

РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Д-3040 ПРОИЗВОДСТВА ОАО «ПО АМЗ»

А.С. Фролкин, В.А. Аверин

Рассмотрены обоснованные пути и метод доводки экологических показателей дизелей «ПО АМЗ». Достигнута возможность снижения вредных выбросов в соответствии требований ГОСТ Р 41.96 – 2005 с сохранением высокого уровня топливной экономичности.

Постановка задачи

Вредные выбросы автотракторных дизелей сокращают урожайность до 25 % и снижают качество сельскохозяйственных культур (картофеля, подсолнуха и зерновых), приводят к серьезным заболеваниям с/х животных. Поэтому, наряду с улучшением экономических показателей двигателей внутреннего сгорания, снижение токсичности их отработавших газов становится важнейшей проблемой.

Несмотря на сложное экономическое положение, в котором в последние годы находится Алтайский моторный завод, разработан комплекс доводочно-конструкторских мероприятий, позволяющий решить без существенного усложнения конструкции ряд взаимопротиворечивых задач: улучшение мощностноэкономических показателей дизеля и снижение токсичности его отработавших газов в соответствии с нормами ГОСТ Р 41.96-2005 (Правила ЕЭК ООН № 96).

Выбросы наиболее значимых токсичных компонентов ОГ – окислов азота NO_x и продуктов неполного сгорания топлива (CO , CH , твердых частиц PM) – резко зависят от угла опережения впрыскивания топлива $Q_{впр}$. Это обусловлено, тем что при уменьшении $Q_{впр}$ снижаются максимальные температуры сгорания и время, отводимое на процессы окисления продуктов неполного сгорания.

Результаты исследования

Стратегически план доводки дизеля заключался в максимально возможном улучшении удельного эффективного расхода топлива g_e и уменьшении выбросов продуктов неполного сгорания для оптимального по экономичности угла опережения впрыска топлива $Q_{впр\ опт}$ с тем, чтобы безболезненно перейти на $Q_{впр}$, при котором эмиссия NO_x укладывается в нормы ГОСТ Р 41.96-2005 без превышения этих норм по продуктам неполного сгорания. Т.к. при существующем состоянии

рабочего процесса при переходе на $Q_{впр\ опт}$ для NO_x , выбросы CO и твердых частиц будут существенно превышать нормы ГОСТ Р 41.96-2005 (Правила ЕЭК ООН № 96). Также заметно возрастет g_e , а температура отработавших газов перед турбиной быстро достигнет критической величины.

Выбросы вредных веществ для всех вновь проектируемых и модернизируемых дизелей не должны превышать значений указанных в таблице 1 [1]:

Таблица 1

Ne, кВт	CO	CH	NOx	PM
	г/(кВт·ч)			
$130 \leq Ne \leq 560$	3,5	1,0	6,0	0,2
$75 \leq Ne \leq 130$	5,0			0,3
$37 \leq Ne \leq 75$		1,3	7,0	0,4

В качестве базового выбран перспективный дизель Д-3040 (4СН 13/14) производства ОАО «ПО АМЗ». Это 4-х клапанный турбонаддувный дизель с вертикально расположенной форсункой, имеющий на номинальном режиме: $n=2000$ мин⁻¹, $Ne=165^{+3}$ кВт, $g_e=221$ г/(кВт·ч), запас крутящего момента $\mu=15\%$, на режиме максимального крутящего момента: $n=1500$ мин⁻¹, $M_{к\max}=915$ Н·м.

На первом этапе совершенствование характеристик дизеля шло по двум основным направлениям: это совершенствование процессов топливо- и воздухоподачи. Увеличение размерности плунжерной пары с 10×12 мм до 12×14 мм позволило увеличить мощность дизеля до 190 кВт и поднять максимальное давление впрыска до 100 МПа на номинальном режиме, а на режиме максимального крутящего момента до 88 МПа. Кроме того, увеличение размера плунжера позволило сократить продолжительность впрыска φ на 2 и 1,5 град. п.к.в. соответственно (рисунок 1). Это позволило улучшить качество распыла топлива, условия смесеобразования и сгорания, что привело к уменьшению несвоевременности ввода теплоты за

цикл $\delta_{н.с.}$ и потерь теплоты от неполноты сгорания $\Delta X_{н.п.}$ [2]. Об этом свидетельствует и некоторое увеличение коэффициента избытка воздуха α по скоростной характеристике. Более значительное повышение коэффициента избытка воздуха α достигалось оптимизацией системы наддува и улучшением характеристик агрегата наддува. Для этого был использован высокооборотный турбокомпрессор К - 27 (Чехия), позволивший увеличить давление наддува воздуха на номинальном режиме на 0,02 МПа, а на режиме максимального крутящего момента на 0,032 МПа. Благодаря применению плунжерной пары 12×14 и более производительного турбокомпрессора К - 27 (Чехия) было достигнуто увеличение коэффициента избытка воздуха α по всей скоростной характеристике (рисунок 1). Это позволило уменьшить удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме на 7 г/(кВт ч) (рисунок 1), а по скоростной характеристике уменьшение в среднем составило 5÷8 г/(кВт ч).

