

В. А. Марков, С. Н. Девянин,
А. В. Тихонов

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Исследовано влияние числа распыливающих отверстий форсунки и их проходного сечения на параметры процесса топливоподачи и показатели транспортного дизеля. Показана возможность улучшения экономических и экологических показателей дизеля путем оптимизации числа распыливающих отверстий форсунки.

Проблемы сохранения природных ресурсов и улучшения экологического состояния окружающей среды становятся все более острыми. Поэтому основные требования, предъявляемые к транспортным и автотракторным дизелям в настоящее время, — это требования к их экономическим и экологическим показателям [1–3]. Удовлетворение этих требований возможно только при внедрении мероприятий, улучшающих качество рабочего процесса двигателей. Одним из наиболее эффективных средств воздействия на рабочий процесс дизеля является совершенствование процесса топливоподачи. Это обусловлено тем, что топливоподача во многом предопределяет характер протекания последующих процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива и, следовательно, топливную экономичность дизеля и токсичность его отработавших газов (ОГ).

Таким образом, конструктивные особенности топливоподающей аппаратуры дизелей оказывают существенное влияние на их экономические и экологические показатели. Одним из наиболее важных элементов топливоподающей аппаратуры является распылитель форсунки системы топливоподачи [4–6]. От конструкции распылителя в значительной степени зависят такие параметры процесса топливоподачи, как максимальное и среднее давление впрыскивания, его продолжительность, длина и угол конуса струй распыливаемого топлива, мелкость его распыливания. При этом для достижения наилучших показателей процесса топливоподачи необходима оптимизация конструктивных элементов распылителя форсунки: площади сечения распыливающих отверстий, их числа, расположения сопловых каналов и т.д. В частности, увеличить давление впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля можно, уменьшая эффективную площадь распыливающих отверстий форсунки $\mu_p f_p$. Это подтвердили и расчетные исследования, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана, результаты которых приведены на рис. 1 [7].

Как следует из приведенных на рис. 1 характеристик системы топливоподачи с перспективным топливным насосом высокого давления (ТНВД) Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА) и форсунками ФД-22 с эффективной площадью распыливающих отверстий $\mu_p f_p = 0,30$ и $0,22 \text{ мм}^2$, при уменьшении $\mu_p f_p$ в указанном диапазоне максимальное давление впрыскивания повышается примерно в 2 раза. Однако при чрезмерном уменьшении площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий форсунки возможно недопустимое затягивание процесса впрыскивания топлива. В частности, расчетные исследования показали, что в системе топливоподачи с диаметром плунжера $d_{пл} = 9 \text{ мм}$ и ходом плунжера $h_{пл} = 10 \text{ мм}$,

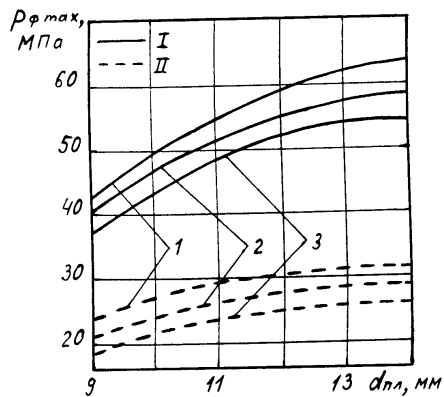


Рис. 1. Зависимости максимального давления впрыскивания $p_{ф max}$ от эффективной площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий форсунки при различных диаметрах $d_{пл}$ и ходах $h_{пл}$ плунжера ТНВД:

I — $\mu_p f_p = 0,22 \text{ мм}^2$; II — $\mu_p f_p = 0,30 \text{ мм}^2$; 1, 2 и 3 — $h_{пл} = 15, 12$ и 10 мм соответственно

работающей на режиме с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{тн} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей топлива $q_{ц} = 120 \text{ мм}^3$, уменьшение площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий с $0,30$ до $0,15 \text{ мм}^2$ сопровождается ростом максимального давления впрыскивания с 23 до 52 МПа и увеличением продолжительности впрыскивания $\varphi_{впр}$ с 14 до 28° поворота кулачкового вала (п.к.в.). Это приводит к уменьшению периода времени, отводимого на процесс сгорания топлива, что может отрицательно сказаться на экономических и экологических показателях дизеля.

Исследования струйных форсунок показали, что с уменьшением эффективной площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий (диаметра канала d_p) в некотором диапазоне улучшается мелкоствольность распыливания топлива. Так, исследования [8] струйной форсунки с распыливающими отверстиями различного диаметра при проливке распылителя газойлем показали, что снижение d_p с $0,8$ до $0,4 \text{ мм}$ сопровождается уменьшением среднего диаметра капель с 25 до 19 мкм (рис. 2). Однако, как отмечено ранее, такое снижение d_p также имеет некоторые ограничения.

Таким образом, одним из путей улучшения показателей дизеля является оптимизация числа i_p распыливающих отверстий форсунки при варьировании их диаметра d_p и суммарной эффективной площади их поперечного сечения $\mu_p f_p$. Причем, поскольку транспортные дизели

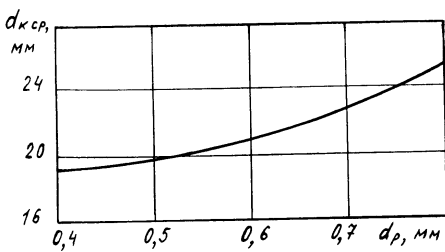


Рис. 2. Зависимость среднего диаметра капли топлива $d_{к ср}$ от диаметра d_p распыливающего отверстия

работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, оптимальное количество распыливающих отверстий i_p на различных режимах работы может изменяться.

Для оценки влияния конструкции распылителя форсунки на экономические и экологические показатели дизеля проведены экспериментальные исследования двигателя Д-245 (4 ЧН 11/12,5) с непосредственным впрыскиванием топлива в камеру сгорания, выпускаемого Минским моторным заводом для тракторов “Беларусь”. Этот же двигатель используется на малотоннажных автомобилях завода им. Лихачева ЗиЛ-5301 “Бычок” и автобусах Павловского автобусного завода “ПАЗ”. Дизель был 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 различными распылителями производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). Исследовались распылители трех типов с различным числом i_p распыливающих отверстий, отличающихся их суммарной эффективной площадью $\mu_p f_p$. Некоторые характеристики этих распылителей приведены в табл. 1 и 2.

Экспериментальные исследования дизеля Д-245 с приведенными 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 скоростей и нагрузок, характерных для условий работы транспортного дизеля. Дизель исследовали при неизменном положении упора максимальной подачи топлива, обеспечивающем номинальную цикловую подачу $q_{ц} = 90$ мм³ при работе дизеля с пятисопловыми распылителями по варианту № 1 (модификация 145.1112110) со штатным для исследуемого дизеля установоч-

Параметры распылителей

№ распылителя	Маркировка	Диаметр распыливающих отверстий d_p , мм	Число распыливающих отверстий i_p	Максимальный ход иглы $h_{и}$, мм	Суммарная эффективная площадь распыливающих отверстий $\mu_p f_p$, мм ²
1	145.1112110	0,32	5	0,26	0,278
2	11.1112110	0,34	4	0,23	0,210
3	16.1112110	0,34	3	0,23	0,165

Примечание. Величины $\mu_p f_p$ приведены при максимальном подъеме иглы форсунки; значения $h_{и}$ и $\mu_p f_p$ — средние для комплекта распылителей.

