифицирована с форсунками 6Т2 и 6А1, выпускаемыми АМЗ. Распылитель форсунки ФД-22 имеет четыре отверстия диаметром 0,32 мм. Выпускаются также пятиструйные форсунки и форсунки с уменьшенным диаметром распыливающих отверстий. Форсунка ФД-22 выполнена с гайкой распылителя диаметром 22 мм и массой 0,75 кг.

Форсунки на рис. 1, а, б, в выполнены по одной и той же принципиальной схеме с угловой фиксацией распылителя относительно корпуса с помощью штифта и имеют штангу 4, через которую усилие от пружины 6, размещенной в верхней части корпуса форсунки, передается на иглу 10 распылителя.

Для современных тракторных и комбайновых дизелей разработана модификация форсунки ФД-22 — форсунка ФДМ-22, имеющая центровку в головке по корпусу форсунки и модернизированный узел регулировки усилия затяжки иглы форсунки. Она отличается также укороченной штангой и нижним расположением пружины, что позволило сократить массу форсунки до 0,4 кг. Форсунка крепится в головке цилиндров с помощью накидной скобы.

Форсунка дизеля КамАЗ-740 (рис. 1, г) отличается отсутствием массивной штанги и нижним расположением пружины 6. В остальном ее конструкция близка к конструкции форсунок на рис. 1, а, б, в.

По такой же конструктивной схеме выполнена многоструйная форсунка фирмы R. Bosch (рис. 1, д). Корпус имеет центральный подвод топлива и щелевой фильтр 11. Основные конструктивные особенности — отсутствие массивной штанги, нижнее расположение пружины 6 с короткой проставкой между пружиной и хвостовиком иглы 10, наличие проставки с прецизионными плоскостями между корпусом и распылителем, регулировка давления начала подъема иглы обеспечивается шайбами, подкладываемыми под торец пружины. Число распыливающих отверстий модификаций форсунки равно  $i_p = 4—6$ , их диаметр  $d_p = 0,30—0,32$  мм. Максимальное давление впрыскивания достигает  $p_{\phi \max} = 90—100$  МПа. Для форсунки типа Р (диаметр иглы  $d_{и} = 6$  мм) давление начала подъема иглы изменяется в пределах  $p_{\phi 0} = 20,5—26,0$  МПа, а для форсунки типа S ( $d_{и} = 5$  мм) —  $p_{\phi 0} = 21,0—26,5$  МПа. Жесткости пружин этих модификаций форсунки равны соответственно 130—193 и 190—240 Н/мм.

Важным параметром, характеризующим совершенство конструкции форсунки, является масса ее подвижных частей (иглы, штанги, пружины). У большинства отечественных форсунок эта масса превышает 20 г (у форсунки ФДМ-22 — 27 г, у форсунки дизеля КамАЗ-740 — 23 г). Уменьшение массы упомянутых деталей приводит к снижению сил трения иглы в корпусе распылителя и сил инерции, уменьшению продолжительности посадки иглы форсунки, общей продолжительности процесса впрыскивания, повышению эффективности рабочего процесса дизеля, снижению эмиссии токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ). Кроме того, снижение массы подвижных деталей форсунки



позволяет уменьшить динамические ударные нагрузки на ее детали, повысить ресурс работы форсунки и стабильность ее работы.