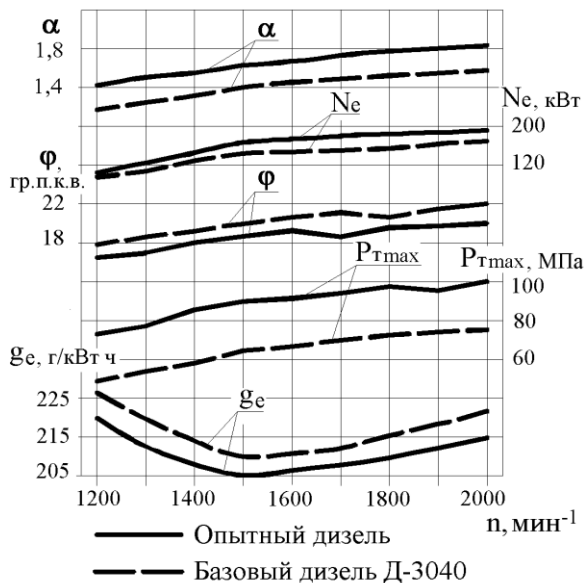


Рис. 1. Скоростная характеристика. Этап 1

Следующий этап доводочно-конструкторских работ заключался в увеличении числа сопловых отверстий в распылителе форсунки с 4 до 5 при незначительном увеличении $(\mu f)_p$, а также параллельном увеличении диаметра камеры сгорания и уменьшении интенсивности закрутки воздушного заряда во впускном канале (рисунок 2).

Проводилась следующая замена распылителей: вместо распылителей с $i_{co}=4$, $d_i=4,5$ мм, $h_i=0,32\pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p=0,3...0,32$ 128

мм², $P_{\phi 0}=27,5$ МПа, устанавливались распылители с $i_{co}=5$, $d_i=6$ мм, $h_i=0,3\pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p=0,32...0,34$ мм², $P_{\phi 0}=25$ МПа. Переход на диаметр иглы 6 мм вместо 4,5 мм объясняется лучшими гидравлическими характеристиками распылителей, особенно это сказывается при большем числе сопловых отверстий. Снижение давления начала впрыска топлива до 25 вместо 27,5 МПа осуществлялось исходя из соображений уменьшения угла опережения впрыска топлива $Q_{впр}$ и снижения износа корпуса распылителя.

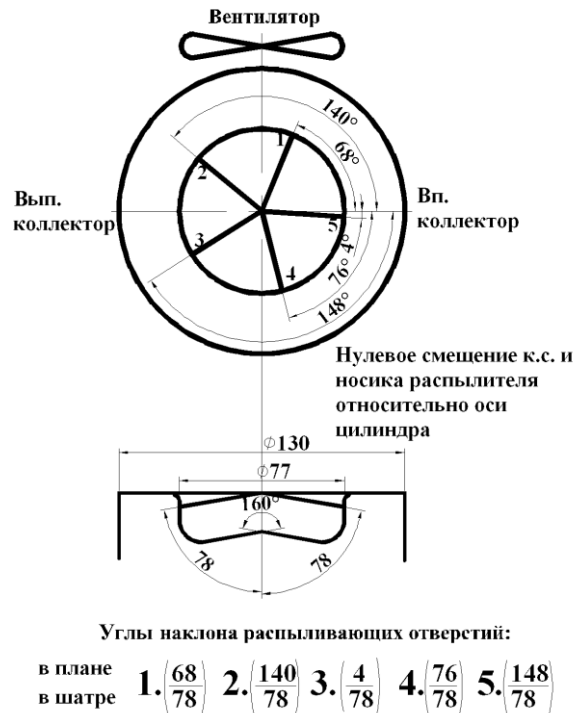


Рис. 2. Ориентация топливных струй в камере сгорания опытного дизеля

Большее число сопловых отверстий в распылителе при незначительном увеличении $(\mu f)_p$ и интенсивной топливоподаче (100 МПа) положительно сказывается на дальностью факела и существенно увеличивает тонкость распыливания топлива. В итоге, это приводит к повышению энергии распыла и сокращению продолжительности впрыска ϕ .