Таблица 2

Расположение распыливающих отверстий

№ распылителя	№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град	Угол наклона относительно оси распылителя, град
1	1	8	62
	2	90	71,5
	3	172	62
	4	237	52
	5	303	52
2	1	32	68
	2	148	68
	3	231	52
	4	309	52
3	1	30	81
	2	150	81
	3	270	37

ным углом опережения впрыскивания топлива, неизменным и равным $\theta = 13^\circ$ п.к.в., до верхней мертвой точки (ВМТ). На первом этапе исследования проводились на режимах внешней скоростной характеристики дизеля в диапазоне частот вращения коленчатого вала n от 1000 до 2400 мин⁻¹. Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. 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 определяли газоанализатором

ром 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, приведены на рис. 3. Установка распылителей по варианту № 1 с пятью сопловыми каналами обеспечивает приемлемое протекание внешней скоростной характеристики двигателя (сплошные линии на рис. 3): на режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 1080 \text{ мин}^{-1}$ двигатель развивает крутящий момент $M_e = 270 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — максимальный крутящий момент $M_e = 353 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а номинальный крутящий момент (при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) $M_e = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (номинальная мощность $N_e = 82,2 \text{ кВт}$).

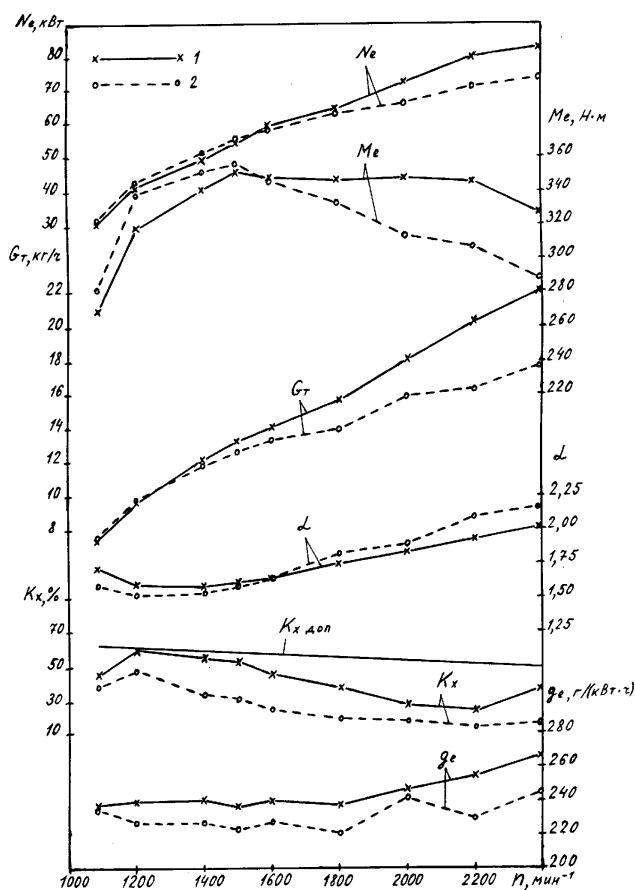


Рис. 3. Зависимости эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , расхода топлива G_T , коэффициента избытка воздуха α , дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245 на режимах внешней скоростной характеристики при использовании форсунок с пятью (1) и четырьмя (2) распыляющими отверстиями

На режимах внешней скоростной характеристики с частотами вращения $n = 1080 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$ удельный эффективный расход топлива двигателя, оснащенного распылителями по варианту № 1, сохраняется примерно постоянным и равным $g_e = 240 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, а на номинальном скоростном режиме он возрастает до $g_e = 267,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. При этом дымность ОГ дизеля не превышает допустимого значения на режимах внешней скоростной характеристики дымности ОГ $K_{x \text{ доп}}$, ограниченной Правилами 24-03 ЕЭК ООН (на рис. 3 характеристика $K_{x \text{ доп}}$ показана сплошной линией). Максимальная дымность ОГ ($K_x = 59\%$) отмечена на режиме с $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, а на номинальном режиме она оказалась равной $K_x = 35\%$.

Распылители по варианту № 2 с четырьмя сопловыми каналами отличаются от распылителей по варианту № 1 с пятью сопловыми каналами меньшей суммарной эффективной площадью $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий (соответственно $0,210$ и $0,278 \text{ мм}^2$). Поэтому при оснащении двигателя распылителями по варианту № 2 имеет место некоторое увеличение времени процесса топливоподачи и уменьшение часового расхода топлива G_T (см. штриховые кривые на рис. 3) практически во всем исследуемом скоростном диапазоне (при $n > 1300 \text{ мин}^{-1}$). В результате на этих режимах отмечено уменьшение эффективной мощности двигателя N_e и крутящего момента M_e , достигающее на номинальном режиме 12% (с $M_e = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при использовании распылителей по варианту № 1 до $M_e = 288 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при установке распылителей по варианту № 2). В результате замены пятисопловых распылителей на четырехсопловые удельный эффективный расход топлива g_e снижается на всех исследуемых скоростных режимах. В диапазоне скоростных режимов $n = 1200 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$ он уменьшился на $12 \dots 20 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ — до $g_e = 220 \dots 228 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. На номинальном режиме уменьшение расхода топлива составило $22,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ — с $267,6$ до $244,8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, что обусловлено соответствующим увеличением коэффициента избытка воздуха α с $2,00$ до $2,16$ (см. рис. 3).

Из-за увеличения коэффициента избытка воздуха на режимах внешней скоростной характеристики замена пятисопловых распылителей на четырехсопловые сопровождается и значительным снижением дымности ОГ во всем исследуемом скоростном диапазоне. В частности, на номинальном режиме дымность ОГ K_x снизилась с 35 до 15% .

Установка распылителей по варианту № 3 с тремя сопловыми каналами с суммарной эффективной площадью распыливающих отверстий $\mu_p f_p = 0,165 \text{ мм}^2$ еще в большей степени сокращает часовой расход топлива. На режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ расход топлива снизился до $G_T = 11,55 \text{ кг/ч}$, а на номи-

нальном скоростном режиме при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — до $G_T = 16,43 \text{ кг/ч}$. Одновременно из-за значительного увеличения времени процесса топливоподачи наблюдалось повышенное дымление дизеля и резкое увеличение удельного эффективного расхода топлива, достигающего на номинальном скоростном режиме величины $g_e = 340,9 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. В результате значительно уменьшились мощность N_e и крутящий момент M_e двигателя на режимах с максимально возможной подачей топлива. Так, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ крутящий момент снизился на 26 % (с $M_e = 353 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при распылителях по варианту № 1 до $M_e = 260 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при распылителях по варианту № 3), а на номинальном режиме — на 41 % (с $M_e = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при распылителях по варианту № 1 до $M_e = 192 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — при распылителях по варианту № 3). Поэтому экспериментальные исследования дизеля Д-245 с распылителями по варианту № 3 на режимах внешней скоростной характеристики в полном объеме не проводились.

Для сравнительной оценки экономических и экологических показателей дизеля Д-245 с различными распылителями на других эксплуатационных режимах были проведены его экспериментальные исследования на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Результаты этих исследований приведены на рис. 4, *a–г*.