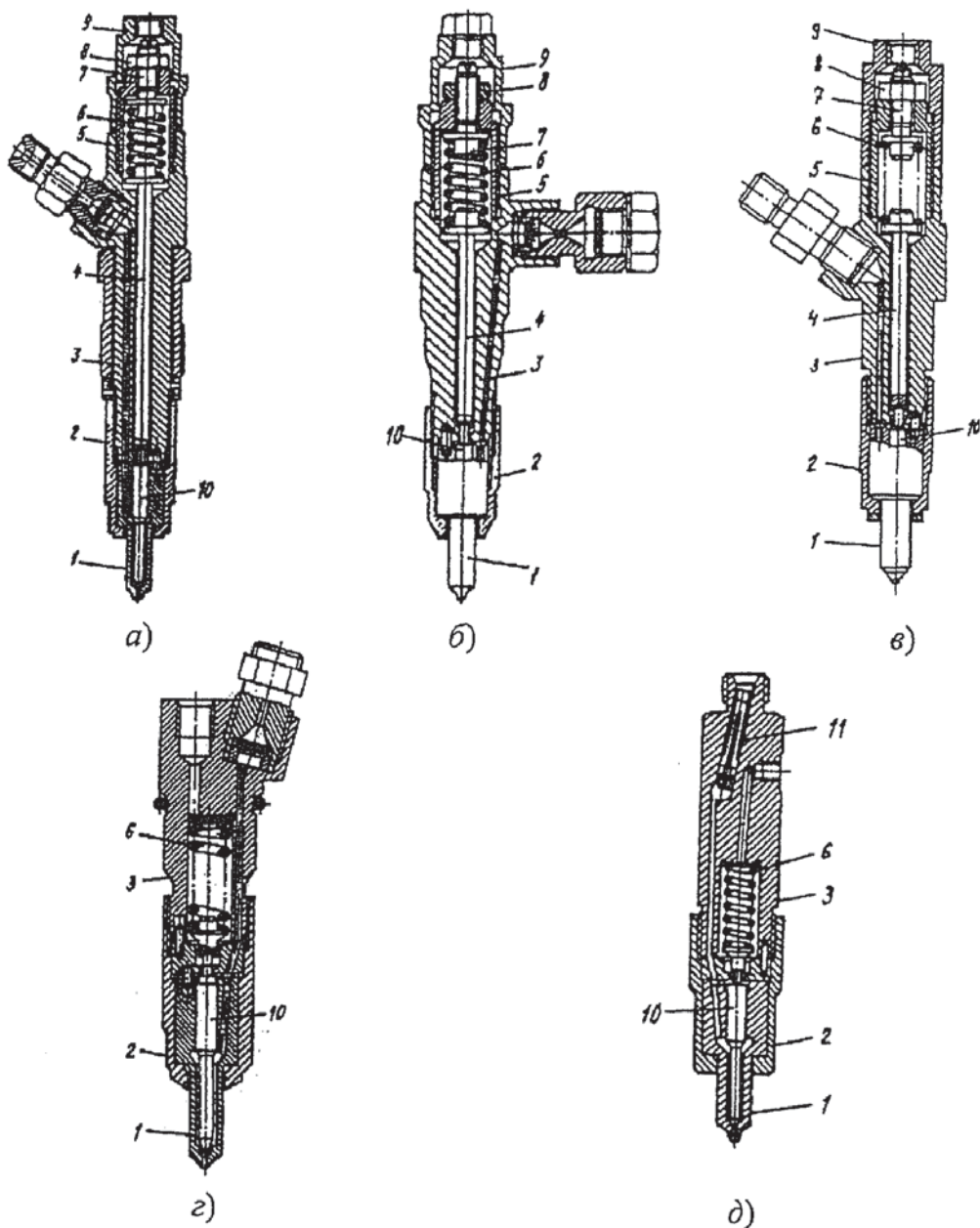


Рис. 1. Многоструйные форсунки отечественных и зарубежных дизелей: а — 6Т2; б — 6А1; в — ФД-22; г — дизеля КамАЗ-740; д — фирмы R. Bosch: 1 — распылитель; 2 — накидная гайка; 3 — корпус форсунки; 4 — штанга; 5 — гайка пружины; 6 — пружина; 7 — регулировочный винт; 8 — контргайка; 9 — колпак; 10 — игла распылителя; 11 — щелевой фильтр

На Ногинском заводе топливной аппаратуры (НЗТА) на базе серийно выпускаемой форсунки 145.1112110 с распылителем типа 145 была разработана опытная форсунка с распылителем Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ г. Барнаул) типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей (рис. 2). Если у серийной форсунки игла выполнена диаметром  $d_{и} = 6$  мм и имеет массу 8 г, то в опытной форсунке масса иглы диаметром  $d_{и} = 5$  мм составляла 6,2 г. Серийная форсунка снабжена длинной штангой массой 14 г, а у опытной форсунки штанга выполнена укороченной и имеет массу всего 1,5 г. Массы пружин серийной и опытной форсунок составляют соответственно 15 и 9,4 г. Общие при-

веденные массы подвижных деталей этих форсунок равны 27 и 10,8 г (приведенная масса пружины составляет треть от ее общей массы).

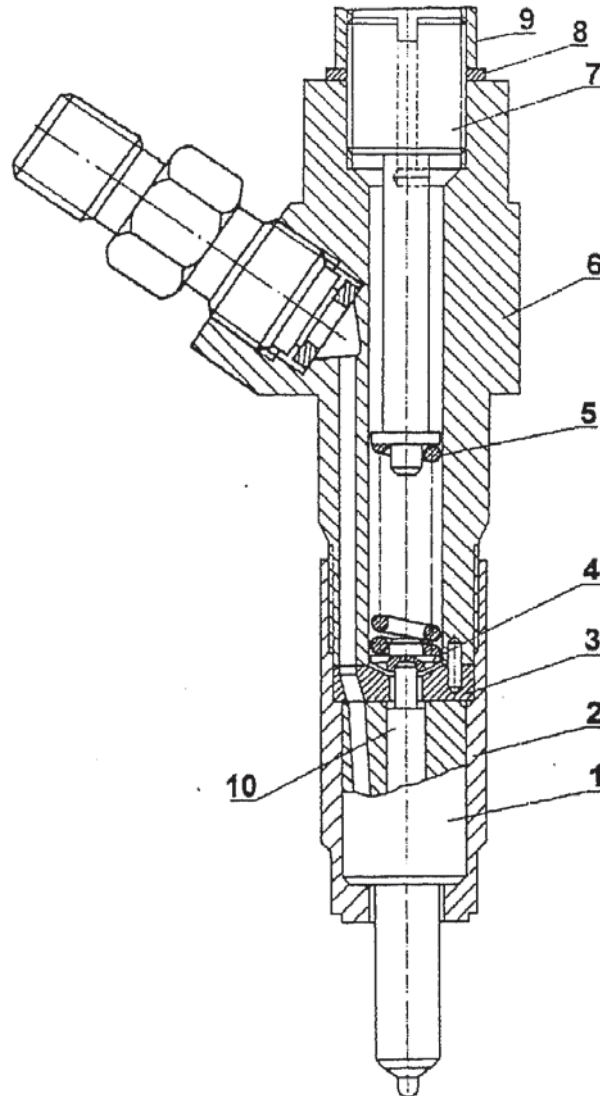


Рис. 2. Опытная форсунка конструкции НЗТА: 1 — распылитель; 2 — накидная гайка; 3 — проставка; 4 — штанга; 5 — пружина; 6 — корпус форсунки; 7 — регулировочный винт; 8 — контргайка; 9 — колпак; 10 — игла распылителя

