

В. А. Марков, С. Н. Девянин,
В. И. Мальчук

ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ОТ КОНСТРУКЦИИ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ

Рассмотрены особенности процессов впрыскивания и распыливания топлива в быстроходных дизелях. Представлены результаты экспериментальных исследований этих процессов на безмоторной и моторной установках. Показана возможность существенного улучшения экономических и экологических показателей дизеля путем оптимизации размеров проточной части распылителя форсунки.

В настоящее время основными потребителями нефтяных топлив являются двигатели внутреннего сгорания — бензиновые двигатели и дизели, устанавливаемые на транспортные средства различного назначения. Поэтому основной задачей совершенствования двигателей остается снижение эксплуатационного расхода топлива [1, 2]. При этом двигатели внутреннего сгорания играют существенную роль и в загрязнении окружающей среды. В крупных городах они являются одним из главных источников токсичных веществ, выбрасываемых в атмосферу. Так, например, доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет в США 60,6 %, в Англии — 33,5 %, во Франции — 32 %. Вследствие ухудшения экологического состояния окружающей среды на современном этапе развития двигателестроения особое внимание уделяется экологическим показателям транспортных двигателей [3, 4].

Определяющее влияние на топливную экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) дизелей оказывает конструкция системы топливоподачи [2, 3]. Совершенствование процесса топливоподачи, включающее в себя, в первую очередь, интенсификацию впрыскивания топлива, управление параметрами впрыскивания в зависимости от режима работы двигателя и ряд других мероприятий, является наиболее простым и эффективным средством улучшения экономических и экологических показателей дизелей.

При разработке и совершенствовании систем топливоподачи возникает проблема выбора их конструкции, основных параметров и характеристик. Одним из наиболее важных элементов топливоподающей аппаратуры является распылитель форсунки системы топливоподачи. От конструкции распылителя в значительной степени зависят такие параметры процесса топливоподачи, как максимальное и среднее давления впрыскивания, его продолжительность, длина, ширина и угол конуса

струй распыливаемого топлива, мелкость его распыливания [5 – 7]. В дизелях с объемным смесеобразованием эти параметры выбирают такими, чтобы обеспечить наиболее полный охват камеры сгорания струями распыливаемого топлива, требуемую мелкость распыливания, равномерное распределение капель топлива по объему воздушного заряда, а также предотвратить попадание капель топлива на стенки камеры сгорания. Требуемая ориентация топливных струй в пространстве камеры сгорания достигается соответствующим расположением распыливающих отверстий, а параметры топливных струй - путем выбора диаметра и длины распыливающих отверстий. При этом очень важным конструктивным параметром является отношение длины распыливающего отверстия l_p форсунки к его диаметру d_p . Это объясняется особенностями истечения топлива через распыливающее отверстие.

В современных дизельных топливных системах в процессе топливоподдачи топливо от насоса под высоким давлением поступает в форсунку, воздействует на иглу I (рис. 1, *a*), поднимая ее, протекает через

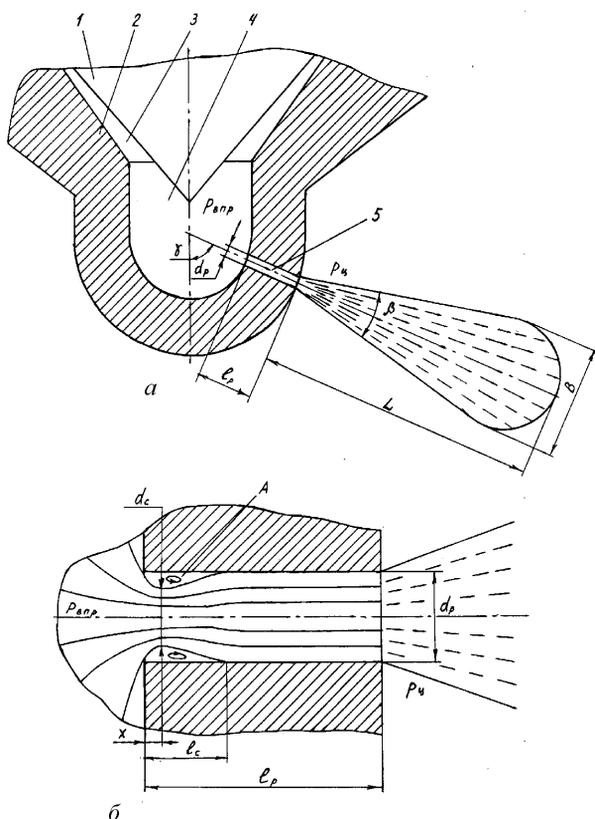


Рис. 1. Схема распылителя форсунки с геометрическими характеристиками струй распыливаемого топлива (*a*) и схема течения топлива по распыливающему отверстию форсунки (*б*)

образовавшийся между иглой 1 и корпусом 2 кольцевой зазор 3 и поступает в полость 4 под иглой 1, где устанавливается давление впрыскивания $p_{впр}$. Под этим давлением топливо и поступает в распыливающее отверстие 5 форсунки.

Непосредственно перед входом в распыливающее отверстие линии тока топлива искривляются (рис. 1, б), причем, их кривизна увеличивается от оси отверстия к его периферии. В результате возникает неравномерное поле распределения давлений и скоростей потока топлива. При этом минимальные давления (и максимальные скорости) достигаются на периферийных участках потока, где локальные давления могут оказаться ниже давления насыщенных паров топлива. Характерно, что сразу за входным сечением распыливающего отверстия поток топлива сужается и возникает вихревое течение топлива (отрыв, зона А, см. рис. 1, б). Здесь зарождаются и нарастают кольцевые вихри, затем частично распадающиеся и увлекаемые топливом. В таком периодическом нестационарном течении возникают пульсации давлений в зоне отрыва, распространяющиеся на весь поток топлива в распыливающем отверстии. Таким образом, вихри, зародившиеся у входной кромки распыливающего отверстия, приводят к турбулизации потока топлива в этом отверстии, вызывающей последующий распад струи топлива. При этом форма линий тока, степень сжатия потока топлива (наименьший диаметр сжатия струи d_c в сечении x , длина участка сжатия l_c , см. рис. 1, б), размеры зоны отрыва, турбулизация потока топлива на выходе из распыливающего отверстия, параметры струи (длина L , ширина B , угол β раскрытия топливного факела, см. рис. 1, а), мелкость распыливания топлива зависят от отношения длины распыливающего отверстия l_p к его диаметру d_p .

Таким образом, очевидно влияние отношения l_p/d_p на характер процессов впрыскивания и распыливания топлива и, в конечном итоге, на экономические и экологические показатели работы транспортных дизелей. Это влияние подтверждается и результатами проведенных экспериментальных исследований [7 – 9]. Но определенный интерес представляет сравнительный анализ указанных показателей в широком диапазоне режимов работы, характерном для транспортных дизелей. Для оценки влияния отношения l_p/d_p на параметры струй распыливаемого топлива при различных режимах работы дизеля проведены экспериментальные исследования геометрических параметров струй распыливаемого топлива, получаемых в разделенной топливной системе дизеля типа ЗиЛ-645, включающей в себя топливный насос высокого давления (ТНВД) Motorpal размерности А (модель 8PVA), нагнетательный топливопровод длиной $L_T = 500$ мм при внутреннем диаметре $d_T = 1,6$ мм