Анализ характеристик расхода топлива G_T , приведенных на рис. 4, *a*, показывает, что номинальный режим с частотой вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ($M_e = 320 \text{ Н}\cdot\text{м}$) обеспечивается только при использовании распылителей по варианту № 1 с пятью сопловыми каналами, а нагрузочный режим с 75 %-ной нагрузкой ($M_e = 236 \text{ Н}\cdot\text{м}$) обеспечивается распылителями по вариантам № 1 и 2 (сплошные и штриховые кривые на рис. 4). Распылитель по варианту № 3 (штрих-пунктирные кривые на рис. 4) позволяет достичь только 60 %-ной нагрузки ($M_e = 192 \text{ Н}\cdot\text{м}$), но при этом во всем диапазоне нагрузочных режимов предпочтительна работа с распылителями по вариантам № 1 и 2. Лишь на режиме с 10 %-ной нагрузкой ($M_e = 32 \text{ Н}\cdot\text{м}$) расход топлива примерно одинаков при использовании всех трех комплектаций распылителей.

На скоростном режиме при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и высоких нагрузках на двигатель ($M_e = 200 \dots 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$) наилучшая топливная экономичность наблюдается при использовании распылителей по вариантам № 1 и 2. На режимах со средними нагрузками ($M_e = 100 \dots 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$) наименьший расход топлива имеет место при установке распылителя по варианту № 2. На режимах с малыми нагрузками ($M_e < 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$) наилучшие показатели по расходу топлива обеспечивают распылители по вариантам № 2 и 3. Это объясняется тем, что при пониженной частоте вращения ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) и малых подачах топлива ($q_{ц} < 40 \text{ мм}^3$)

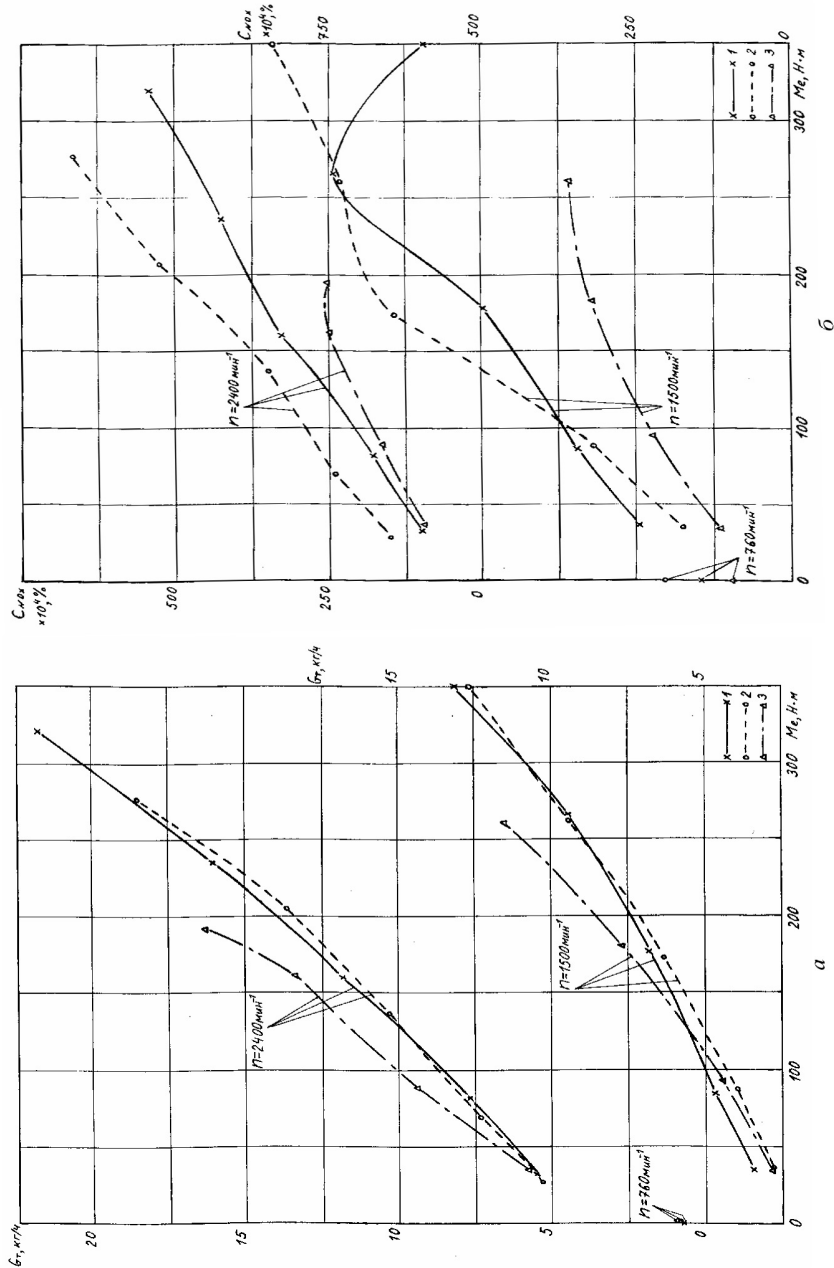


Рис. 4 (начало). Зависимости часовой расхода топлива C_T (а), объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (б), монооксида углерода C_{CO} (в) и легких углеводородов C_{CH_x} (г) от нагрузочного режима (эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245, оборудованного форсунками с пятью (1), четырьмя (2) и тремя (3) распыливающими отверстиями на режимах с различной частотой вращения n коленчатого вала