При уменьшении диаметра иглы уменьшается и максимальный диаметр уплотнительного пояса распылителя, называемый характерным диаметром  $d_x$ . Если в распылителе НЗТА типа 145 серийной форсунки этот диаметр распылителя равен  $d_x = 2,8$  мм, то в распылителе АЗПИ типа 171.2 опытной форсунки он снижен до  $d_x = 2,65$  мм. Такое уменьшение характерного диаметра распылителя при снижении диаметра иглы  $d_n$  с 6 до 5 мм позволяет снизить давление начала впрыскивания  $p_{\phi 0}$  и тем самым механический износ деталей распылителя и повысить ресурс его работы. С другой стороны, желательно сохранить неизменным давление  $p_{\phi 0}$  для предотвращения возможного прорыва газов в распылитель и устранения коксования распыливающих отверстий. Так, по данным [6] при неизменном  $d_x = 2,6$  мм снижение  $p_{\phi 0}$  с 19,6 до 14,7 МПа приводит к увеличению на 33 % степени закоксовывания распыливающих отверстий и соответствующему уменьшению срока их службы (рис. 3). Поэтому уменьшение характерного диаметра распылителя

$d_x$  без снижения давления начала впрыскивания  $p_{\phi 0}$  позволяет увеличить ресурс работы распылителя без закоксовывания его распыливающих отверстий.

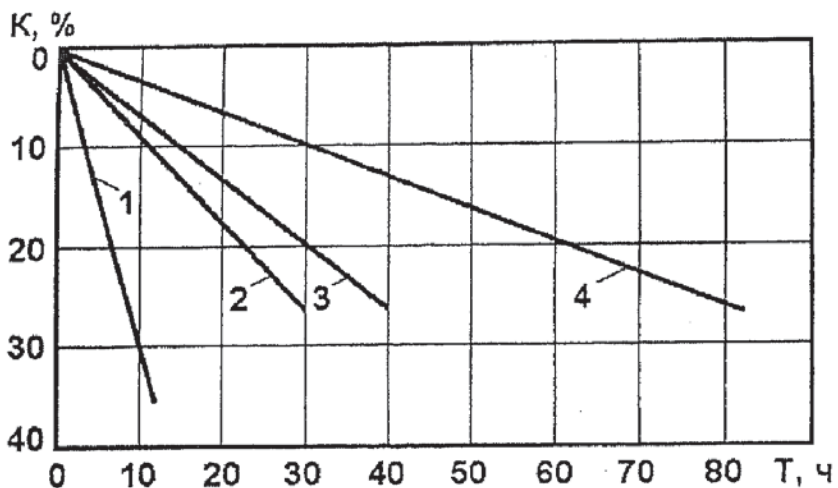


Рис. 3. Зависимость степени закоксовывания распыливающих отверстий распылителей форсунок  $K$  от условного срока их службы  $T$  при различных характерных диаметрах распылителя  $d_x$  и давлениях начала впрыскивания  $p_{\phi 0}$ : 1 —  $d_x = 2,0$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа; 2 —  $d_x = 2,6$  мм и  $p_{\phi 0} = 19,6$  МПа; 3 —  $d_x = 2,6$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа; 4 —  $d_x = 3,8$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа

Для оценки показателей процесса топливоподачи при снижении массы подвижных деталей форсунок были проведены безмоторные испытания серийных и опытных форсунок на стенде «Friedmann-Maier» для исследования топливоподающей аппаратуры дизелей. Форсунки исследовались совместно с топливным насосом высокого давления (ТНВД) модели 4 УТНИ-Т-1111005 размерности 10×10 мм и топливопроводом высокого давления размерности 7×2×722 мм.

При безмоторных испытаниях серийная и опытная форсунки производства НЗТА типа 145.1112110 были снабжены одним и тем же распылителем модели 171.02 производства ОАО «Алтайский завод прецизионных изделий» (АЗПИ), г. Барнаул. Этот распылитель имел пять распыливающих отверстий, устья которых расположены в колодце носка распылителя. Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе составляла  $\mu_p f_p = 0,27$  мм<sup>2</sup>. Форсунки были отрегулированы на давление начала впрыскивания  $p_{\phi 0} = 21,0$  МПа. Исследование серийной и опытной форсунок с одним и тем же распылителем позволили оценить влияние массы подвижных деталей распылителя на показатели процесса топливоподачи.

Для индицирования процесса топливоподачи в течение безмоторных испытаний использован измерительный комплекс фирмы AVL (Австрия). При осциллографировании параметров топливоподачи записывались давление  $p_{\text{тн}}$  — в штуцере ТНВД и  $p_{\phi}$  — в сечении, расположенном на входе в форсунку. Общий вид осциллограммы давления на входе в форсунки, полученных на режимах с полной подачей топлива при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 800$  мин<sup>-1</sup>, соответствующей режиму максимального крутящего момента двигателя, и при номинальной частоте вращения  $n_{\text{тн}} = 1200$  мин<sup>-1</sup> представлен соответственно на рис. 4, а, б. По полученным осциллограммам указанных давлений определялись максимальные давления  $p_{\text{тн max}}$  и  $p_{\phi max}$ . Результаты проведенных исследований сведены в табл. 1.