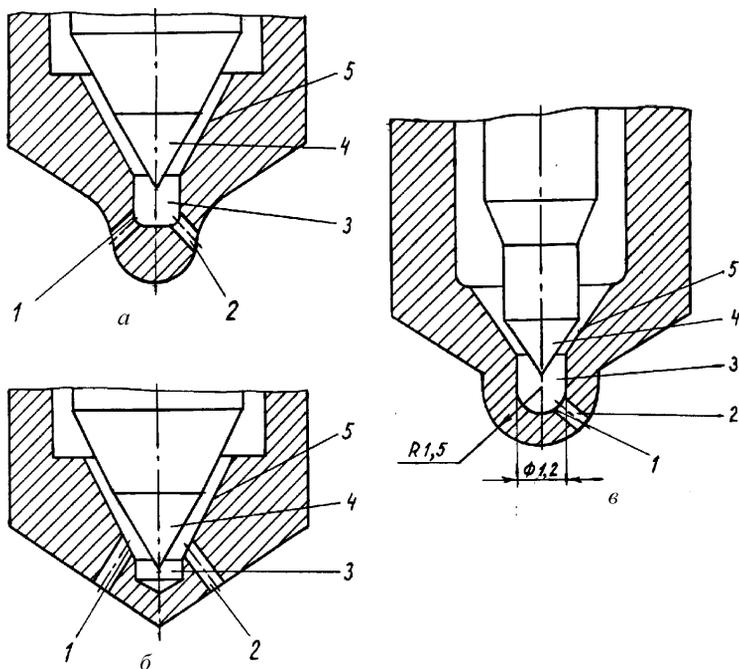


Рис. 2. Варианты исследованных распылителей:

а — распылитель № 834 дизеля типа ЗиЛ-645; *б* — распылитель № 832 дизеля типа ЗиЛ-645; *в* — распылитель № 145 дизеля типа Д-245

и форсунку ЗиЛ-645 с распылителями двух типов (№ 834 и № 832). Конструктивные схемы этих распылителей приведены на рис. 2, *а*, *б*, а некоторые характеристики распылителей — в табл. 1. Оба исследуемых распылителя имеют по два распыливающих отверстия. В распылителе № 834 входные кромки 1 (см. рис. 2, *а*) распыливающих отверстий 2 расположены в объеме 3 полости под иглой 4 форсунки (в колодце распылителя), а в распылителе № 832 — на запирающем конусе седла 5 (см. рис. 2, *б*) иглы 4 форсунки. Эквивалентные проходные сечения распылителей в сборе с иглой составляют $\mu_p f_p = 0,176 \text{ мм}^2$ у распылителя № 834 и $\mu_p f_p = 0,184 \text{ мм}^2$ — у распылителя № 832 при максимальном подъеме иглы $h_{и \max} = 0,24 \text{ мм}$. У исследуемых распылителей распыливающие отверстия выполнены с различной длиной l_p и одним и тем же диаметром $d_p = 0,455 \text{ мм}$. Одинаковы и ряд других параметров распылителей: диаметр канала перед распыливающим отверстием $d_k = 1,2 \text{ мм}$, диаметр запирающей кромки иглы $d_x = 3,0 \text{ мм}$, углы запирающих конусов иглы и седла, соответственно, $\beta_{и} = 60^\circ$ и $\beta_c = 59^\circ$.

Исследования проведены по методике, разработанной в ГТУ МАДИ [2, 10, 11]. Программа испытаний предусматривала исследование гидравлических характеристик распылителей и динамики топливных струй. Топливо впрыскивалось в замкнутый объем (“бомбу”)

Параметры исследуемых распылителей

Характеристики	Распылители			
	№ 834		№ 832	
	Распыливающие отверстия			
	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2
Угол топливных струй в плане α , град	141,5	319,5	140,0	320,0
Угол топливных струй в шатре β , град	26,5	26,5	28,0	28,5
Длина распыливающего отверстия l_p , мм	1,252	0,580	1,516	0,640
Отношение l_p/d_p	2,76	1,28	3,34	1,41
Диаметр распыливающего отверстия d_p , мм	0,455		0,455	
Эквивалентное проходное сечение распылителя в сборе $\mu_p f_p$, мм ²	0,176		0,184	
Максимальный подъем иглы форсунки $h_{и\max}$, мм	0,24		0,24	

с противодавлением $p_{ц} = 1,5$ МПа. Исследовалось три скоростных режима с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{тн} = 1400, 1000$ и 600 мин⁻¹ при цикловой подаче топлива, соответственно $g_{ц} = 48, 46$ и 40 мг. Испытания проводились на дизельном топливе с плотностью $\rho_T = 828$ кг/м³ и вязкостью $\nu_T = 3,3$ мм²/с.

Исследование гидравлических характеристик распылителей проводили в два этапа. На первом этапе были определены эквивалентные проходные сечения распылителей в сборе с иглой $\mu_p f_p$, а на втором — эквивалентные проходные сечения распыливающих отверстий корпуса без иглы $\mu_k f_k$. Опыты проводились по известной методике [2] при истечении топлива в замкнутый объем, заполненный топливом. Конструкция камеры, в которую поступало топливо, позволяла изменять противодавление. При этом режим истечения оценивался числом кавитации $K_c = (p_{впр} - p_{ц})/p_{ц}$ (где $p_{впр}$ — давление впрыскивания, $p_{ц}$ — давление среды, в которую впрыскивается топливо). Полученные таким образом характеристики $\mu_p f_p$ и $\mu_k f_k$ приведены на рис. 3, из которого видно, что корпуса исследуемых распылителей при их проливке без иглы форсунки практически равноценны (т.е. примерно равны эквивалентные проходные сечения $\mu_k f_k$). При установке в корпус распылителя

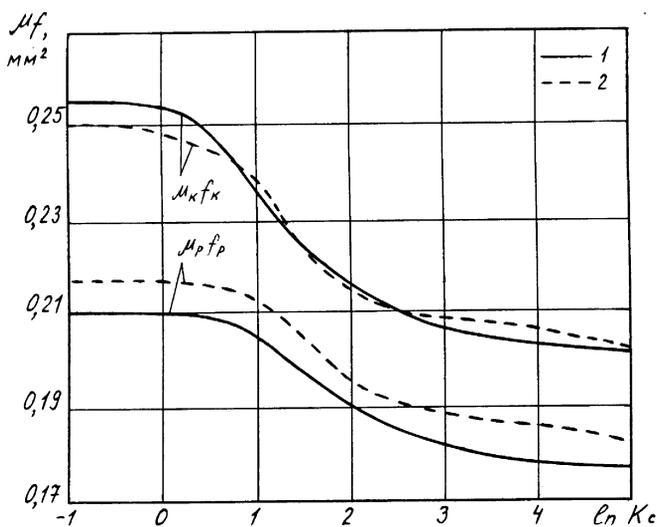


Рис. 3. Гидравлические характеристики распылителей:

1 — распылителя № 834 с $l_p/d_p = 1,28 \dots 2,76$; 2 — распылителя № 832 с $l_p/d_p = 1,41 \dots 3,34$

игл его пропускная способность уменьшается. При истечении в среду без противодействия эквивалентные проходные сечения $\mu_p f_p$ распылителей № 834 и 832 соответственно равны 0,176 и 0,184 мм² (при максимальном подъеме иглы форсунки $h_{\text{и max}} = 0,24$ мм). При увеличении противодействия (уменьшении числа кавитации K_c) эти сечения увеличиваются и достигают величин соответственно 0,21 и 0,216 мм² при значениях $K_c < 1$ (см. рис. 3). Таким образом, при максимальном подъеме иглы форсунки распылитель № 834 имел несколько меньшую эффективную площадь распылителя в сборе с иглой $\mu_p f_p$, чем распылитель № 832, что отчасти обусловлено дополнительными гидравлическими потерями, которые возникают при втекании топлива в подыгольный объем Z распылителя № 834. При небольших подъемах иглы, напротив, меньшие значения $\mu_p f_p$ имеет распылитель № 832, что обусловлено дополнительными потерями в узкой щели между запирающим конусом и седлом при резком повороте потока на входе в распыливающие отверстия.