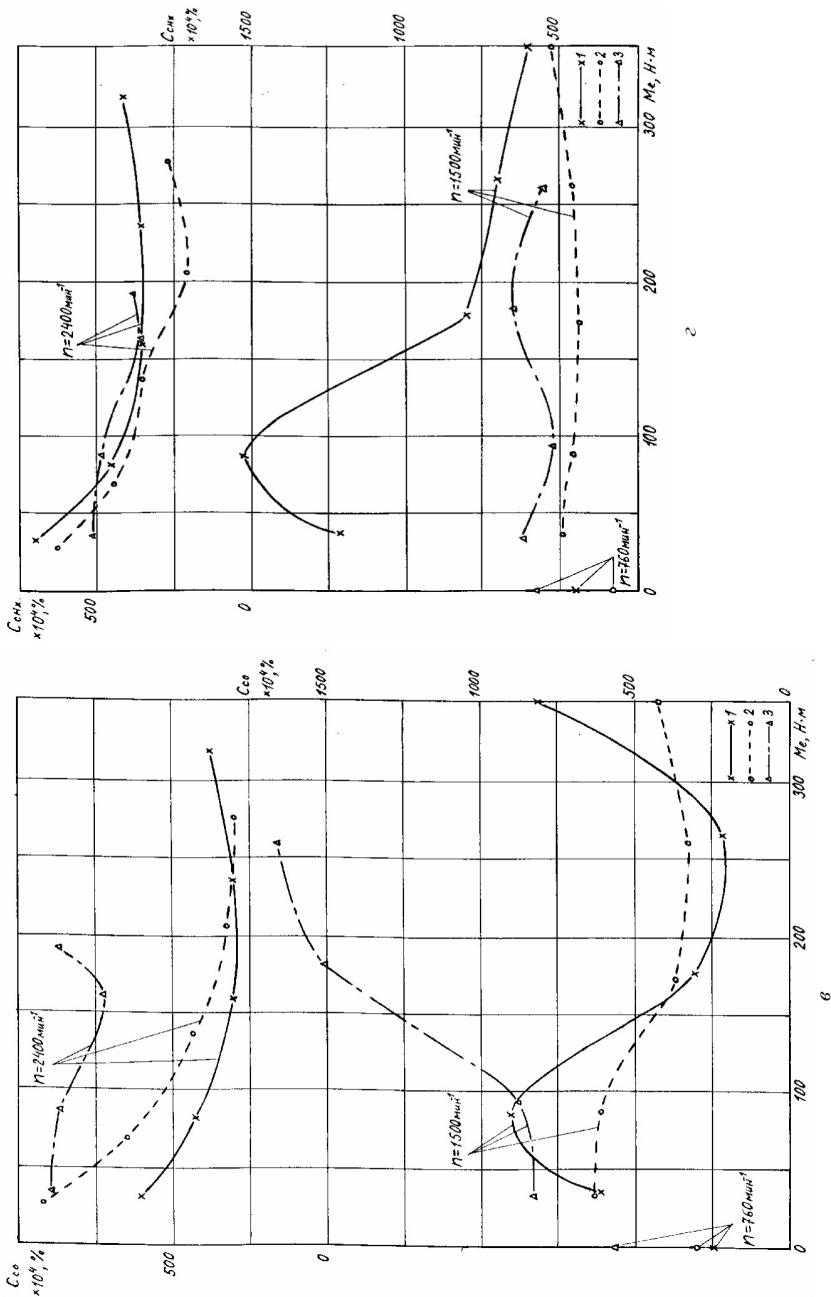


Рис. 4 (Окончание)

суммарная эффективная площадь распыляющих отверстий пяти-соплового распылителя ($\mu_p f_p = 0,278 \text{ мм}^2$) оказывается чрезмерно большой, и целесообразен переход на работу с меньшей суммарной площадью сопловых каналов, которую имеют распылители по вариантам № 2 и 3.

На режиме холостого хода при $n = 760 \text{ мин}^{-1}$ расход топлива при установке распылителей всех трех вариантов оказался соизмеримым и составил $G_T = 0,7 \dots 0,8 \text{ кг/ч}$. Следует при этом отметить, что выявить преимущество того или иного варианта распылителя по этому показателю достаточно сложно, поскольку на режиме холостого хода расход топлива колеблется в довольно широких пределах.

Конструктивные отличия исследуемых распылителей оказывают значительное влияние и на эмиссию токсичных компонентов ОГ. Более интенсивный процесс подачи топлива в камеру сгорания дизеля при использовании распылителей по вариантам 1 и 2 приводит к сгоранию топлива с более высокими температурами, что влечет за собой увеличение концентрации в ОГ оксидов азота NO_x на всех рассматриваемых режимах работы дизеля (см. рис. 4, б). Установка распылителей по варианту № 3, реализующих растянутый по времени процесс топливоподачи, обеспечивает наименьшую концентрацию NO_x в ОГ. На режимах с частотой вращения $n = 1500$ и 2400 мин^{-1} замена распылителей с пятью или четырьмя сопловыми каналами на распылители с тремя сопловыми каналами сопровождается снижением концентрации оксидов азота в ОГ C_{NO_x} в 1,5–2 раза. В частности, при работе дизеля с распылителями по варианту № 3 на режиме с $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и половинной нагрузкой ($M_e = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$) концентрация NO_x в ОГ оказалась равной $C_{\text{NO}_x} = 0,025 \%$, что меньше аналогичной концентрации NO_x в ОГ при работе двигателя с распылителями по варианту № 2 ($C_{\text{NO}_x} = 0,040 \%$). Аналогичные результаты получены и на режиме холостого хода при $n = 760 \text{ мин}^{-1}$.

Концентрации в ОГ продуктов неполного сгорания — монооксида углерода CO и легких углеводородов CH_x также в значительной степени зависят от конструкции распылителей (см. рис. 4, в и 4, з). Причем, зависимость содержания CO и CH_x от типа распылителя имеет достаточно сложный характер. На большинстве режимов с высокими нагрузками наименьшие концентрации CO и CH_x в ОГ наблюдаются при установке распылителей по варианту № 2. При использовании распылителей по варианту № 1 и частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ на режиме с 25 %-ной нагрузкой отмечены максимумы концентрации в ОГ монооксида углерода ($C_{\text{CO}} = 0,09 \%$, рис. 4, в) и легких углеводородов ($C_{\text{CH}_x} = 0,1520 \%$, рис. 4, з). На режимах с небольшими нагрузками наименьшую концентрацию в ОГ легких углеводородов CH_x обеспечивают распылители по вариантам № 2 и 3. Так, на режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и 10 %-ной нагрузкой замена распылителей по варианту № 1 на распылители по варианту № 3 сопровождалась снижением концентрации углеводородов в ОГ с 0,1210 до 0,0620 % (см. рис. 4, з), но концентрация монооксида углерода в ОГ C_{CO} при этом возросла с 0,0600 до 0,0830 % (см. рис. 4, в).

Интегральные показатели токсичности ОГ дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, предусмотренно Правилами 49-02 ЕЭК ООН, рассчитывались только для двигателя, оснащенного распылителями по вариантам № 1. Показатели для дизеля с распылителями по вариантам № 2 и 3 не определялись, поскольку, как отмечено выше, при этом наблюдалось значительное снижение (40 %) мощностных показателей. Расчет удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} , монооксида углерода e_{CO} , легких углеводородов e_{CH_x} проводился по формулам из работы [2]:

$$\left. \begin{aligned} e_{NO_x} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{NO_{xi}} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i); \\ e_{CO} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{CO_i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i); \\ e_{CH_x} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{CH_{xi}} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $E_{NO_{xi}}$, E_{CO_i} , $E_{CH_{xi}}$ — массовые выбросы токсичных компонентов (г/ч) на i -м режиме, определяемые по значениям (см. рис. 4, б, в, г) их объемных концентраций в ОГ ($C_{NO_{xi}}$, C_{CO_i} , $C_{CH_{xi}}$); K_i — весовой фактор (коэффициент, отражающий долю времени каждого режима 13-ступенчатого цикла). Рассчитывался такжана режимах 13-ступенчатого цикла условный средний эффективный расход топлива

$$g_{e_{усл}} = \sum_{i=1}^{13} (G_{Ti} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i), \quad (2)$$

где G_{Ti} — часовой расход топлива на i -м режиме.

Полученные из выражений (1) и (2) значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов ОГ e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x} и условного среднего эффективного расхода топлива $g_{e_{усл}}$ приведены в табл. 3.

Приведенные в табл. 3 данные свидетельствуют о том, что использование распылителей по варианту № 1 не обеспечивает требований норм EURO-2 к токсичности ОГ исследуемого дизеля. При этом удельный массовый выброс легких углеводородов с ОГ дизеля e_{CH_x} составил 2,958 г/(кВт·ч), что значительно превышает допустимое нормами EURO-2 предельное значение $e_{CH_{xпрел}} = 1,1$ г/(кВт·ч). Вместе с тем, анализ характеристик, приведенных на рис. 4, а–г, показывает, что возможна оптимизация числа распыливающих отверстий i_p форсунки (их суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$) на каждом эксплуатационном режиме работы дизеля.