Конструкция впускных каналов опытного дизеля должна обеспечивать умеренное вихреобразование в цилиндре. В качестве критерия интенсивности вихреобразования для различных дизелей использовалась угловая скорость вращательного движения воздушного заряда (ω):

$$\omega = \frac{4 \times M}{D^2 \times Q_{\hat{a}}}, \text{ с}^{-1},$$

РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Д-3040 ПРОИЗВОДСТВА ОАО «ПО АМЗ».

где M – момент количества движения воздушного заряда, Н·м; D – диаметр цилиндра, м; Q_e – расход воздуха, кг/с.

Интенсивность вихреобразования у опытного дизеля предполагается уменьшить на 25 % по сравнению с базовым. Это связано с применением на опытном дизеле топливной аппаратуры с увеличенным давлением впрыска и увеличенным числом сопловых отверстий форсунки, а также увеличенным диаметром камеры сгорания. Диаметр камеры сгорания увеличивался с 72 до 77 мм при неизменном объеме камеры сгорания.

В широкой камере сгорания имеет место относительно короткая продолжительность сгорания $\varphi_{сз}$ и более глубокое расширение рабочего тела, интенсивность тепловыделения (определяемая отношением $dx/d\varphi$) в диффузионной области существенно возрастает. Повышенная энергия распыливания топлива обеспечивает меньшее его попадание на стенки камеры сгорания, т.е. процесс сгорания становится более объемным.

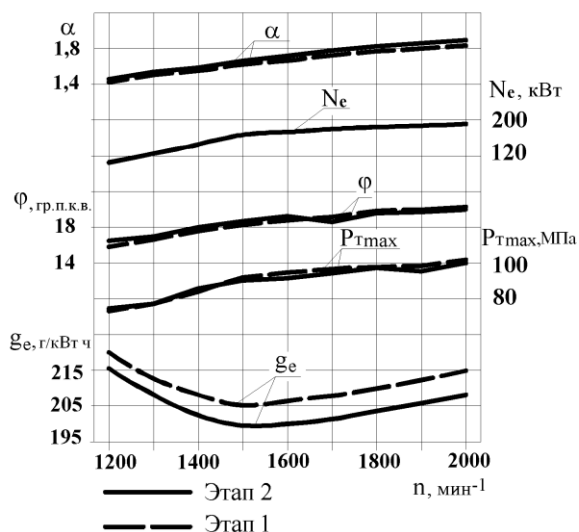


Рис. 3. Скоростная характеристика. Опытный дизель

С целью уменьшения выбросов NOx были трансформированы фазы газораспределения:

впуск:	начало до ВМТ	20
	конец после НМТ.....	40
выпуск:	начало до НМТ	50
	конец после ВМТ	15

Фазы были смещены в сторону опережения на $\Delta\varphi_e=5...10$ град. п.к.в. Так окончание закрытия впускного клапана после НМТ

уменьшено на 10 град.п.к.в., закрытие выпускного после ВМТ на 5 град.п.к.в. Если величина открытия выпускного клапана с учетом турбонаддува составляла 60÷70 град до НМТ, то для уменьшения выбросов NOx, она уменьшается до 45÷50 град. до НМТ. Без изменения осталось начало открытия впускного клапана 20 град. п.к.в. до ВМТ, это было сделано для сохранения эффективного сечения клапанной щели, коэффициента наполнения η_v и снижения затрат на впуске. В целом, полученные фазы газораспределения увеличивают удельный эффективный расход топлива на 0,5...1 %.

Всё выше перечисленные мероприятия: повышение энергии впрыска, уменьшение мелкости распыливания, равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания, обеспечение высокого коэффициента избытка воздуха α , увеличение диаметра камеры сгорания - позволяют существенно снизить удельный эффективный расход топлива по всей скоростной характеристике (рисунок 3). Важно отметить, что высокий α позволяет сгладить степень ухудшения показателей двигателя по топливной экономичности, эмиссии NOx и выбросам продуктов неполного сгорания (CH, CO, твердые частицы) при «недозавихривании» и «перезавихривании» воздушного заряда. В итоге, удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил 208 г/(кВт ч), а на режиме максимального крутящего момента 199 г/(кВт ч). Оптимальный по экономичности угол опережения впрыска топлива составил 22 град.п.к.в., эмиссия NOx при этом - 10,8 г/(кВт ч), выбросы CO - 0,85 г/(кВт ч), CH - 0,5 г/(кВт ч) и твердых частиц - 0,07 г/(кВт ч). Отсюда видно, что при оптимальном по экономичности $Q_{епр}$ эмиссия окислов азота NOx на 95% превышает допустимую норму по ГОСТ Р 41.96-2005 (6 г/(кВт ч)), и имеется значительный запас по выбросам продуктов неполного сгорания. Снижая угол опережения впрыска до 16 град. п.к.в., эмиссия NOx уменьшается до 5,6 г/(кВт ч), а выбросы продуктов неполного сгорания не превышают предельно допустимые значения выбросов CH - 0,6 г/(кВт ч), CO - 1,7 г/(кВт ч), твердых частиц - 0,14 г/(кВт ч). При этом g_e возрос по скоростной характеристике на 2 ÷ 8 г/(кВт ч) и составил на номинальном режиме 216 г/(кВт ч), а на режиме максимального крутящего момента - 202 г/(кВт ч) (рисунок 4 и 5).