Результаты безмоторных исследований динамики топливных струй распылителей № 834 и № 832 в камере с противодействием $p_{\text{ц}} = 1,5$ МПа приведены на рис. 4. Оба распылителя имели по два распыливающих отверстия, отличающихся отношением l_p/d_p . Как следует из представленных данных, при работе на режиме с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{\text{тн}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и увеличении l_p/d_p отмечается большая длина L струи топлива во временном интервале $\tau = 0,4 \dots 1,5$ мс у распылителей обоих типов (рис. 4, а и з). Заметна и

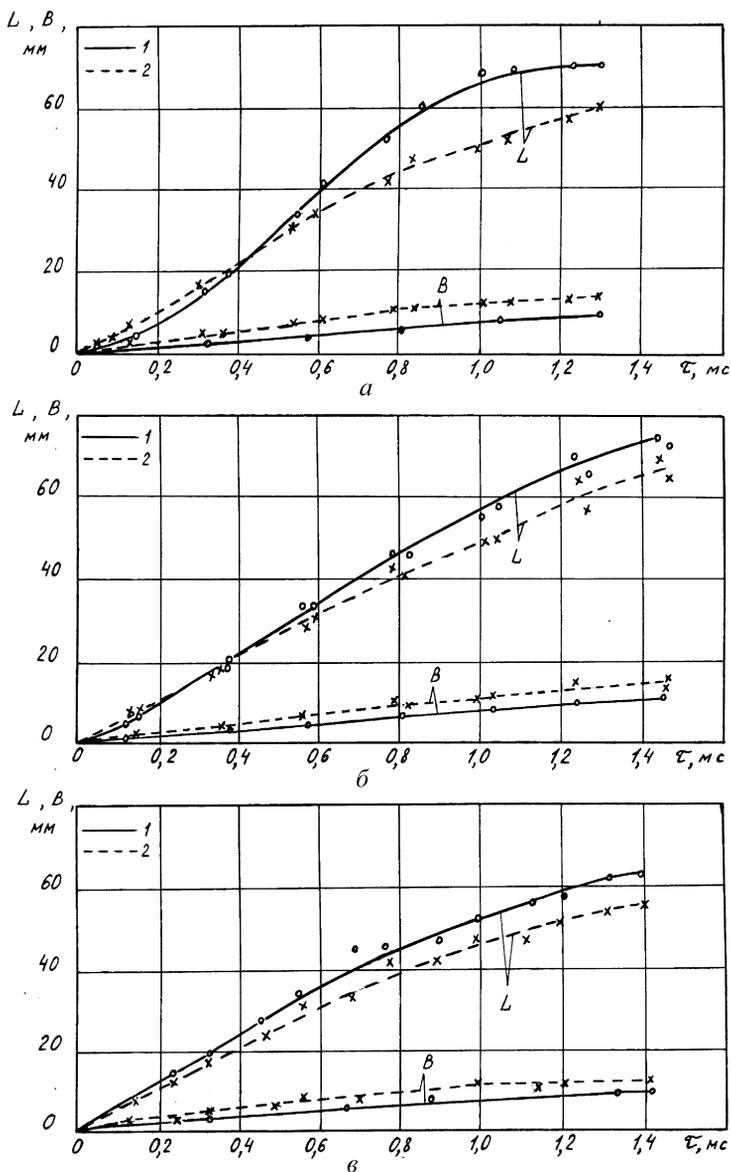


Рис. 4 (начало). Зависимость геометрических характеристик струй распыливаемого топлива от времени τ распыливания на режимах с полной подачей топлива и частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{\text{ТНД}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ (а, з); $n_{\text{ТНД}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (б, д); $n_{\text{ТНД}} = 600 \text{ мин}^{-1}$ (в, е) при использовании распылителей № 834 с различным отношением l_p/d_p (1 — $l_p/d_p = 2,76$; 2 — $l_p/d_p = 1,28$ — а, б, в) и № 832 (1 — $l_p/d_p = 3,34$; 2 — $l_p/d_p = 1,41$ — з, д, е соответственно)

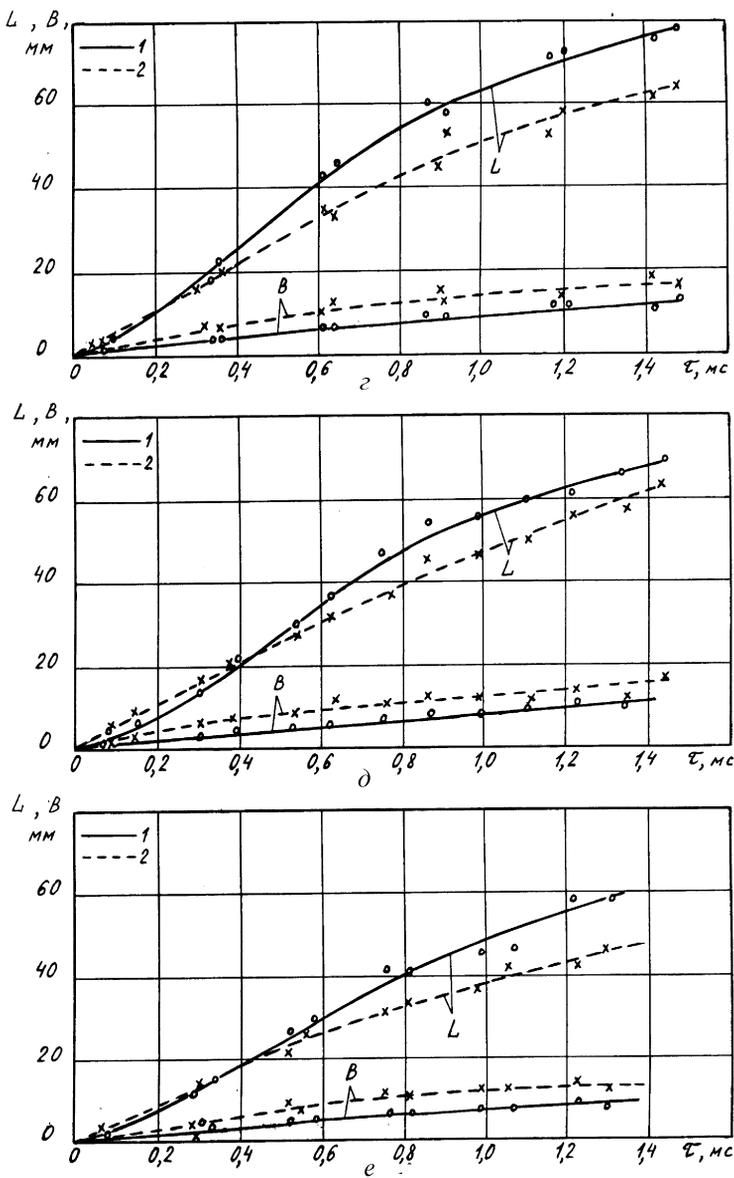


Рис. 4 (окончание)

меньшая (на 4...6 мм) ширина B струи распыливаемого топлива при росте отношения l_p/d_p . У распылителя № 834 к моменту времени $\tau = 1,0$ мс струя топлива, впрыскиваемого через отверстие с $l_p/d_p = 2,76$, проходит путь $L = 66$ мм. Для другой струи с $l_p/d_p = 1,28$ эта величина составляет $L = 51$ мм, т.е. длина струи уменьшается на 23 % (см. рис. 4, а). Такая же картина имеет место и для распылителя № 832, но у этого распылителя при снижении отношения l_p/d_p с 3,34 до 1,41 к моменту времени $\tau = 1,0$ мс относительное уменьшение L

составляет 19 % (см. рис. 4, *з*). Вместе с тем, сравнение ширины топливных струй показывает, что для распылителя № 832 уменьшение L сопровождается увеличением B на 5 мм, а для распылителя № 834 — на 4 мм.