Таблица 1

**Характеристики процесса топливоподачи при использовании серийной  
и опытной форсунок**

Частота вращения $n_{\text{тн}}, \text{мин}^{-1}$	Цикловая подача топлива $q_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	Максимальные давления $p_{\text{max}}, \text{МПа}$	
		ТНВД	форсунка
Серийная форсунка			
800	92,0	38,3	40,3
800	70,0	31,6	39,0
800	45,6	27,0	36,8
800	23,2	21,2	27,5
800	10,8	16,8	23,8
1200	90,0	47,5	49,0
1200	68,0	40,0	46,2
1200	44,8	32,2	37,2
1200	25,2	24,2	28,0
1200	10,0	18,5	24,3
Опытная форсунка			
800	92,0	39,3	40,0
800	69,0	32,2	39,0
800	46,0	27,3	36,6
800	21,6	21,5	29,6
800	10,4	17,2	24,5
1200	89,0	45,6	49,0
1200	66,0	42,0	45,2
1200	44,0	33,7	36,7
1200	22,8	21,0	28,2
1200	10,8	17,6	24,0

Анализ литературных данных и проведенные исследования показали, что при впрыскивании топлива на режимах с большими частотами вращения  $n$  и цикловыми подачами  $q_{\text{ц}}$  основное количество топлива подается при максимальном подъеме иглы форсунки. Поэтому масса подвижных деталей форсунки, жесткость пружины и силы трения иглы в корпусе распылителя в меньшей степени влияют на характеристики впрыскивания (закон подачи топлива и характеристику давлений впрыскивания), но оказывают существенное влияние на протекание начальной и конечной фаз топливоподачи.

При малых скоростях движения плунжера и частичных подачах игла в течение всего периода впрыскивания топлива или значительной его доли совершает колебания, изменяя при этом проходное сечение запорного конуса. В этом случае масса подвижных деталей оказывает большее влияние на характер колебаний иглы и, следовательно, на процесс топливоподачи, что подтверждается данными [7].

Анализ результатов исследований, в частности полученных осциллограмм давлений впрыскивания, свидетельствуют о том, что замена серийной форсунки на опытную не оказывает существенного влияния на характеристики давлений впрыскивания. Однако отмечено, что снижение массы подвижных деталей форсунки приводит к сокращению

времени посадки иглы на конус распылителя, что должно оказать благоприятное влияние на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля.

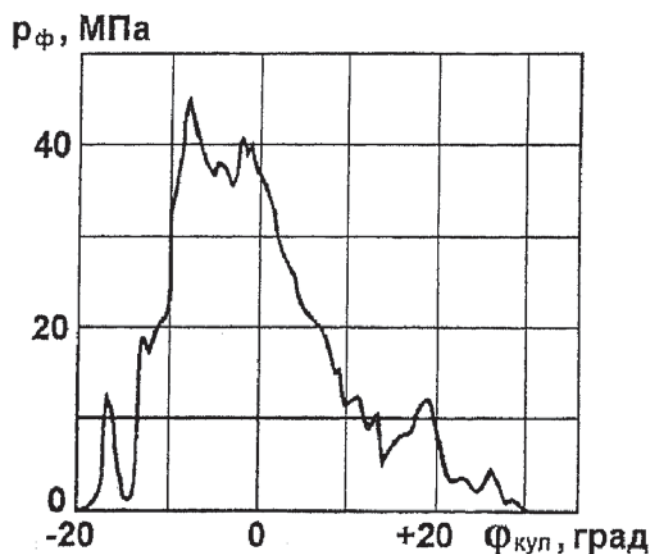


Рис. 4. Общий вид оциллограммы давления  $p_{\phi}$  на входе в опытную форсунку, полученную на номинальном режиме с цикловой подачей топлива  $q_{\text{ц}} = 89 \text{ мм}^3$  при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ .

Для оценки влияния конструкции форсунки на экономические и экологические показатели дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) производства Минского моторного завода проведены его стендовые испытания. Дизель имел топливную систему, которая включала ТНВД фирмы Motopal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров  $d_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$  и их полным ходом  $h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$ , топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной  $L_{\text{т}} = 540 \text{ мм}$ . При исследованиях показатели работы дизеля с опытными форсунками НЗТА с уменьшенной массой подвижных деталей сопоставлялись с аналогичными показателями дизеля с серийными форсунками.

Опыты проводились на моторном стенде АМО «ЗиЛ» по методикам, регламентированным ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний», Правилами 24-03 ЕЭК ООН (измерение дымности ОГ) и Правилами 49 ЕЭК ООН (определение удельных выбросов вредных веществ с ОГ). Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Показатели динамики процесса впрыскивания оценивались с помощью аппаратуры фирмы AVL. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения  $\pm 1 \%$ . Концентрации  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_x$  в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения указанных компонентов  $\pm 1 \%$ .