При уменьшении $Q_{епр}$ произошло снижение максимального давления газов Pz с одновременным ростом температуры выпу-

ских газов перед турбиной. Максимальное давление газов составило 14,8 МПа, температура выпускных газов 620 °С.

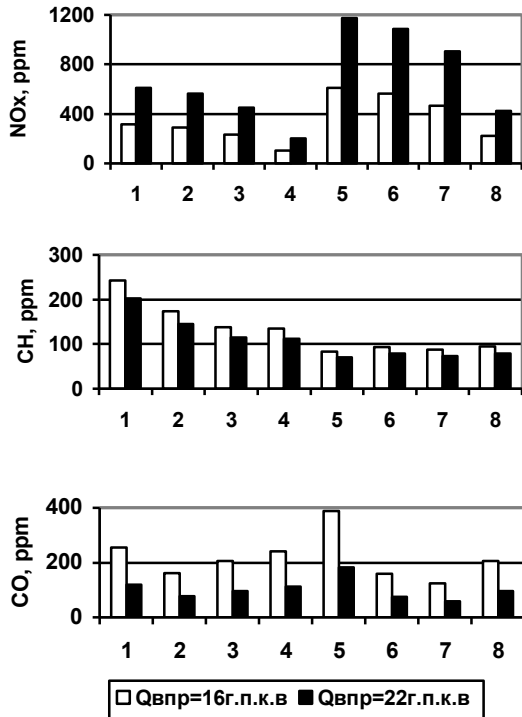


Рис. 4. Выбросы NO_x, CH и CO по 8-ми режимному испытательному циклу согласно ГОСТ Р 41.96-2005

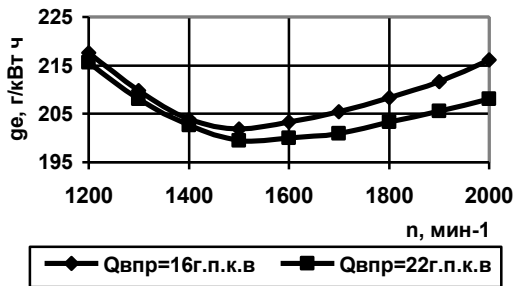


Рис. 5. Увеличение g_e при переходе на меньший угол опережения впрыска топлива

Выводы

1. Разработан комплекс доводочно-конструкторских мероприятий, позволяющий дизелям Д-3040 производства ОАО «ПО АМЗ» соответствовать требованиям ГОСТ Р 41.96-2005 по удельным выбросам вредных веществ.

2. Существовавший ранее предел интенсификации топливоподачи, после которого дальнейшее увеличение максимального давления впрыска топлива $P_{фmax}$ (более 80 МПа) и сокращение продолжительности впрыска ϕ считалось не рациональным, как не способствовавший практическому уменьшению g_e с введением более жестких экологических требований, существенно возрос.

3. Установлено, что повышенный α позволяет снизить степень ухудшения показателей дизеля как по топливной экономичности, так и по эмиссии окислов азота NO_x, а также по продуктам неполного сгорания – CO и твердым частицам.

4. Предложен переход от «объемно-пленочного» процесса в сторону «объемного» с более открытой камерой сгорания, реализуемый в первую очередь с точки зрения оптимизации смесеобразования, а не уменьшения тепловых потерь в камере сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ Р 41.96-2005 (Правила ЕЭК ООН №96) Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями.
- Матиевский Д.Д. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ /Д.Д. Матиевский; Алт. гос.техн.ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006.-79 с.
- Хачиян А.С., Гальговский В.Р., Никитин С.Е. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей. М., «Машиностроение», 1976.
- Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов.-М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
- Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей /Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – 4-е изд., переаб. и доп.- М.: Машиностроение, 1983.-372 с.
- Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей.- Владим. гос. ун-т. Владимир, 2000. 256с.
- Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И., Кислов В.Г. Токсичность отработавших газов дизелей. – Уфа: Изд-во БГАУ, 2000. – 144 с.