С уменьшением частоты вращения кулачкового вала насоса до $n_{\text{тн}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, отмеченное принципиальное влияние l_p/d_p на длину топливной струи L и ее ширину B сохраняется (рис. 4, *б* и *д*). На этом режиме для распылителя № 834 к моменту времени $\tau = 1,0 \text{ мс}$ относительное изменение L равно 12 %, а для распылителя № 832 — 16 %. При этом для исследуемых распылителей изменение ширины струи топлива, впрыскиваемого через отверстия с различным отношением l_p/d_p , в среднем составило 3...5 мм. Отмеченные зависимости длины L и ширины B струи распыливаемого топлива от отношения l_p/d_p полностью сохраняются и на режиме с $n_{\text{тн}} = 600 \text{ мин}^{-1}$ (см. рис. 4, *в* и *е*).

Приведенные на рис. 4 данные свидетельствуют о том, что более заметное влияние отношения l_p/d_p на длину L и ширину B струи топлива наблюдаются в распылителе № 832, в котором входные кромки 1 (см. рис. 2, *б*) распыливающих отверстий 2 расположены на запирающем конусе седла 5 корпуса форсунки. Однако это влияние довольно значительно и в распылителе № 834 с входными кромками 1 (см. рис. 2, *а*), расположенными в колодце 3. При этом значимые изменения длины L топливной струи наблюдаются при $\tau > 0,4 \text{ мс}$. В начальные моменты времени (при $\tau < 0,4 \text{ мс}$) геометрия топливных струй у исследуемых распылителей слабо зависит от отношения l_p/d_p .

Таким образом, выбирая конструкцию распылителя (отношение l_p/d_p и место расположения входных кромок распыливающих отверстий) можно добиться существенного изменения геометрических параметров топливных струй в течение всего периода впрыскивания при различных частотах вращения коленчатого вала дизеля. Это создает предпосылки для целенаправленной коррекции процессов смесеобразования и сгорания в различных зонах камеры сгорания и достижения оптимизации рабочего процесса дизеля в широком диапазоне его рабочих режимов в целях улучшения экономических и экологических показателей.

Для оценки влияния отношения l_p/d_p распыливающих отверстий форсунок на топливную экономичность двигателя и выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , легких углеводородов CН_x и дымности ОГ) были проведены экспериментальные исследования двигателя Д-245 (4 ЧН 11/12,5) с непосредственным впрыскиванием топлива в камеру сгорания, вы-

пускаемого Минским моторным заводом для тракторов “Беларусь”. Этот же двигатель используется на малотоннажных автомобилях ЗиЛ-5301 “Бычок” и автобусах Павловского автобусного завода “ПАЗ”. Дизель оснащен топливной системой, которая включала ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл} = 10$ мм и их полным ходом $h_{пл} = 10$ мм, топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной $L_T = 540$ мм и форсунки ФДМ-22 производства АО “Куроаппаратура” (Вильнюс), которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{ф0} = 22,0$ МПа. Форсунки поочередно оснащались распылителями типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА), в которых входные кромки 1 (см. рис. 2, в) распыливающих отверстий 2 расположены в объеме 3 полости под иглой 4 форсунки (в колодце распылителя), как это выполнено в описанном ранее распылителе № 834 (см. рис. 2, а). Распылители типа 145.1112110 были выполнены с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p = 0,32$ мм. Разные комплектации распылителей имели различную длину l_p этих отверстий (различное отношение l_p/d_p). Для уменьшения длины распыливающих отверстий в штатном распылителе (см. рис. 2, в) был дообработан носок распылителя: его наружный радиус $R = 1,5$ мм был сначала дообработан до радиуса $R = 1,3$ мм, а затем — до радиуса $R = 1,05$ мм. В результате длина распыливающего отверстия $l_p = 0,9$ мм в исходной комплектации № 1 была снижена до $l_p = 0,7$ мм в комплектации № 2, а затем до $l_p = 0,45$ мм в комплектации № 3 (значения отношений l_p/d_p распыливающих отверстий в исследуемых распылителях составили: в комплектации № 1 — 2,81, в комплектации № 2 — 2,19, в комплектации № 3 — 1,41). Эквивалентные проходные сечения $\mu_p f_p$ распылителей комплектаций № 1, 2 и 3 при максимальном подъеме иглы форсунки $h_{и max} = 0,26$ мм указаны в табл. 2 (приведены значения $\mu_p f_p$ и $h_{и max}$ средние для комплекта распылителей).

Экспериментальные исследования дизеля Д-245 с представленными в табл. 1 и 2 распылителями проведены на моторном стенде АМО “ЗиЛ”. Программа исследований предусматривала работу дизеля на различных установившихся режимах с частотой вращения коленчатого вала n от 760 до 2400 мин⁻¹ и нагрузкой — эффективным крутящим моментом дизеля M_e — от 0 до 360 Н·м. Указанные режимы охватывают широкий диапазон изменения скоростных и нагрузочных режимов, характерный для условий работы транспортного дизеля. Дизель исследовался при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива), обеспечивающем номинальную цикловую подачу $q_{ц} = 90$ мм³ при работе дизеля с распылителями по

Параметры распылителей

№ комплек- тации	Длина распыли- вающих отверстий l_p , мм	Отноше- ние l_p/d_p	Максималь- ный ход иглы $h_{и\max}$, мм	Суммарная эф- фективная площадь рас- пыливающих отверстий до обработки $\mu_p f_p$, мм ²	Суммарная эф- фективная площадь рас- пыливающих отверстий пос- ле обработки $\mu_p f_p$, мм ²
1	0,90	2,81	0,26	0,278	0,278
2	0,70	2,19	0,26	0,290	0,292
3	0,45	1,41	0,26	0,308	0,312

варианту № 1 (модификация 145.1112110) со штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива, равным $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. При изменениях режимов работы дизеля этот угол опережения не изменялся. Первоначально исследования были проведены на режимах внешней скоростной характеристики дизеля в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя n от 1000 до 2400 мин⁻¹. Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Испытания проводили 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. Дымность ОГ измеряли с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения $\pm 1\%$. Концентрации NO_x , CO , CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения указанных компонентов $\pm 1\%$.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245 с различными распылителями, проведенных на режимах внешней скоростной характеристики, показаны на рис. 5. Настройка системы топливоподачи была такова, что требуемые значения эффективной мощности двигателя N_e и эффективного крутящего момента M_e ($M_e = 270$ Н·м при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 1080$ мин⁻¹, $M_e = 353$ Н·м при $n = 1500$ мин⁻¹ и $M_e = 327$ Н·м при $n = 2400$ мин⁻¹) обеспечивались при оснащении форсунок распылителями по варианту № 1 с отношением l_p/d_p , равным 2,81 (сплошные линии, см. рис. 5).