Показатели дизеля Д-245 с различными распылителями

Вариант распылителя	Условный средний расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла, $g_{\text{усл}}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов при работе по 13-ступенчатому циклу, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$		
		e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
№ 1 ($i_p = 5$)	268,3	6,439	4,464	2,958
С оптимизированной характеристикой i_p (рис. 7)	265,7	6,178	4,665	2,433
По нормам EURO-2	Нет данных	7,0	4,0	1,1

Задача определения характеристики числа распыливающих отверстий, оптимизированной по топливной экономичности и выбросам нормируемых токсичных компонентов ОГ (NO_x , CO , CH_x , твердых частиц), является многокритериальной оптимизационной задачей [9, 10]. Разработано несколько методов решения таких задач, к которым относится и один из наиболее эффективных методов оптимизации — метод свертки. При использовании этого метода обобщенный критерий оптимальности J_o формируется в виде суммы

$$J_o = \sum_{j=1}^k a_j J_j, \quad (3)$$

где J_j — частные критерии оптимальности, a_j — весовые коэффициенты. С использованием этого метода проведена оптимизация числа распыливающих отверстий форсунок исследуемого дизеля. В качестве частных критериев оптимальности выбраны часовой расход топлива G_{Ti} и объемные концентрации $C_{\text{NO}_{xi}}$, C_{CO_i} , $C_{\text{CH}_{xi}}$ токсичных компонентов в ОГ дизеля, оборудованного распылителями по варианту № i , отнесенные к значениям этих параметров G_{T1} , $C_{\text{NO}_{x1}}$, C_{CO_1} , $C_{\text{CH}_{x1}}$, полученным для дизеля, оборудованного распылителями по варианту № 1, т.е.

$$\left. \begin{aligned} J_{G_T} &= G_{Ti}/G_{T1}; \\ J_{\text{NO}_x} &= C_{\text{NO}_{xi}}/C_{\text{NO}_{x1}}; \\ J_{\text{CO}} &= C_{\text{CO}_i}/C_{\text{CO}_1}; \\ J_{\text{CH}_x} &= C_{\text{CH}_{xi}}/C_{\text{CH}_{x1}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При выборе весовых коэффициентов a_{G_T} , a_{NO_x} , a_{CO} , a_{CH_x} частных критериев оптимальности обычно учитывается токсикологическая значимость (показатели агрессивности) каждого из нормируемых компонентов ОГ. Но воздействие указанных токсичных компонентов ОГ на

человеческий организм очень велико: от незначительного раздражения слизистых оболочек до инициирования раковых заболеваний и генетических изменений. Поэтому строгого математического решения задача определения суммарной токсичности ОГ не имеет. Исследователи используют различные показатели агрессивности нормируемых токсичных компонентов [2, 3, 11, 12].

В работах кафедры "Комбинированные двигатели" РУДН показатели агрессивности (индексы токсичности A) рассчитывались на основе норм на предельно-допустимые концентрации (ПДК) токсичных веществ в воздухе населенных мест. При этом индексы токсичности A_{NO_x} , A_{CO} , A_{CH_x} соотносились между собой как 25:0,34:0,67. В работах НАМИ при выборе показателей агрессивности токсичных компонентов ОГ учитывались не только отношения ПДК, но и вероятность накопления в атмосфере вредных веществ, их вторичных химических превращений, оседание твердых частиц на поверхность Земли, воздействие ОГ на сельскохозяйственные растения и животных. В соответствии с этим подходом к определению суммарной токсичности ОГ токсикологическая значимость NO_x , CO , CH_x оценивается как отношение 41,1:1:3,16. В работах МАДИ показатели агрессивности брались из Временной типовой методики Президиума АН СССР за 1986 г., в соответствии с которой токсикологическая значимость NO_x , CO , CH_x оценивалась как отношение 41,1:1:1,5. В методике, предложенной в МГТУ им. Н.Э. Баумана и учитывающей современные нормы на массовые выбросы токсичных компонентов ОГ, токсикологическая значимость NO_x , CO , CH_x оценена в виде отношения 15,3:1:11,5.

Вместе с тем, в требованиях, предъявляемых к токсичности ОГ транспортных дизелей современными нормативными документами (нормами EURO-2 и EURO-3), не предусмотрено разделения токсичных компонентов ОГ на более и менее значимые. Несоблюдение указанных норм по любому из нормируемых токсичных компонентов, даже наименее значимому, приводит к признанию исследуемого дизеля не соответствующим этим нормам.

С учетом сказанного при оптимизации числа распыливающих отверстий с использованием выражения (3) полагалось, что частные критерии J_{G_T} , J_{NO_x} , J_{CO} , J_{CH_x} равнозначны. Но при этом необходимо учесть, что концентрация в ОГ оксидов азота NO_x обычно находится в обратно пропорциональной зависимости от расхода топлива G_T (или удельного эффективного расхода g_e) и от концентрации в ОГ монооксида углерода CO и углеводородов CH_x [13, 14]. Об этом свидетельствуют и экспериментальные данные по исследуемому дизелю (рис. 5), оборудованному различными распылителями, полученные

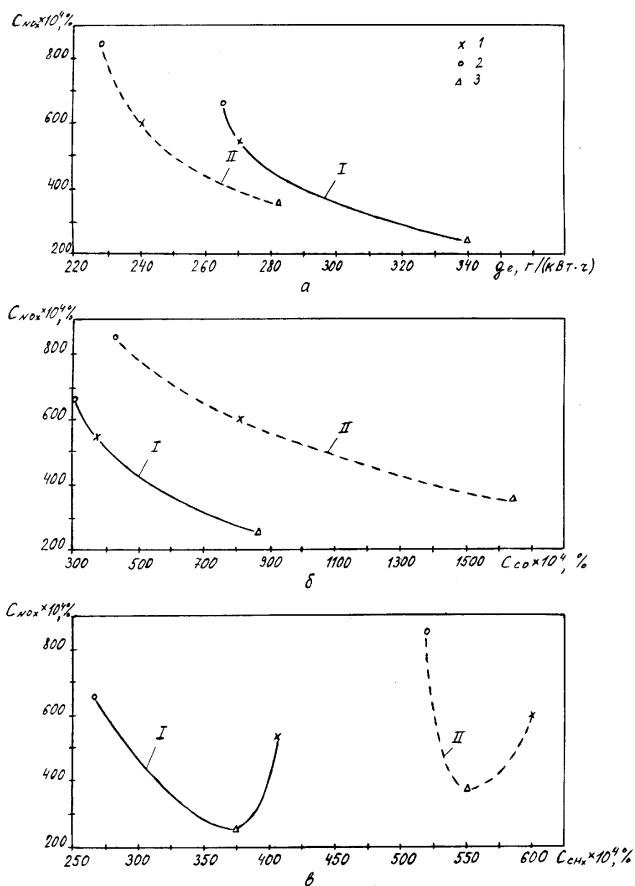


Рис. 5. Взаимосвязь объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} и удельного эффективного расхода топлива g_e (а), содержания в ОГ монооксида углерода C_{CO} (б) и легких углеводородов C_{CH_x} (в):

I — на режиме номинальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; II — на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 1, 2 и 3 — распылители по вариантам № 1, 2 и 3 соответственно

на режимах внешней скоростной характеристики с частотами вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (режим максимального крутящего момента) и $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ (режим номинальной мощности), вносящих основной вклад (35 %) в суммарную токсичность дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла. Как следует из приведенных данных, зависимости $C_{NO_x} = f(g_e)$ и $C_{NO_x} = f(C_{CO})$ являются однозначно обратно пропорциональными. Лишь зависимость $C_{NO_x} = f(C_{CH_x})$ имеет минимум, после которого они становятся прямо пропорциональными. Однако для дизелей, удовлетворяющих нормам EURO-2, концентрация CH_x в ОГ обычно не превышает 0,0350 %. В частности, в дизеле Д-245 со штатными пятисопловыми распылителями фирмы Motorpal (Чехия) модели DOP 119 S 534, удовлетворяющем нормам EURO-2 по эмиссии

CH_x , только на одном режиме 13-ступенчатого цикла концентрация C_{CH_x} превышает 0,0350 % (на режиме с $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и 10 %-ной нагрузкой эта концентрация равна $C_{CH_x} = 0,0420 \text{ %}$).