Программа исследований дизеля Д-245.12С с серийными и опытными форсунками предусматривала работу двигателя на различных установившихся режимах с частотой вращения коленчатого вала  $n$  от 850 до 2400  $\text{мин}^{-1}$  и нагрузкой — эффективным крутящим моментом дизеля  $M_e$  от 0 до 370  $\text{Н} \cdot \text{м}$ . Дизель исследовался при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива) с постоянным штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ), равным  $\theta = 13^\circ$  поворота коленчатого вала (п.к.в.) до верхней мертвой точки (ВМТ). На первом этапе исследования проведены на режимах внешней скоростной



характеристики дизеля в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя  $n$  от 1080 до 2400 мин<sup>-1</sup>. Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С с серийными и опытными форсунками, проведенных на режимах внешней скоростной характеристики, представлены на рис. 5. Установка опытных форсунок обеспечивала формирование внешней скоростной характеристики с эффективным крутящим моментом  $M_e = 285 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при частоте вращения коленчатого вала дизеля  $n = 1080 \text{ мин}^{-1}$ , с  $M_e = 367 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и с  $M_e = 317 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  (характеристика 1 на рис. 5). Установка серийных форсунок сопровождалась некоторым снижением часового расхода топлива  $G_T$  и соответствующим снижением эффективной мощности двигателя  $N_e$ , а также его крутящего момента  $M_e$  по сравнению с опытными форсунками. На режиме с  $n = 1080 \text{ мин}^{-1}$  крутящий момент снизился до  $M_e = 284 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  — до  $M_e = 350 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  — до  $M_e = 314 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (характеристика 2 на рис.5).

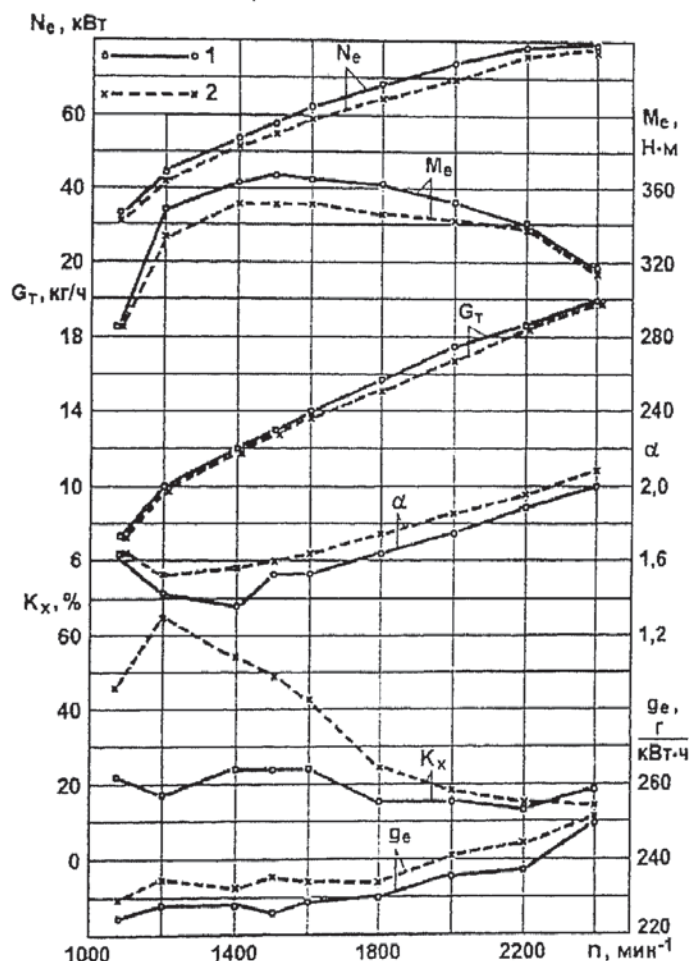


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_e$ , расхода топлива  $G_T$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , дымности ОГ  $K_x$  и удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от частоты вращения  $n$  коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании форсунок: 1 — опытных; 2 — серийных

Анализ характеристик на рис. 5, полученных при неизменном положении упора максимальной подачи топлива, показывает, что во всем диапазоне исследуемых скоростных



режимов меньший расход топлива  $G_T$  обеспечивают серийные форсунки (характеристика 2 на рис. 5). Поэтому при работе двигателя с опытными форсунками на указанных режимах отмечены меньшие значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , однако на большинстве исследованных режимов опытные форсунки обеспечили меньшую дымность ОГ  $K_x$  и удельный эффективный расход топлива  $g_e$  (рис. 5). При использовании опытных форсунок дымность ОГ  $K_x$  особенно заметно снижалась на режимах с пониженной частотой вращения (при  $n < 2000$  мин<sup>-1</sup>). Так, на режиме с  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup> замена серийных форсунок опытными привела к снижению дымности ОГ  $K_x$  с 64 до 17 % по шкале Хартриджа. На номинальном скоростном режиме и близких к нему (при  $2000 < n < 2400$  мин<sup>-1</sup>) дымность ОГ  $K_x$  была соизмерима при использовании обоих типов форсунок. Показатели дымности ОГ  $K_x$  дизеля с серийными и опытными форсунками на режимах максимальной мощности при  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup> и максимального крутящего момента при  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup> приведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С с исследуемыми форсунками