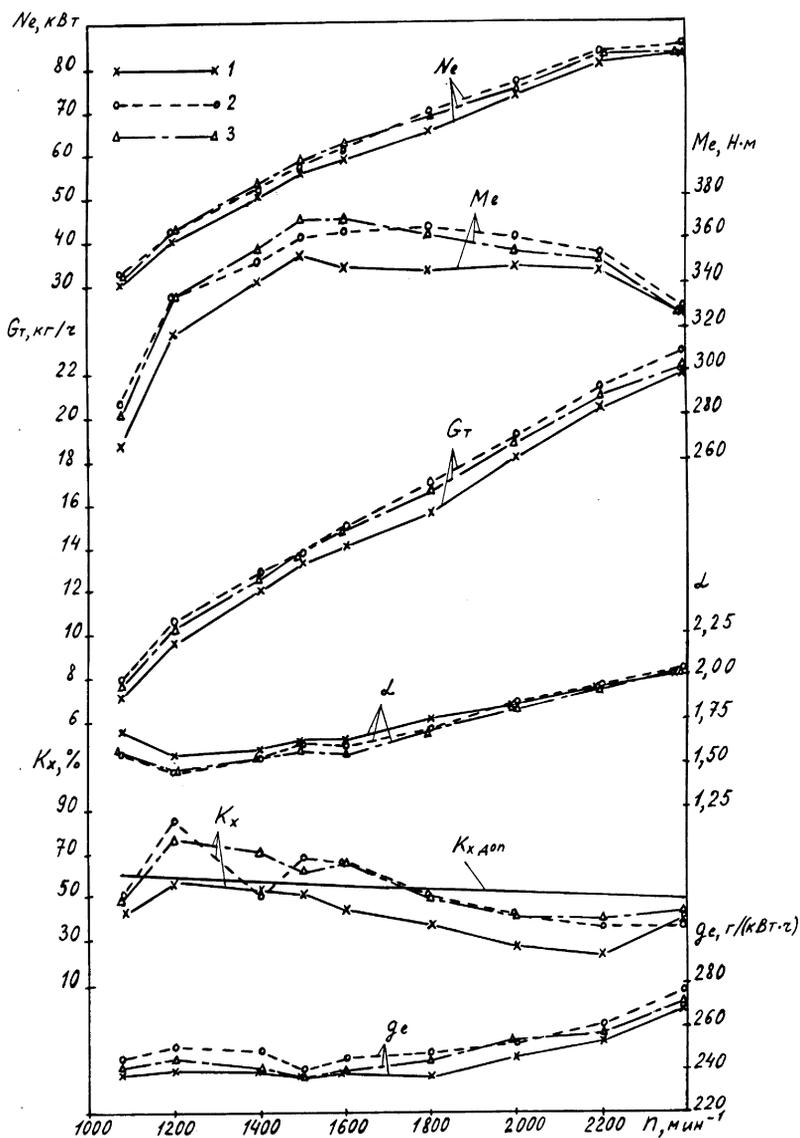


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , расхода топлива G_T , коэффициента избытка воздуха α , дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245 на режимах внешней скоростной характеристики при использовании форсунок с различным отношением l_p/d_p распыливающих отверстий: 1 — $l_p/d_p = 2,81$; 2 — $l_p/d_p = 2,19$; 3 — $l_p/d_p = 1,41$

Установка распылителей по вариантам № 2 ($l_p/d_p = 2,19$, штриховые линии, см. рис. 5) и № 3 ($l_p/d_p = 1,41$, штрих-пунктирные линии, см. рис. 5), отличающихся большим эквивалентным проходным сечением $\mu_p f_p$ (см. табл. 2), привела к заметному росту часового расхода топлива G_T и мощностных показателей дизеля (N_e и M_e) во всем диапазоне исследуемых скоростных режимов.

Удельный эффективный расход топлива двигателя, оснащенного распылителями с отношением $l_p/d_p = 2,81$ (комплектация № 1), в скоростном диапазоне $n = 1080 \dots 1800$ мин⁻¹ сохраняется примерно постоянным и равным $g_e = 240$ г/(кВт·ч), а на номинальном скоростном режиме он возрастает до значения $g_e = 267,6$ г/(кВт·ч) (см. рис. 5). При этом дымность ОГ дизеля не превышает допустимой на режимах внешней скоростной характеристики дымности ОГ $K_{x \text{ доп}}$, ограниченной Правилами 24-03 ЕЭК ООН (на рис. 5 характеристика $K_{x \text{ доп}}$ показана сплошной линией). На номинальном скоростном режиме дымность ОГ составила 35 %.

Как было сказано, распылители с отношениями $l_p/d_p = 2,19$ (комплектация № 2) и $l_p/d_p = 1,41$ (комплектация № 3) отличаются от распылителей по варианту № 1 ($l_p/d_p = 2,81$) большей суммарной эффективной площадью $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий (см. табл. 2). Поэтому при экспериментах на дизеле с неизменным положением упора максимальной подачи топлива установка этих распылителей приводит к значительному росту часового расхода топлива G_T , заметному уменьшению коэффициента избытка воздуха α , увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e и дымности ОГ K_x . В частности, на режиме с $n = 1200$ мин⁻¹ замена распылителей по варианту № 1 ($l_p/d_p = 2,81$) на распылители № 2 и № 3 (l_p/d_p соответственно 2,19 и 1,41) приводит к снижению α с 1,59 до 1,48 и 1,49, росту g_e с 240,2 до 251,9 и 245,3 г/(кВт·ч), повышению K_x с 59 до 85 и 78 % соответственно. Но в результате замены распылителей № 1 на распылители № 2 и № 3 увеличиваются и мощностные показатели дизеля (N_e и M_e). На указанном режиме с $n = 1200$ мин⁻¹ крутящий момент двигателя M_e увеличился с 319 Н·м (при $l_p/d_p = 2,81$) до 336 Н·м (при $l_p/d_p = 2,19$ и $l_p/d_p = 1,41$). На режиме максимального крутящего момента двигателя (при $n = 1500$ мин⁻¹) этот момент увеличился с $M_e = 350$ Н·м (комплектация № 1) до $M_e = 363$ Н·м (комплектация № 2) и $M_e = 370$ Н·м (комплектация № 3).

Экономические и экологические показатели дизеля Д-245 с распылителями различных типов, полученные при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла приведены на рис. 6 и 7, а–в. Данные по часовому расходу топлива G_T , представленные рис. 6, показывают, что при номинальной частоте вращения ($n = 2400$ мин⁻¹) несколько лучшая топливная экономичность (наименьший расход топлива G_T) достигается при использовании распылителей с отношением l_p/d_p распыливающих отверстий, равным 2,81 (комплектация № 1), но это улучшение топливной экономичности незначительно по сравнению с распылителями с $l_p/d_p = 2,19$ (комплектация № 2) и с $l_p/d_p = 1,41$

