

УДК 621.436.068.001.5

Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, А.Е. Свистула, д-р техн. наук, А.С. Фролкин, инж.

УМЕНЬШЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫБРОСОВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Д-3040

Постановка задачи

Важнейшим требованием к двигателям внутреннего сгорания в перспективе является обеспечение их экологической безопасности. Вредные выбросы отработавших газов (ОГ) автотракторных дизелей и снижают качество сельскохозяйственных культур, приводят к заболеваниям с/х животных. Поэтому, наряду с улучшением экономических показателей двигателей внутреннего сгорания, снижение токсичности ОГ становится важнейшей проблемой.

Задача исследований заключалась в разработке и реализации метода комплексной доводки экологических показателей перспективных дизелей серии «30» производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод» (ПО АМЗ), обеспечивающего выполнение требований ГОСТ Р 41.96 – 2005 (Правила ЕЭК ООН № 96) с сохранением высокого уровня топливной экономичности без существенного усложнения конструкции.

Методика и результаты расчетно-экспериментального исследования

Комплексный метод доводки дизеля заключался в максимально возможном снижении 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 затем осуществить выбор $Q_{впр}$, при котором эмиссия NO_x укладывается в нормы ГОСТ Р 41.96-2005 без превышения норм выброса продуктов неполного сгорания. При существующей организации рабочего процесса переход на $Q_{впр}$, соответствующий минимальному выходу

NO_x приведет к превышению норм ГОСТ Р 41.96-2005 по выбросам оксида углерода СО и твердых частиц РМ, при этом заметно возрастет удельный эффективный расход топлива g_e , а температура отработавших газов перед турбиной быстро достигнет критической величины.

В качестве объекта исследований принят перспективный дизель Д-3040 (4ЧН 13/14) производства ОАО «ПО АМЗ» (4-клапанный дизель с турбонаддувом, центральной вертикально расположенной форсункой. Дизель имеет на номинальном режиме частоту вращения $n=2000$ мин⁻¹, эффективную мощность $Ne=165^{+3}$ кВт, удельный эффективный расход топлива $g_e=221$ г/кВт·ч, обеспечивает запас крутящего момента $\mu=15\%$; на режиме максимального крутящего момента: $n=1500$ мин⁻¹, крутящий момент $M_{kmax}=915$ Н·м).

На первом этапе комплексной доводки дизеля реализовано два основных направления: совершенствование топливо- и воздухоподачи.

Увеличение размерности плунжерной пары с 10×12 мм до 12×14 мм позволило поднять максимальное давление впрыскивания до 100 МПа на номинальном режиме, а на режиме максимального крутящего момента – до 88 МПа, что дало возможность улучшить качество распыливания топлива и сократить продолжительность впрыскивания ϕ на 2 и 1,5° п.к.в. соответственно (рис. 1), уменьшить неполноту сгорания $\Delta X_{н.п.}$ и несвоевременность подвода теплоты $\delta_{н.с.}$ [1].

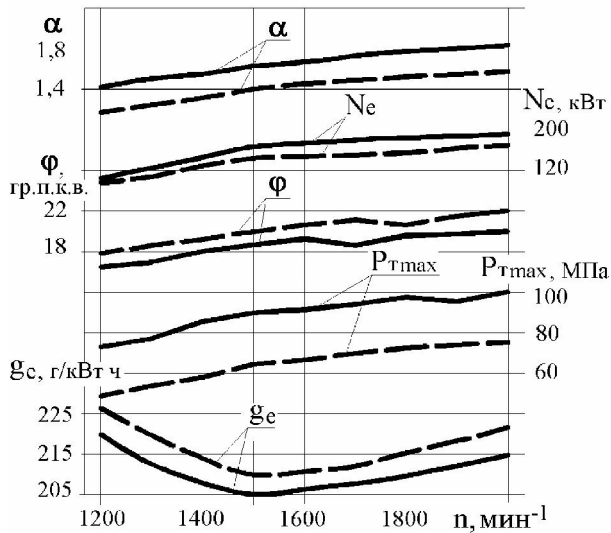


Рис. 1. Скоростная характеристика. Этап 1
— опытный дизель; — — базовый дизель Д-3040

Повышение коэффициента избытка воздуха α достигалось оптимизацией системы наддува и улучшением характеристик агрегата наддува. 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 мм и более производительного турбокомпрессора К-27 было достигнуто увеличение коэффициента избытка воздуха α по всей скоростной характеристике (рис. 1). Это привело к снижению удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 7 г/(кВт ч), а по скоростной характеристике – на 5÷8 г/(кВт ч).