Вариант форсунки	Дымность отработавших газов на режимах максимальной мощности $K_{x Nmax}$ и максимального крутящего момента $K_{x Mmax}$ , %		Средний расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла, $g_{eусл}$ , г/(кВт · ч)	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов при работе по 13-ступенчатому циклу, г/(кВт · ч)		
	$K_{x Nmax}$	$K_{x Mmax}$		$e_{NO_x}$	$e_{CO}$	$e_{CH_x}$
Серийная форсунка	14,0	49,0	257,8	6,459	3,891	1,133
Опытная форсунка	18,5	24,5	250,6	7,159	2,711	0,790
Требования Правил 24-03 и 49 УЭК ООН (норм EURO-2)	48,3	56,2	—	7,0	4,0	1,1

Замена серийных форсунок опытными привела к снижению удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  во всем диапазоне исследованных скоростных режимов. На режиме максимальной мощности при  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup>  $g_e$  оказались равны соответственно 250,5 и 250,3 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup> — 235,2 и 225,6 г/(кВт · ч). При этом предельный показатель расхода топлива на режиме максимального крутящего момента по ТУ для исследуемого дизеля составляет  $g_{e доп} = 218 + 5\%$  г/(кВт · ч) или 228,9 г/(кВт · ч).

Оценка показателей двигателя при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, предусмотренного Правилами 49 ЕЭК ООН (нормами EURO-2). Такие данные по часовому расходу топлива  $G_T$ , представленные на

рис.6, свидетельствуют о том, что на режимах 13-ступенчатого цикла с неполной нагрузкой часовые расходы топлива при использовании исследуемых форсунок оказались соизмеримыми.

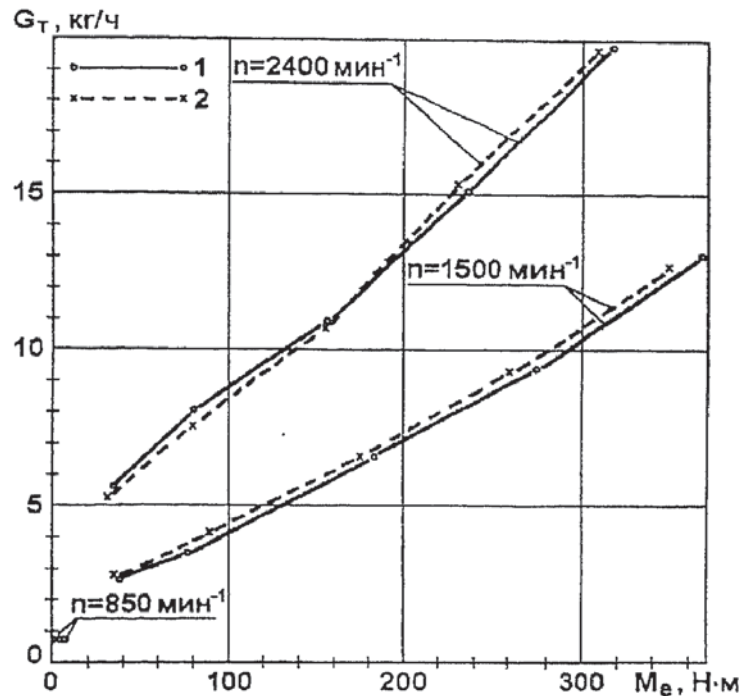


Рис. 6. Зависимость часового расхода топлива  $G_T$  от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) и дизеля Д-245.12С при использовании форсунок: 1 — опытных; 2 — серийных

Сравнительная оценка интегральной топливной экономичности дизеля с исследуемыми форсунками проведена по условному среднему на режимах 13-ступенчатого цикла эффективному расходу топлива, определяемому по выражению

$$g_{e \text{ усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (G_{Ti} K_i)}{\sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i)},$$

где  $G_{Ti}$  — часовой расход топлива на  $i$ -ом режиме;  $N_{ei}$  — эффективная мощность двигателя на  $i$ -ом режиме;  $K_i$  — весовой коэффициент, отражающий долю времени каждого режима. Полученные при расчетах значения  $g_{e \text{ усл}}$  для дизеля с исследуемыми форсунками (табл. 2) показывают, что при замене серийных форсунок опытными условный средний на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла расход топлива  $g_{e \text{ усл}}$  снизился на 2,8 %.

От типа применяемых распылителей в значительной степени зависит и токсичность ОГ двигателя, т.е. выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $\text{NO}_x$ , монооксида углерода  $\text{CO}$ , легких углеводородов  $\text{C}_n\text{H}_x$ , а также эмиссия твердых частиц или выбросы сажи (углерода  $\text{C}$ ).

Представленные на рис. 7 характеристики концентраций в ОГ одного из основных токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $\text{NO}_x$  свидетельствуют о том, что замена серийных форсунок на опытные на большинстве исследованных режимов приводит к некоторому увеличению эмиссии  $\text{NO}_x$ . Если на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  содержание оксидов азота в ОГ составило  $C_{\text{NO}_x} = 0,0650 \%$  при установке серийных форсунок и  $C_{\text{NO}_x} = 0,0620 \%$  при работе с опытными форсунками, то на режи-



ме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  концентрации  $C_{\text{NOx}}$  оказались равны соответственно 0,0670 и 0,0720 %, а на режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$  — 0,0120 и 0,0135 %.