Таким образом, три частных критерия J_{G_T} , J_{CO} , J_{CH_x} , как правило, находятся в обратно пропорциональной зависимости от частного критерия J_{NO_x} . Для уравнивания степени влияния этих частных критериев на обобщенный критерий оптимальности J_o весовые коэффициенты a_{G_T} , a_{CO} , a_{CH_x} приняты равными единице, а весовой коэффициент a_{NO_x} принят равным трем. Поэтому при формировании обобщенного критерия оптимальности J_o выражение (3) принимает вид

$$J_o = J_{G_T} + 3J_{NO_x} + J_{CO} + J_{CH_x}. \quad (5)$$

В выражении (5) не учтен частный критерий оптимальности еще по одному нормируемому токсичному компоненту ОГ — твердым частицам. Это вызвано тем, что при исследованиях дизеля Д-245 с различными распылителями форсунок эмиссию твердых частиц не измеряли из-за отсутствия необходимого измерительного оборудования. Однако известно [15], что на режимах внешней скоростной характеристики, вносящих значительный вклад (35 %) в интегральные показатели токсичности e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x} , основным компонентом твердых частиц является сажа (до 90 %). Измерения выброса сажи при экспериментальных исследованиях дизеля Д-245 в соответствии с Правилами 24-03 ЕЭК ООН (измерение дымности ОГ) осуществлялись только на режимах внешней скоростной характеристики. При этом, как правило, дымность ОГ K_x связана прямо пропорциональной зависимостью с содержанием в ОГ других продуктов неполного сгорания (CO , CH_x), а также с удельным эффективным расходом топлива g_e [13, 14]. Это подтверждается экспериментально полученными на режимах с полной нагрузкой характеристиками дизеля Д-245 с различными распылителями (рис. 6). Приведенные данные свидетельствуют о том, что зависимости $K_x = f(g_e)$ и $K_x = f(C_{CO})$ являются прямо пропорциональными — с ростом g_e и C_{CO} дымность ОГ K_x возрастает. Лишь на скоростном режиме с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ на характеристике $K_x = f(C_{CH_x})$ имеется участок с незначительным уменьшением K_x (с 36 до 31 % по шкале Хартриджа) в диапазоне увеличения C_{CH_x} с 0,0220 до 0,0520 (см. рис. 6, в). Таким образом, при оптимизации числа распыливающих отверстий i_p форсунки выброс твердых частиц (сажи) может быть косвенно учтен удельным эффективным расходом топлива g_e и концентрацией в ОГ монооксида углерода C_{CO} и углеводородов C_{CH_x} , т.е. частными критериями J_{G_T} , J_{CO} , J_{CH_x} , входящими в выражение (5).

С использованием предложенной методики оптимизации и экспериментальных данных, приведенных на рис. 4, а–г, проведена оптимиза-

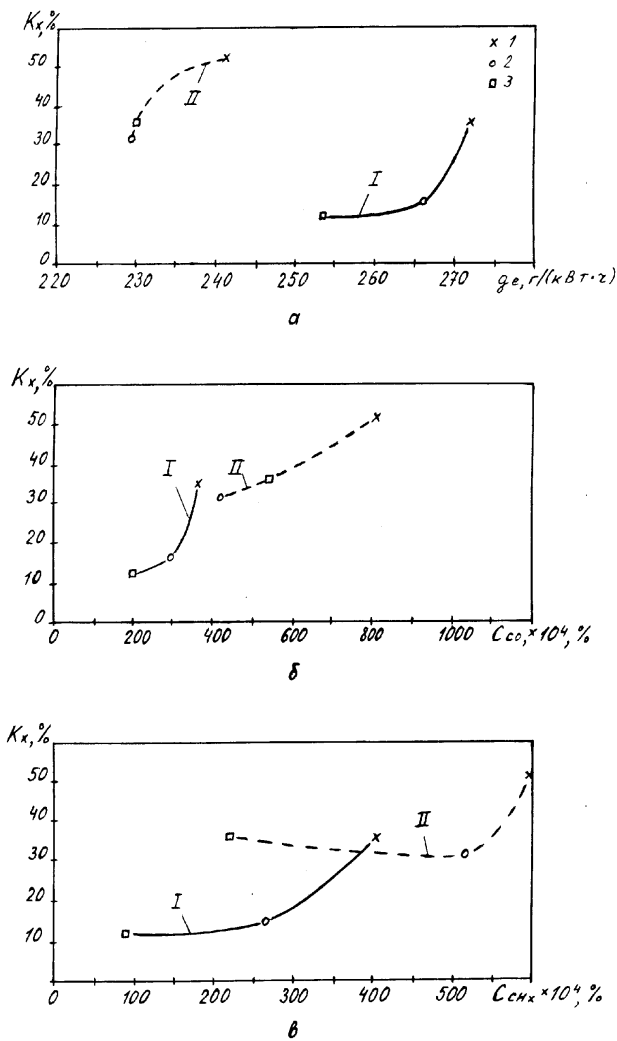


Рис. 6. Взаимосвязь дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e (а), концентрации в ОГ монооксида углерода C_{CO} (б) и легких углеводородов C_{CH_x} (в) на режимах внешней скоростной характеристики:

I — при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; II — при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 1, 2 и 3 — распылители по вариантам № 1, № 2 и распылитель фирмы Motorpal (Чехия) модели DOP 119 S 534

ция числа распыливающих отверстий форсунок исследуемого дизеля. Расчеты обобщенного критерия оптимальности J_0 по выражениям (4) и (5) проводились для скоростных режимов с $n = 760, 1500$ и 2400 мин^{-1} и нагрузок (крутящих моментов) $M_e = 0,32, 80, 160, 240$ и $320 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При этом в каждой узловой точке находили оптимальное число распыливающих отверстий i_p , обеспечивающее минимум обобщенного критерия оптимальности J_0 . Для определения необходимых параметров в исследуемых узловых точках использовали методы линейной интерполяции и экстраполяции имеющихся экспериментальных данных.