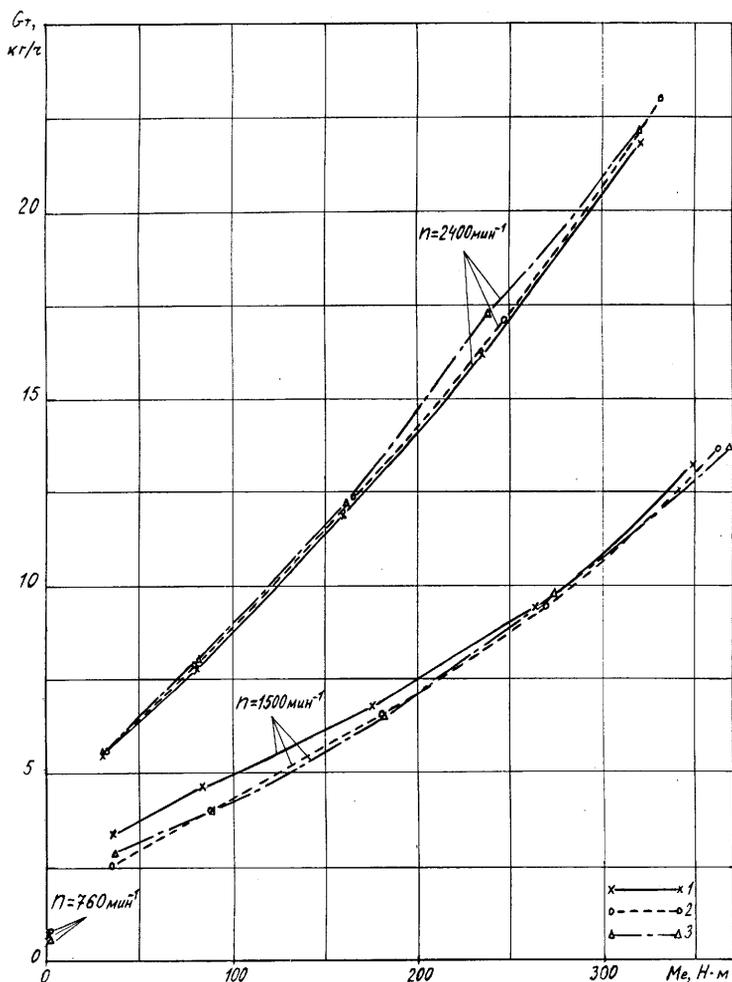


Рис. 6. Зависимость часового расхода топлива G_T от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245, оборудованного форсунками с различным отношением l_p/d_p распыляющих отверстий:

1 — $l_p/d_p = 2,81$; 2 — $l_p/d_p = 2,19$; 3 — $l_p/d_p = 1,41$

(комплектация № 3). На режимах же с частотой вращения максимального крутящего момента ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$), напротив, больше расходуется топлива при установке распылителей по варианту № 1. Расходы топлива исследуемого дизеля, работающего на режиме холостого хода при $n = 760 \text{ мин}^{-1}$, соизмеримы при использовании всех трех комплектаций распылителей.

Определенный интерес представляет сравнительная оценка эксплуатационной топливной экономичности дизеля, оснащенного распылителями с различной длиной распыляющих отверстий. Такая оценка

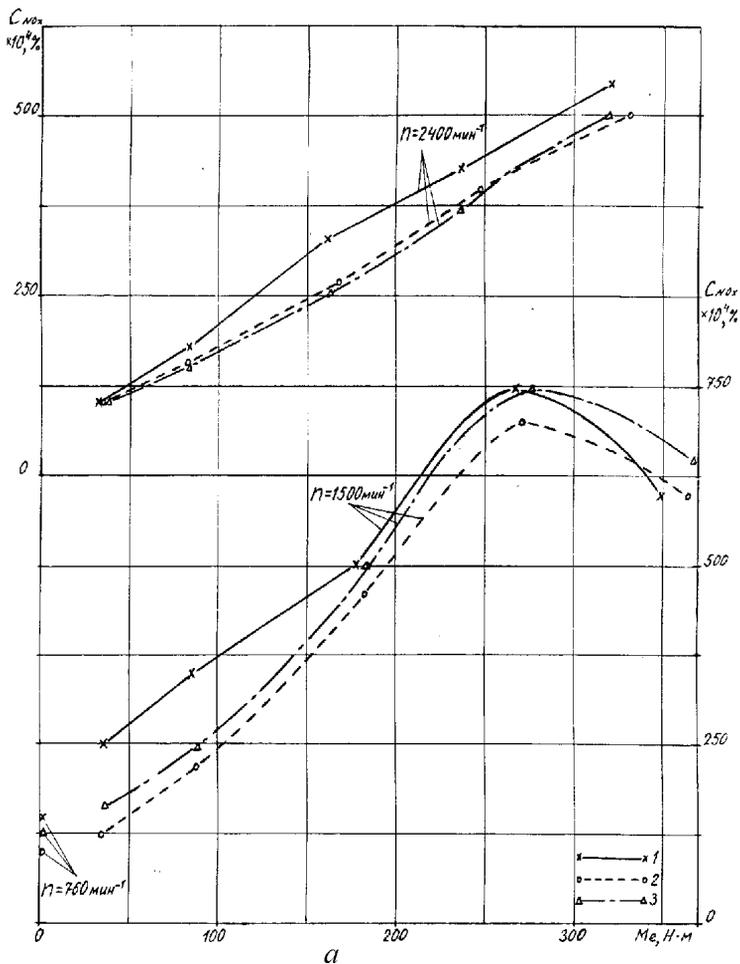


Рис. 7 (начало). Зависимость объемной концентрации в ОГ соответственно оксидов азота C_{NO_x} (а), монооксида углерода C_{CO} (б) и легких углеводородов $C_{CН_x}$ (в) от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245, оборудованного форсунками с различным отношением l_p/d_p распыливающих отверстий:

1 — $l_p/d_p = 2,81$; 2 — $l_p/d_p = 2,19$; 3 — $l_p/d_p = 1,41$

может быть проведена по условному среднему на режимах 13- ступенчатого цикла эффективному расходу топлива, определяемому по выражению [12]:

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

где G_{Ti} — значения часового расхода топлива на i -м режиме, определяемые по рис. 6; K_i — коэффициент, отражающий долю времени

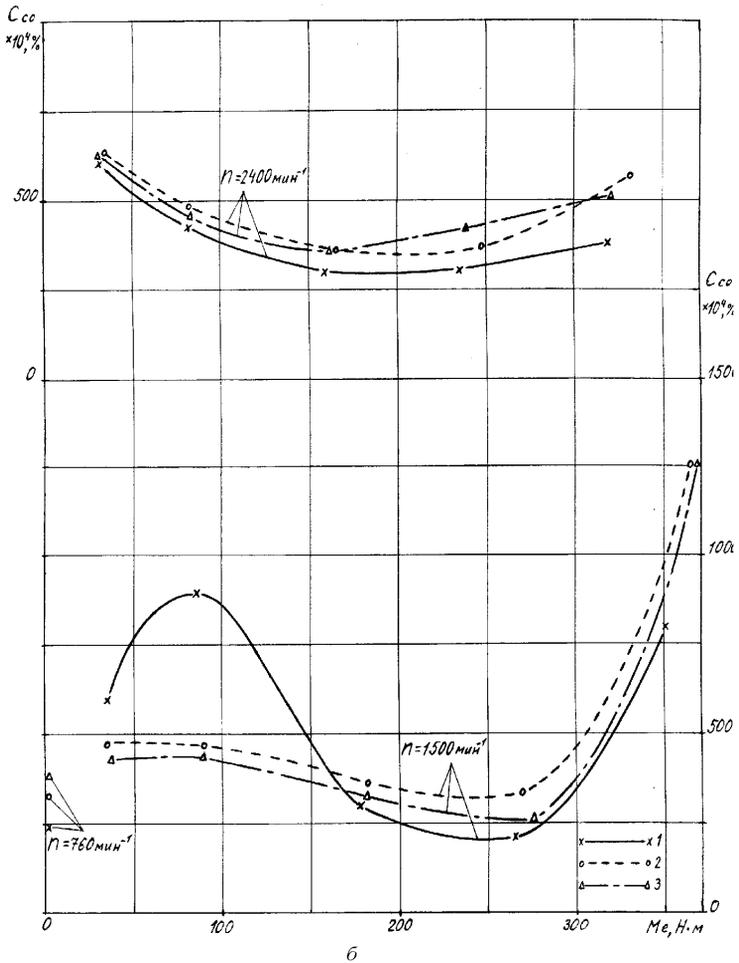


Рис. 7 (продолжение)

каждого режима 13-ступенчатого цикла (весовой фактор); N_{ei} — мощность дизеля на i -м режиме. Расчеты топливной экономичности двигателя с распылителями различных типов проведены по выражению (1) для одних и тех же режимов 13-ступенчатого цикла, на которых испытывался дизель, оснащенный распылителями по варианту № 1. Рассчитанные таким образом значения $g_{e\text{усл}}$ для дизеля с распылителями трех исследуемых типов представлены в табл. 3

Приведенные в табл. 3 расчетные величины $g_{e\text{усл}}$ свидетельствуют о том, что устанавливая распылители по вариантам № 2 и 3, можно снизить условный расход топлива соответственно на 2,1 и 2,6 % по сравнению с расходом топлива, получаемом при установке распылителей по варианту № 1.