Следующий этап доводочно-конструкторских работ заключался в увеличении числа сопловых отверстий распылителя форсунки с 4 до 5 при незначительном росте эффективного проходного сечения $(\mu f)_p$, а также одновременном увеличении диаметра камеры сгорания и уменьшении интенсивности закрутки воздушного заряда во впускном канале, для согласования динамики топливных факелов в подвижном заряде с формой камеры сгорания.

Вместо форсунок с регулировкой давления начала впрыска $P_{\phi 0} = 27,5$ МПа, распылителей с числом сопловых отверстий $i_{co} = 4$, диаметром иглы $d_u = 4,5$ мм, ходом иглы $h_u = 0,32 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,3 \dots 0,32$ мм², устанавливались форсунки с $P_{\phi 0} = 25$ МПа, распылителями с $i_{co} = 5$, $d_u = 6$ мм, $h_u = 0,3 \pm 0,01$ мм, $(\mu f)_p = 0,32 \dots 0,34$ мм². Переход на диаметр иглы 6 мм вместо 4,5 мм обусловлен улучшением гидравлических характеристик распылителей при увеличении числа сопловых отверстий, снижении давления начала впрыска топлива до 25 МПа – уменьшением угла опережения впрыска топлива $Q_{впр}$ и снижением износа корпуса распылителя.

Увеличение числа сопловых отверстий в распылителе при незначительном увеличении $(\mu f)_p$ и интенсификации топливоподачи (100 МПа) положительно сказывается на дальнобойности факела и существенно увеличивает тонкость распыливания топлива, сокращает продолжительность впрыска ф.

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

При увеличении диаметра камеры сгорания сокращается продолжительность сгорания $\phi_{сс}$, интенсивность тепловыделения (определяемая отношением $dx/d\phi$) в диффузионной области существенно возрастает. Повышенная энергия распыливания топлива обеспечивает меньшее его попадание на стенки камеры сгорания, т.е. увеличивается доля объемного смесеобразования.

С целью уменьшения выбросов NOx трансформированы фазы газораспределения:

| | | |
|---------|-----------------|-----|
| впуск: | начало до ВМТ | 20° |
| | конец после НМТ | 40° |
| выпуск: | начало до НМТ | 50° |
| | конец после ВМТ | 15° |

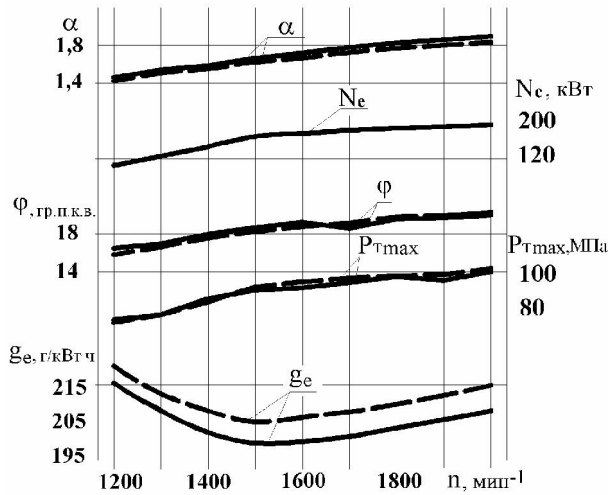


Рис. 2. Скоростная характеристика. Опытный дизель

-- этап 1; — этап 2

Фазы смещены в сторону опережения на $\Delta\varphi=5...10^\circ$ п.к.в. Так, окончание закрытия впускного клапана после НМТ уменьшено на 10° п.к.в., закрытие выпускного после ВМТ – на 5° п.к.в. Если величина открытия выпускного клапана с учетом турбонаддува составляла $60\div70^\circ$ до НМТ, то для уменьшения выбросов NO_x , она уменьшается до $45\div50^\circ$ до НМТ. Без изменения осталось начало открытия впускного клапана – 20° п.к.в. до ВМТ, это сделано для сохранения эффективного сечения клапанной щели, коэффициента наполнения η_v и снижения потерь на впуске.

Перечисленные мероприятия (повышение энергии впрыска, уменьшение мелкости распыливания, равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания, повышение коэффициента избытка воздуха α , увеличение диаметра камеры сгорания) позволяют существенно снизить удельный эффективный расход топлива по всей скоростной характеристике (рис. 2). Важно отметить, что высокий α позволяет сгладить степень ухудшения показателей двигателя по топливной экономичности, эмиссии NO_x и выбросам продуктов неполного сгорания (CH , CO , твердые частицы) при «недозавихивании» и