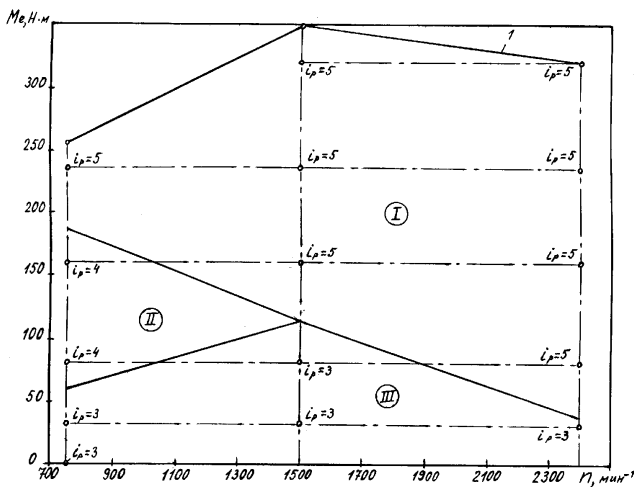


Рис. 7. Оптимизированная характеристика числа распыливающих отверстий i_p форсунок дизеля Д-245:

1 — внешняя скоростная характеристика; I, II, III — зоны предпочтительной работы с $i_p = 5, 4, 3$ соответственно

Полученная оптимизированная характеристика числа распыливающих отверстий i_p приведена на рис. 7. Анализ этой характеристики показывает, что на режимах с высокой нагрузкой предпочтительны распылители по варианту № 1 ($i_p = 5$). На режимах со средней и малой нагрузками количество впрыскиваемого топлива уменьшается, длительность процесса топливоподачи сокращается и более целесообразной становится работа с распылителями по вариантам № 2 ($i_p = 4$) или № 3 ($i_p = 3$). На режиме холостого хода с $n = 760 \text{ мин}^{-1}$ значения обобщенного критерия оптимальности J_o для распылителей по вариантам № 1, 2 и 3 отличаются незначительно, но все же более предпочтительна работа с $i_p = 3$.

Реализация оптимизированной характеристики числа распыливающих отверстий i_p форсунки (их суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$, рис. 7) позволяет снизить выброс оксидов азота e_{NO_x} с 6,439 г/(кВт·ч) (при постоянном числе распыливающих отверстий $i_p = 5$) до 6,178 г/(кВт·ч) и уменьшить условный средний расход топлива $g_{e_{\text{усл}}}$ с 268,3 до 265,7 г/(кВт·ч) при работе дизеля по 13-ступенчатому циклу (см. табл. 3). Одновременно наблюдается небольшое увеличение выбросов монооксида углерода CO соответственно с 4,464 до 4,665 г/(кВт·ч) и значительное уменьшение эмиссии легких углеводородов CH_x соответственно с 2,958 до 2,433 г/(кВт·ч). Однако требования стандарта EURO-2 по выбросам CO и CH_x не выполняются, см. табл. 3). Для их выполнения необходимо интенсифицировать процесс топливоподачи, например, увеличивая диаметр и ход плунжера.

Формирование оптимизированной характеристики (см. рис. 7) возможно с помощью систем автоматического управления, позволяющих в процессе работы дизеля изменять эффективную площадь распыливающих отверстий форсунки. Это достигается, например, в форсунке, схема которой показана на рис. 8 [16]. Суммарную площадь $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий в этой форсунке корректируют, уменьшая подъем иглы 2 и открывая меньшее число распыливающих отверстий 10 при впрыскивании неполной цикловой подачи топлива.

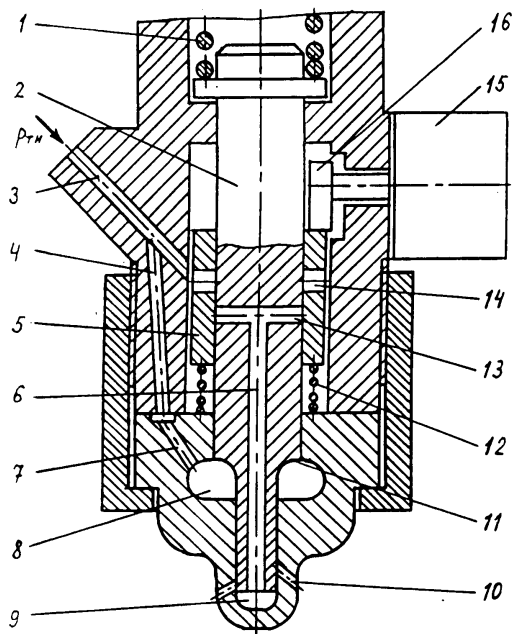


Рис. 8. Конструктивная схема форсунки по патенту РФ № 2006657

Форсунка, показанная на рис. 8, работает следующим образом. В процессе топливоподачи топливо от топливного насоса высокого давления (ТНВД) подается к форсунке и по каналам 3, 4 и 7 поступает в подыгольную полость 8. При увеличении давления топлива в полости 8 это давление воздействует на площадку 11 иглы 2 и при давлении начала впрыскивания $p_{ф0}$ начинается подъем иглы 2 форсунки, преодолевающей усилие деформированной пружины 1. Подъем иглы 2 продолжается до тех пор, пока радиальный сквозной канал 13 иглы не совпадет с радиальными сквозными отверстиями 14 втулки 5, размещенной на игле. Момент начала открытия отверстий 14 каналом 13 соответствует началу впрыскивания топлива (углу опережения впрыскивания). При этом топливо через канал 3, отверстия 14, канал 13 и осевой канал 6 иглы 2 поступает в полость 9 распылителя и оттуда через распыливающие отверстия 10 впрыскивается в камеру сгорания дизеля. После этого давление топлива в полостях 8 и 9 падает и игла 2 под действием силы деформированной пружины 1 возвращается в исходное положение.

При изменении нагрузочного режима (например, при уменьшении подачи топлива) шаговый электродвигатель 15 системы управления топливоподачей, размещенный на корпусе форсунки, поворачивает эксцентрик 16, установленный на валу электродвигателя, и смещает втулку 5 вниз по игле 2, деформируя пружину 12. В результате более

раннего начала подачи топлива (при меньшем подъеме иглы форсунки) максимальный подъем иглы 2 при впрыскивании топлива в камеру сгорания дизеля уменьшается. В форсунке (см. рис. 8) распыливающие отверстия 10 расположены на различной высоте, поэтому при снижении нагрузки (подачи топлива) и соответствующем уменьшении подъема иглы 2 открывается лишь часть распыливающих отверстий, их суммарное проходное сечение уменьшается, давление топлива в полостях 8 и 9 возрастает и качество распыливания топлива улучшается. Таким образом, оптимизируя расположение распыливающих отверстий 10 в распылителе, можно обеспечить благоприятные с точки зрения экономических и экологических показателей зависимости давления впрыскивания от нагрузочного режима работы дизеля.