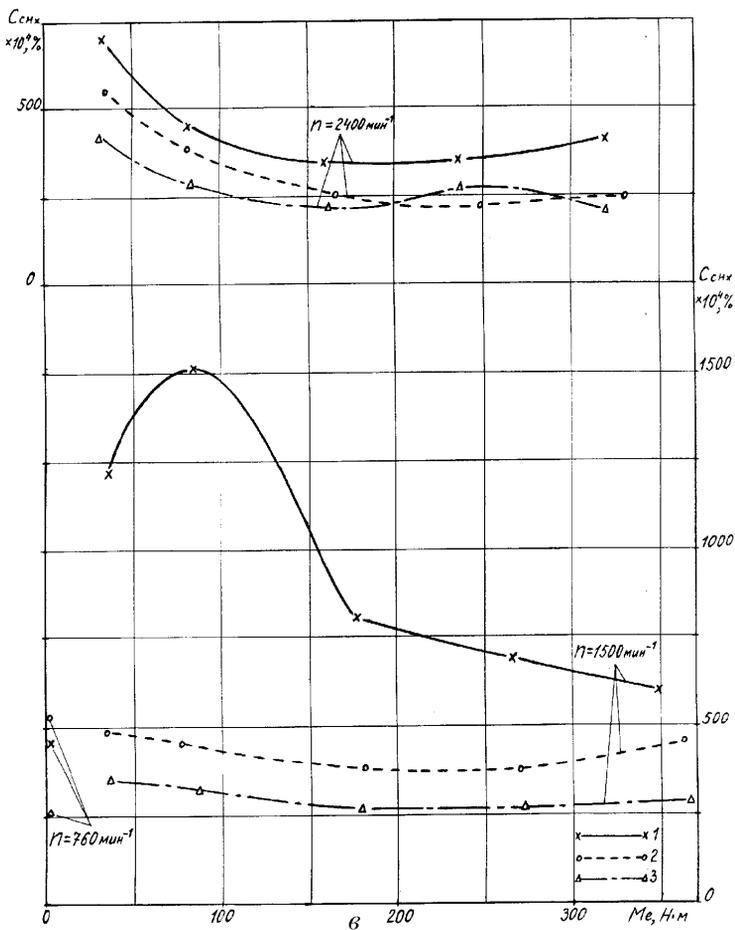


Рис. 7 (окончание)

Длина распыляющих отверстий форсунок оказывает значительное влияние и на эмиссию токсичных компонентов ОГ. Положительным эффектом уменьшения длины распыляющих отверстий является уменьшение содержания в ОГ оксидов азота NO_x , отмечаемое на большинстве режимов исследуемого дизеля (см. рис. 7, а). В частности, на режиме с частотой вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузкой $M_e = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} снижается с 0,0375 % при использовании распылителей по варианту № 1 до 0,027 % и 0,024 % при установке распылителей по вариантам № 3 и № 2 соответственно. Однако, на режиме максимального крутящего момента (при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$), вносящем наибольший вклад ($K_i = 25 \%$) в интегральные показатели токсичности ОГ, наименьшую концентрацию NO_x обеспечивают распылители по варианту № 1. Поэтому интегральные удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NO_x} ,

Показатели дизеля Д-245 с различными распылителями

Распылитель	Условный средний расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла, $g_{e\text{ усл}}$, г/(кВт·ч)	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов при работе по 13-ступенчатому циклу, г/(кВт·ч)		
		e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
№ 1 ($l_p/d_p = 2, 81$)	268,3	6,439	4,464	2,958
№ 2 ($l_p/d_p = 2, 19$)	262,7	6,252 (5,775)	5,336 (5,730)	1,736 (1,767)
№ 3 ($l_p/d_p = 1, 41$)	261,2	6,451 (5,995)	4,919 (5,565)	1,185 (1,213)
Требования норм EURO-2	—	7,0	4,0	1,1

Пр и м е ч а н и е. Интегральные выбросы токсичных компонентов, подсчитанные для режимов 13-ступенчатого цикла, на которых исследовался дизель с распылителями по варианту № 1, приведены без скобок; с распылителями данной комплектации — в скобках.

рассчитанные по выражению

$$e_{\text{NO}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (E_{\text{NO}_{x_i}} K_i)}{\sum_{i=1}^{13} (N_{e_i} K_i)} \quad (2)$$

($E_{\text{NO}_{x_i}}$ — массовый выброс NO_x (г/ч) на i -м режиме, определяемый по значениям C_{NO_x} , см. рис. 7, а), для трех исследуемых комплектаций оказались соизмеримыми и удовлетворяющими требованиям стандарта EURO-2 по выбросам этого токсичного компонента ОГ (см. табл. 3).

Влияние длины распыливающих отверстий форсунок на концентрацию в ОГ монооксида углерода CO носит противоречивый характер (см. рис. 7, б). Использование штатных распылителей (комплектация № 1) приводит к аномальному содержанию CO в ОГ на режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($C_{\text{CO}} = 0,09\%$). Использование распылителей с меньшей длиной распыливающих отверстий позволяет устранить такую высокую концентрацию CO: установка распылителей по вариантам № 2 ($l_p/d_p = 2, 19$) и № 3 ($l_p/d_p = 1, 41$) приводит к уменьшению содержанию CO в ОГ на режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до 0,048 и 0,0435 %, т.е. в 1,9 и 2,1 раза по сравнению с установкой распылителей по варианту № 1. Однако на большинстве остальных режимов предпочтительные результаты дает установка распылителей по варианту № 1. Особенно это заметно на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Поэтому расчет

интегральных удельных массовых выбросов монооксида углерода e_{CO} по выражению

$$e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (E_{CO_i} K_i)}{\sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i)} \quad (3)$$

(E_{CO_i} — массовый выброс CO (г/ч) на i -м режиме, определяемый по значениям C_{CO} , см. рис. 7, б) показал, что использование комплектаций № 2 и № 3 приводит к росту e_{CO} по сравнению с комплектацией № 1. Удельный массовый выброс CO увеличивается при этом на 19,5 и 10,2 % (соответственно при установке комплектаций № 2 и № 3 по сравнению с комплектацией № 1, см. табл. 3). Причем, при определении значений e_{CO} для трех исследуемых комплектаций расчет проводился для режимов 13-ступенчатого цикла, на которых исследовался дизель с распылителями, установленными по варианту № 1, поскольку, как было указано, применение распылителей по вариантам № 2 и № 3 приводит к значительному росту расхода топлива, чрезмерному снижению коэффициента избытка воздуха и резкому росту эмиссии продуктов неполного сгорания топлива (в том числе CO). Поэтому для корректности сравнения интегральных показателей токсичности ОГ, обеспечиваемых распылителями различных типов, их расчеты проводились не для режимов 13-ступенчатого цикла, на которых исследовался дизель с распылителями данной комплектации (в табл. 3 результаты таких расчетов указаны в скобках), а на одних и тех же нагрузочных режимах. Эти расчеты показали, что требования стандарта EURO-2 по выбросам этого токсичного компонента ОГ не обеспечиваются ни одной из исследуемых комплектаций распылителей (см. табл. 3).