Расчет интегральных на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельных массовых выбросов оксидов азота  $e_{\text{NOx}}$  проведен по формуле

$$e_{\text{NOx}} = \sum_{i=1}^{13} (E_{\text{NOx},i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i),$$

где  $E_{\text{NOx},i}$  — часовой массовый выброс оксидов азота на  $i$ -ом режиме. Полученные при расчете данные свидетельствуют о том, что при замене серийных форсунок опытными удельный выброс оксидов азота  $e_{\text{NOx}}$  возрос на 10,8 % (табл. 2).

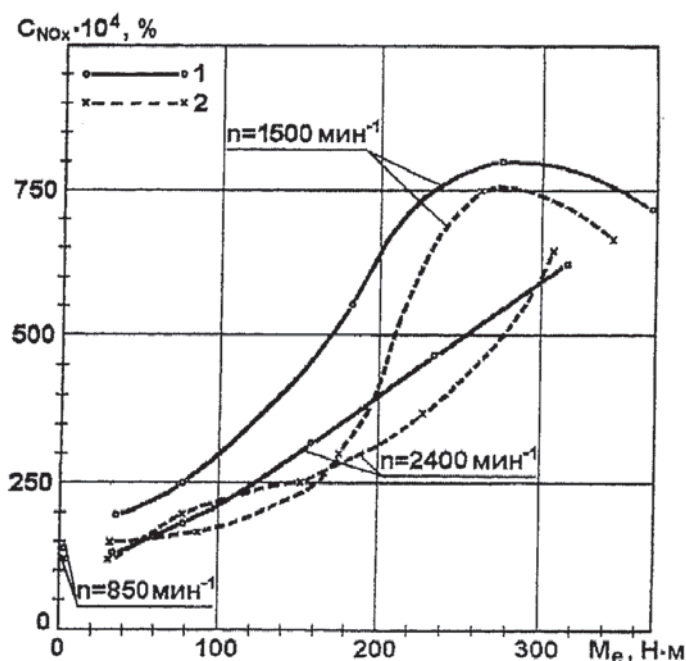


Рис. 7. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{\text{NOx}}$  от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) дизеля Д-245.12С при использовании форсунок: 1 — опытных; 2 — серийных

Замена серийных форсунок на опытные оказала значительное влияние и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода СО и углеводородов  $\text{СН}_x$ . Из представленных на рис. 8 данных по содержанию в ОГ монооксида углерода  $C_{\text{CO}}$  следует, что на большинстве исследованных режимов опытные форсунки обеспечивают заметное снижение  $C_{\text{CO}}$ . На режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  концентрация  $C_{\text{CO}}$  уменьшилась с 0,0240 до 0,0195 %, на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  — с 0,0900 до 0,0400 %, а на режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ , напротив, несколько увеличилась — с 0,0285 до 0,0390 %.

Значительный эффект от замены серийных форсунок на опытные получен по выбросам с ОГ легких углеводородов  $\text{СН}_x$ . Как следует из анализа данных рис. 9, на большинстве исследованных режимов переход от серийных форсунок на опытные приводит к сокращению содержания  $\text{СН}_x$  в ОГ. Лишь на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  концентрация  $C_{\text{СН}_x}$  увеличилась с 0,0100 до 0,0160 %, а на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  — снизилась с 0,0315 до 0,0145 %, на

режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$  — уменьшилась с 0,0290 до 0,0230 %. Такое уменьшение содержания  $\text{CH}_x$  в ОГ объясняется более резким окончанием подачи топлива и уменьшенным количеством топлива, поступающим в камеру сгорания в завершающей фазе топливоподачи, характеризующейся пониженными давлениями впрыскивания и худшим качеством распыливания топлива.

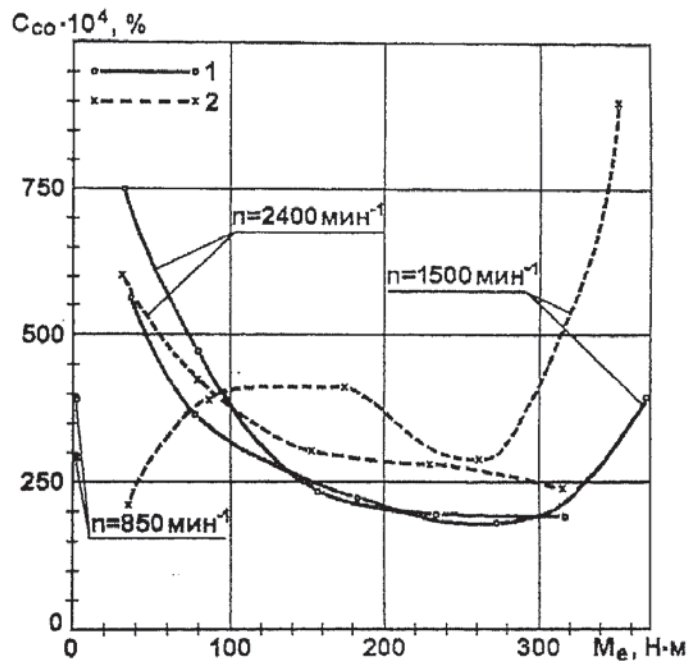


Рис. 8. Зависимость объемной концентраций в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) дизеля Д-245.12С при использовании форсунок: 1 — опытных; 2 — серийных