Уменьшение суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий форсунки на режимах с невысокой нагрузкой (при небольших подъемах иглы h_n) достигается и в форсунках с распылителями, в которых входные кромки распыливающих отверстий расположены на запирающем конусе седла иглы. В распылителях по вариантам № 1, 2, 3 (см. табл. 1 и 2) входные кромки 2 (рис. 9, а) распыливающих отверстий 1 расположены в объеме 3 подыгольной полости форсунки (в

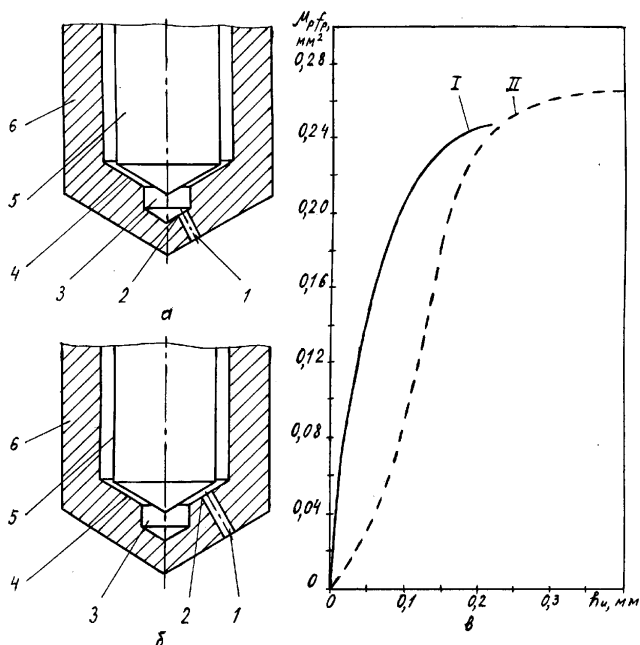


Рис. 9. Схемы распылителей форсунок с входными кромками распыливающих отверстий, расположенными в объеме подыгольной полости форсунки (а) и на запирающем конусе седла иглы форсунки (б) и зависимость суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$ распылителей от хода h_n иглы форсунки (в)

колодце распылителя) [17, 18]. Характерной особенностью этих распылителей является быстрое увеличение эквивалентного проходного сечения корпуса b в сборе с иглой 5 по мере подъема $h_{и}$ иглы при впрыскивании (характеристика I, см. рис. 9, *в*). В распылителях, у которых входные кромки 2 (рис. 9, *б*) распыливающих отверстий 1 расположены на запирающем конусе седла 4 иглы 5 форсунки (по такой схеме выполнены упомянутые выше распылители фирмы Motorpal (Чехия) модели DOP 119 S 534), это сечение по мере подъема иглы 2 нарастает медленнее (характеристика II, см. рис. 9, *в*), что обусловлено меньшими значениями коэффициента расхода μ_r для всех значений подъемов иглы форсунки $h_{и}$. Это объясняется особенностью конструкции корпуса b , в частности, небольшой площадью проходного сечения между конусом иглы 5 и седлом 4 при малых подъемах иглы форсунки и более резким поворотом потока на входе топлива в распыливающие отверстия.

Результаты ряда исследований [17, 18] мелкости распыливания топлива распылителями различных типов показывают, что наиболее тонкое распыливание топлива обеспечивает распылитель (см. рис. 9, *б*), имеющий меньший коэффициент расхода μ_r распыливающих отверстий. При этом отмечается больший объем (“пучистость”) струи топлива у форсунки по варианту на рис. 9, *б*. Основной причиной этого является относительно низкая эффективная площадь проходного сечения, особенно при малых подъемах иглы форсунки, и увеличение максимальной скорости истечения топлива в сопловом канале форсунки. Имеет место также более быстрый подъем иглы у форсунки этого варианта, причиной которого является более низкая пропускная способность, приводящая к повышению давления впрыскивания, действующего на поверхность иглы 5 в направлении ее открытия. С другой стороны, пониженные значения коэффициента расхода μ_r распылителя (см. рис. 9, *б*) сопровождаются большей потерей давления в дросселирующих сечениях и большим возмущением потока топлива в них, которое затем улучшает качество распыливания топлива.

Указанное улучшение качества процессов топливоподачи и смесеобразования при использовании распылителя, показанного на рис. 9, *б*, позволяет повысить эффективность сгорания и уменьшить эмиссию продуктов неполного сгорания топлива, в частности, значительно снизить концентрацию в ОГ легких углеводородов CH_x . Это объясняется тем, что расположение входных кромок распыливающих отверстий на запирающем конусе седла иглы позволяет уменьшить объем подыгольной полости форсунки и, тем самым, снизить эмиссию CH_x при использовании распылителей форсунок по рис. 9, *б*. Эта форсунка отличается меньшим количеством топлива, впрыскиваемого в период

задержки воспламенения, что способствует снижению выброса с ОГ оксидов азота NO_x .

Результаты проведенных исследований подтвердили существенное влияние конструкции распылителя форсунки на экономические и экологические показатели транспортного дизеля. Подтверждена возможность значительного улучшения названных показателей при реализации управления числом распыливающих отверстий форсунки (их суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$), а также использовании распылителей, в которых входные кромки распыливающих отверстий расположены на запирающем конусе седла иглы форсунки, а не в объеме подыгольной полости форсунки (в колодце распылителя). Для достижения требуемых интегральных показателей дизеля по токсичности ОГ использование таких распылителей необходимо сочетать с интенсификацией процесса топливоподачи.

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. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 360 с.
3. Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во РУДН, 1998. – 216 с.
4. Лышевский А. С. Системы питания дизелей. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
5. Кутовой В. А. Впрыск топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1981. – 119 с.
6. Трусов В. И., Дмитриенко В. П., Масляный Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
7. Исследование возможности получения повышенных давлений впрыскивания топливоподающей аппаратурой разделенного типа в автотракторных дизелях / Л.В. Грехов, В.А. Марков, В.А. Павлов и др. // Вестник МГТУ. Серия "Машиностроение". – 1997. – № 1. – С. 92–103.
8. Распыливание жидкостей / Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Кличко, Б.В. Новиков и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.
9. Чураков Е. П. Оптимальные и адаптивные системы. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
10. Марков В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 160 с.
11. Кутенев В. Ф., Звонов В. А., Корнилов Г. С. Научно-технические проблемы улучшения экологических показателей автотранспорта // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 7–11.
12. Марков В. А., Аникин С. А., Сиротин Е. А. Экологические показатели ДВС // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 2. – С. 13–15.
13. Мочешников Н. А., Френкель А. И. Обобщенные зависимости влияния регулировок дизеля на его токсичность и экономические показатели // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 11. – С. 17–20.

14. С м а й л и с В. И. Малотоксичные дизели. – Л.: Машиностроение, 1972. – 128 с.
15. К у л ь ч и ц к и й А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – Владимир: Изд-во ВГУ, 2000. – 256 с.
16. Ф р и д м а н В. М., Д о л г а н о в Н. М., М а р к о в В. А. Дизельная форсунка / Патент № 2006657 (РФ), МКИ5 F 02 М 47/02. // Бюллетень изобретений. – 1994. – № 2.
17. Т р у с о в В. И., М а л ь ч у к В. И., З р я ч к и н М. В. К выбору конструктивных параметров распылителя по заданным характеристикам впрыска и распыливания топлива // Труды МАДИ. – 1979. – Вып. 178. – С. 58–62.
18. Л е б е р Ф. Исследование процессов сгорания в дизельном двигателе с непосредственным впрыском с помощью высокоскоростного фотографирования / Материалы симпозиума фирмы AVL. – М.: 1998.

Статья поступила в редакцию 6.06.2003

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 топливоподачи 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.



Анатолий Витальевич Тихонов родился в 1976 г. Окончил в 1998 г. технический университет “Московский автомобильно-дорожный институт” (ТУ “МАДИ”). Начальник бюро топливной аппаратуры дизелей завода им. Лихачева. Автор 2 статей в области топливоподающей аппаратуры дизелей.

A.V. Tikhonov (b. 1976) graduated from the Technical University “Moscow Institute for Vehicles and Roads” in 1998. Head of Bureau for Diesel Fuel Supply Apparatus of the Factory n.a. Likhachov. Author of 2 publications in the field of diesel fuel supply apparatus.