Наиболее значительное влияние длина распыливающих отверстий форсунок оказывает на концентрацию в ОГ другого продукта неполного сгорания топлива — легких углеводородов CH_x (см. рис. 7, в). На всех рассматриваемых режимах установка распылителей по варианту № 1 ($l_p/d_p = 2,81$) приводит к значительному увеличению содержания CH_x в ОГ, а на режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$ отмечается их аномальное содержание ($C_{CH_x} = 0,152 \%$). Установка распылителей с меньшей длиной распыливающих отверстий позволяет устранить указанную экстремальную концентрацию легких углеводородов и заметно снизить содержание CH_x в ОГ на всех исследуемых режимах. Так, установка распылителей по вариантам № 2 ($l_p/d_p = 2,19$) и № 3 ($l_p/d_p = 1,41$) приводит к уменьшению концентрации CH_x в ОГ на режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до 0,045 и 0,0315 %, т.е. в 3,4 и 4,8 раза по сравнению с установкой распылителей по варианту № 1. По-видимому, это объясняется тем, что при форсировании топливной аппа-

ратуры по давлению впрыскивания длина L струй топлива чрезмерно увеличилась и часть топлива стала попадать на относительно холодные стенки камеры сгорания (КС), что и явилось причиной значительного увеличения C_{CH_x} . Уменьшение длины распыливающих отверстий в распылителях по вариантам № 2 и № 3 вызывает сокращение длины топливных струй (см., например, рис. 4), уменьшение количества топлива, попадающего на стенки КС, и, следовательно, уменьшение концентрации CH_x в ОГ. Кроме того, уменьшение l_p/d_p увеличивает ширину B струи топлива (струя становится более “рыхлой”) и выравнивает локальные значения коэффициента избытка воздуха α в зоне смешения топлива и воздуха.

Расчет интегральных удельных массовых выбросов легких углеводородов e_{CH_x} , проведенный по выражению

$$e_{\text{CH}_x} = \sum_{i=1}^{13} (E_{\text{CH}_{xi}} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i) \quad (4)$$

($E_{\text{CH}_{xi}}$ — массовый выброс CH_x (г/ч) на i -м режиме, определяемый по значениям C_{CH_x} , см. рис. 7, в), подтвердил значительное преимущество установки распылителей по вариантам № 2 и № 3 с точки зрения выбросов e_{CH_x} . Так, замена распылителей по варианту № 1 ($l_p/d_p = 2,81$) на распылители по вариантам № 2 ($l_p/d_p = 2,19$) и № 3 ($l_p/d_p = 1,41$) сопровождается уменьшением удельного выброса e_{CH_x} с 2,958 до 1,736 и 1,185 г/(кВт·ч), т.е. в 1,7 и 2,5 соответственно. Но при этом требования стандарта EURO-2 по выбросам CH_x с ОГ не обеспечивает ни одна из исследуемых комплектаций распылителей (см. табл. 3).

Таким образом, анализ интегральных показателей топливной экономичности и токсичности ОГ, соответствующих работе двигателя на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, показывает, что оснащение исследуемого дизеля распылителями с уменьшенной длиной распыливающих отверстий (комплектации № 2 и № 3) позволяет снизить расход топлива (на 2,1–2,6 %) и значительно сократить выбросы легких углеводородов CH_x с ОГ (в 1,7–2,5 раза). При этом выбросы оксидов азота NO_x с ОГ у всех трех исследуемых комплектаций оказываются примерно одинаковыми и удовлетворяющими требованиям стандарта EURO-2 по выбросам этого токсичного компонента ОГ. Но при использовании распылителей с уменьшенной длиной распыливающих отверстий имеет место некоторое увеличение эмиссии монооксида углерода CO (на 10,2–19,5 %), причем, требования стандарта EURO-2 по выбросам этого компонента ОГ не обеспечиваются ни одной из исследуемых комплектаций распылителей. Для достижения требуемых интегральных показателей эмиссии продуктов неполного сгорания топ-

лива (CO , CH_x) необходимо дальнейшее совершенствование процессов подачи и распыливания топлива, которое должно предусматривать, в частности, оптимизацию сочетаний отношения l_p/d_p с объемной скоростью плунжера.

Результаты проведенных исследований подтвердили возможность оптимизации геометрических характеристик топливных струй путем изменения отношения l_p/d_p и их согласования с формой камеры сгорания в широком диапазоне режимов работы транспортного дизеля. При этом показана существенная зависимость экономических и экологических показателей дизеля от конструкции распылителя форсунки. Подтверждена возможность улучшения топливной экономичности и значительного снижения эмиссии легких углеводородов при использовании распылителей с уменьшенной длиной распыливающих отверстий. Для достижения требуемых интегральных показателей дизеля по токсичности ОГ необходима комплексная оптимизация давления впрыскивания, параметров распылителя форсунки и формы камеры сгорания дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Д в и г а т е л и внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Т о п л и в н ы е системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
3. М а р к о в В. А., Б а ш и р о в Р. М., Г а б и т о в И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2002. – 360 с.
4. К у л ь ч и ц к и й А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. – 256 с.
5. К у т о в о й В. А. Впрыск топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1981. – 119 с.
6. Л ы ш е в с к и й А. С. Системы питания дизелей. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
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.
8. Р а с п ы л и в а н и е жидкостей / Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Кличко, Б.В. Новиков и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.
9. П а ю с о в В. И., Л у к и н Ю. А., В л а с о в а Н. К. Влияние относительной длины распыливающих отверстий форсунки на развитие топливного факела в форсированном быстроходном дизеле // “Совершенствование и создание форсированных двигателей”: Сб. – Труды ЦНИДИ. – 1982. – С. 73–78.
10. О р г а н и з а ц и я подачи и распыливания топлива в дизеле с несимметричным расположением форсунки / В.И. Мальчук, В.И. Трусов, Н.С. Алехин и др. // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 11. – С. 2–4.
11. Л у к а н и н В. Н., М а л ь ч у к В. И. Коррекция подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 27–30.

Статья поступила в редакцию 25.10.2003



Владимир Анатольевич Марков родился в 1958 г., окончил в 1981 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Теплофизика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 150 научных работ в области автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания.

V.A. Markov (b. 1958) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1981. D. Sc. (Eng.) professor of “Heat Physics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 150 publications in the field of automatic adjustment of internal combustion engines.



Сергей Николаевич Девянин родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ). Канд. техн. наук, зам. директора по науке научно-производственного предприятия “Агродизель”. Автор более 40 научных работ в области топливopодачи дизелей.

S.N. Devyanin (b. 1954) graduated from the Moscow Institute for Vehicles and Roads (MADI) in 1976. Ph. D. (Eng.), deputy director on science of the Scientific and Production Enterprise “Agrodiesel”. Author of over 40 publications in the field of fuel supply of diesel engines.



Валерий Иванович Мальчук родился в 1941 г., окончил в 1966 г. Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ). Канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник Государственного технического университета “Московский автомобильно-дорожный институт” (ГТУ “МАДИ”). Автор более 60 научных работ в области топливopодачи дизелей.

V.I. Malchuk (b. 1941) graduated from the Moscow Institute for Vehicles and Roads (MADI) in 1966. Ph. D. (Eng.), leading researcher of the State Technical University “Moscow Institute for Vehicles and Roads” (GTU “MADI”). Author of over 60 publications in the field of fuel supply of diesel engines.