«перезавихивании» воздушного заряда [2, 3]. В итоге, при оптимальном по топливной экономичности угле опережения впрыска топлива 22° п.к.в. до ВМТ удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил $208 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $199 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, эмиссия NO_x – $10,8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, выбросы CO – $0,85 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CH – $0,5 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и твердых частиц PM – $0,07 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. Отсюда следует, что при оптимальном по экономичности $Q_{впр}$ эмиссия окислов азота NO_x на 95 % превышает допустимую норму по ГОСТ Р 41.96-2005 ($6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$), и имеется значительный запас по выбросам продуктов неполного сгорания. При снижении угла опережения впрыска до 16° п.к.в. до ВМТ, эмиссия NO_x уменьшается до $5,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а выбросы продуктов неполного сгорания не превышают предельно допустимые значения: CH – $0,6 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, CO – $1,7 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, твердых частиц – $0,14 \text{ г}/(\text{кВт ч})$. При этом g_e возрос по скоростной характеристике на $2\div8 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ и составил на номинальном режиме $216 \text{ г}/(\text{кВт ч})$, а на режиме максимального крутящего момента – $202 \text{ г}/(\text{кВт ч})$ (рис. 3 и 4).

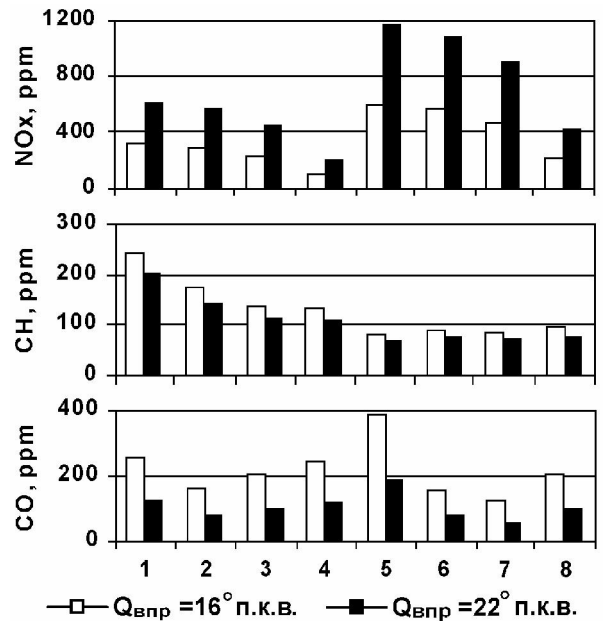


Рис. 3. Выбросы NO_x , CH и CO по 8-ми режимному испытательному циклу по ГОСТ Р 41.96-2005

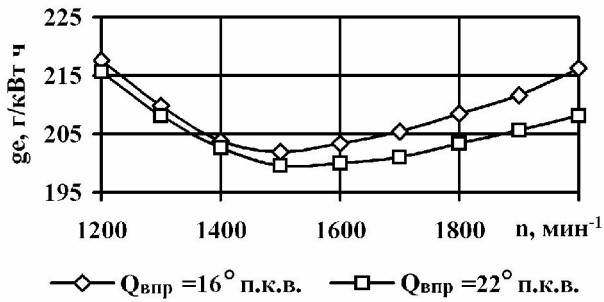


Рис. 4. Увеличение g_e при переходе на меньший угол опережения впрыска топлива

При уменьшении $Q_{впр}$ произошло снижение максимального давления газов P_z до 14,8 МПа с одновременным ростом температуры выпускных газов перед турбиной до 620° С.

3. Заключение

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.

УДК 621.43.068.7+662.756.3

И.П. Васильев, канд. техн. наук

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Введение

Ограниченные запасы на Земном шаре невозобновляемых источников энергии остро ставят проблему поиска альтернативных источников энергии, в частности, возобновляемых и поддерживающих экологическое равновесие. Также произошло стирание граница между традиционными сырьем и продуктами питания. Последние становятся сырьем не только для топливного сектора, но и для химического производства. Так на ЗАО «АЗОТ» (г. Северодонецк) планирует использование в качестве сырья биоэтан-

2. Установлено, что повышение коэффициента избытка воздуха 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.

3. Предложен переход к увеличению доли объемного смесеобразования за счет увеличения диаметра камеры сгорания.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. - 79 с.
2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. - Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2000. - 256 с.
3. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И., Кислов В.Г. Токсичность отработавших газов дизелей. - Уфа: Изд-во БГАУ, 2000. - 144 с.

нол для производства органических веществ и синтетических полимеров [1]. И этот процесс стал необратимым. Поэтому возникает задача рационального использования сырьевых ресурсов с обеспечением минимального вредного воздействия на окружающую среду и изменения климата.

Поэтому разработка мероприятий по обеспечению все ужесточающихся норм на вредные выбросы становится актуальной и важной практической задачей. Для ее решения необходимо опираться на комплексную оценку эффективности использования