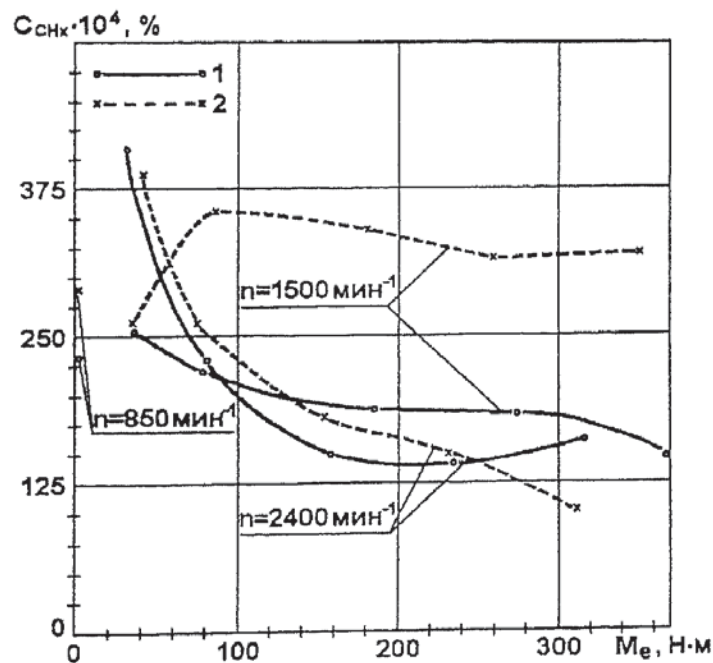


Рис. 9. Зависимость объемной концентрации в ОГ легких углеводородов  $C_{СНх}$  от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) дизеля Д-245.12С при использовании форсунок: 1 — опытных; 2 — серийных



Проведенные расчеты интегральных удельных массовых выбросов легких углеводородов  $e_{\text{CH}_x}$  по выражению

$$e_{\text{CH}_x} = \sum_{i=1}^{13} (E_{\text{CH}_x, i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i);$$

где  $E_{\text{CH}_x, i}$  — часовой массовый выброс легких углеводородов на  $i$ -м режиме, также подтвердили значительное уменьшение эмиссии  $\text{CH}_x$  при переходе от серийных форсунок к опытным. Такое снижение удельных массовых выбросов этого токсичного компонента ОГ  $e_{\text{CH}_x}$  составило 30,3 % (табл. 2).

Таким образом, при анализе интегральных показателей токсичности ОГ, соответствующих работе двигателя на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, отмечено улучшение показателей токсичности ОГ при замене серийных форсунок опытными. Лишь удельные массовые выбросы оксидов азота  $e_{\text{NO}_x}$  возросли с 6,459 до 7,159 г/(кВт·ч). При этом удельные массовые выбросы монооксида углерода  $e_{\text{CO}}$  снизились с 3,891 до 2,711 г/(кВт·ч), легких углеводородов  $e_{\text{CH}_x}$  — с 1,133 до 0,790 г/(кВт·ч). Таким образом, удалось обеспечить требования норм EURO-2 по эмиссии монооксида углерода  $e_{\text{CO}}$  и легким углеводородам  $e_{\text{CH}_x}$  (табл. 2). Некоторое увеличение выбросов оксидов азота  $e_{\text{NO}_x}$  при использовании опытной форсунки может быть скомпенсировано при оптимизации угла опережения впрыскивания топлива. Анализ полученных ранее экспериментальных данных свидетельствует о том, что небольшое уменьшение УОВТ (на 2—3° п.к.в.) позволит снизить полученный при использовании опытных форсунок выброс оксидов азота  $e_{\text{NO}_x} = 7,159$  г/(кВт·ч) до величины, лимитируемой нормами EURO-2 —  $e_{\text{NO}_x} = 7,0$  г/(кВт·ч). Замена серийных форсунок опытными привела также к снижению условного среднего на режимах 13-ступенчатого цикла расхода топлива  $g_{e_{\text{усл}}}$  — с 257,8 до 250,6 г/(кВт·ч). Значительно снизилась и дымность ОГ  $K_x$ .

Результаты проведенных исследований подтвердили преимущества форсунок, выполненных с уменьшенной массой подвижных деталей. Для достижения еще более высоких экономических и экологических показателей транспортного дизеля необходима дополнительная оптимизация конструкции проточной части распылителя и суммарной эффективной площади  $\mu_r f_r$  распыливающих отверстий форсунки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
2. К у т о в о й В. А. Впрыск топлива в дизелях. — М.: Машиностроение, 1981. — 119 с.
3. Л ы ш е в с к и й А. С. Системы питания дизелей. — М.: Машиностроение, 1981. — 216 с.
4. Г р е х о в Л. В., И в а щ е н к о Н. А., М а р к о в В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизельс. — М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. — 344 с.
5. Ф а й н л е й б Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
6. О надежности работы распылителей / Р.В. Русинов, И.М. Герасимов, А.Г. Семенов и др. // Двигателестроение. — 2000. — № 3. — С. 16—17.
7. Т р у с о в В. И., Д м и т р и е н к о В. П., М а с л я н ы й Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.