

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)

Институт Инновационных технологий

Факультет Автотранспортный
Кафедра "Тепловые двигатели и энергетические установки"

Кульчицкий Алексей Рэмович

“Методы улучшения экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания”

Практические занятия
по дисциплине “Методы улучшения экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания” для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 141100.68 "Энергетическое машиностроение" (Магистратура)

Владимир – 2013 г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ
ОГЛАВЛЕНИЕ

Тема	Название практического занятия	Стр.
№1	Повышение эффективности наддува в дизеле	3
№2	Оптимизация характеристик системы топливоподачи	7
№3	Формирование внешней скоростной характеристики двигателя	11
№4	Методы организации рециркуляции отработавших газов	15
№5	Техническое обслуживание и уровень токсичности отработавших газов	19
№6	Применение водотопливных эмульсий в дизелях	23
№7	Особенности образование оксида азота в поршневых ДВС	27
№8	Расчетное определение эмиссии дисперсных частиц с отработавшими газами ДВС	33

ТЕМА 1. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАДДУВА В ДИЗЕЛЕ (2 ЧАСА)

Цель занятия: Провести анализ особенностей организации рабочего процесса в дизеле с наддувом.

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет.
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Установка на дизель турбонаддува и охладителя надувочного воздуха не обеспечила улучшение экологических характеристик двигателя

Вопросы, выносимые на обсуждение:

1. Влияние степени подогрева воздушного заряда за счет сжатия в компрессоре системы наддува;
2. Применение охладителя надувочного воздуха.

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Образование веществ в процессе горения топлива в цилиндре двигателя обуславливается неоднородностью температурного и концентрационного полей в реакционном объеме как в пространстве, так и во времени. Указанная неоднородность зависит от гидро- и газодинамических характеристик подачи топлива, воздушного заряда и топливовоздушной смеси, процессов тепловыделения и теплоотдачи, а также массообмена в упомянутом объеме.

Из этого следует, что любые изменения характеристик топливоподачи и газообмена, геометрических размеров, а также формы, материала и состояния поверхности деталей системы газообмена, топливоподачи и камеры сгорания приведут к изменению процессов образования и разложения веществ в ходе рабочего процесса и соответственно к изменению состава отработавших газов.

Температура и давление воздушного заряда оказывают влияние как на количество подаваемого воздуха в цилиндр, так и на начальную температуру воздушного заряда в цилиндре. В конечном итоге это обусловит и величину холодных пристеночных зон, и величину давления в цилиндре, и значения температур горения первых порций топлива.

Эмиссия NO_x с ОГ с ростом температуры воздушного заряда, и соответственно с увеличением температуры в момент начала подачи топлива в цилиндр (рис.1]) увеличивается в связи с термической природой образования оксида азота.

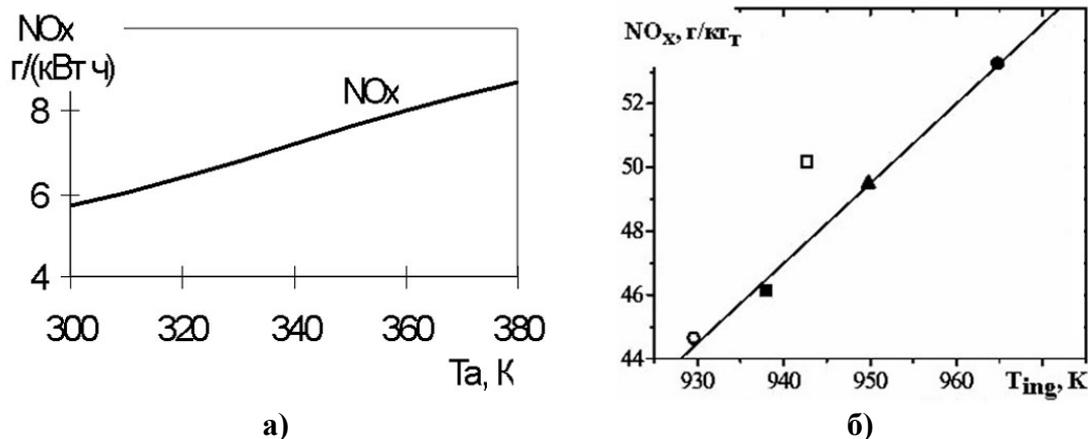


Рис.1. Влияние температуры а) воздушного заряда T_a на удельный выброс NO_x и б) температуры в цилиндре двигателя в момент начала впрыскивания топлива T_{ing} на нормированный выброс NO_x

Наддув двигателей обеспечивает возможность увеличения максимальных значений цикловой подачи топлива, что позволяет повысить мощность двигателя и среднее эффективное давление. У дизелей с наддувом на режимах внешней скоростной характеристики коэффициент избытка воздуха достигает значений $\alpha = 1,7 \dots 2,2$, в то время как у безнаддувных дизелей с непосредственным впрыском $\alpha = 1,3 \dots 1,5$, а у предкамерных - $\alpha = 1,15 \dots 1,35$. Применение наддува оказывает неоднозначное влияние на выброс оксидов азота с отрабо-

тавшими газами, так как, с одной стороны, увеличивается значение α , снижая эмиссию, но с другой, эмиссия увеличивается вследствие роста температуры воздуха на впуске.

С целью предотвращения повышенных выбросов оксидов азота применяют ТКР с перепуском воздуха (рис.2) – при повышении давления наддува выше заданного часть воздуха после компрессора перепускается за турбину.

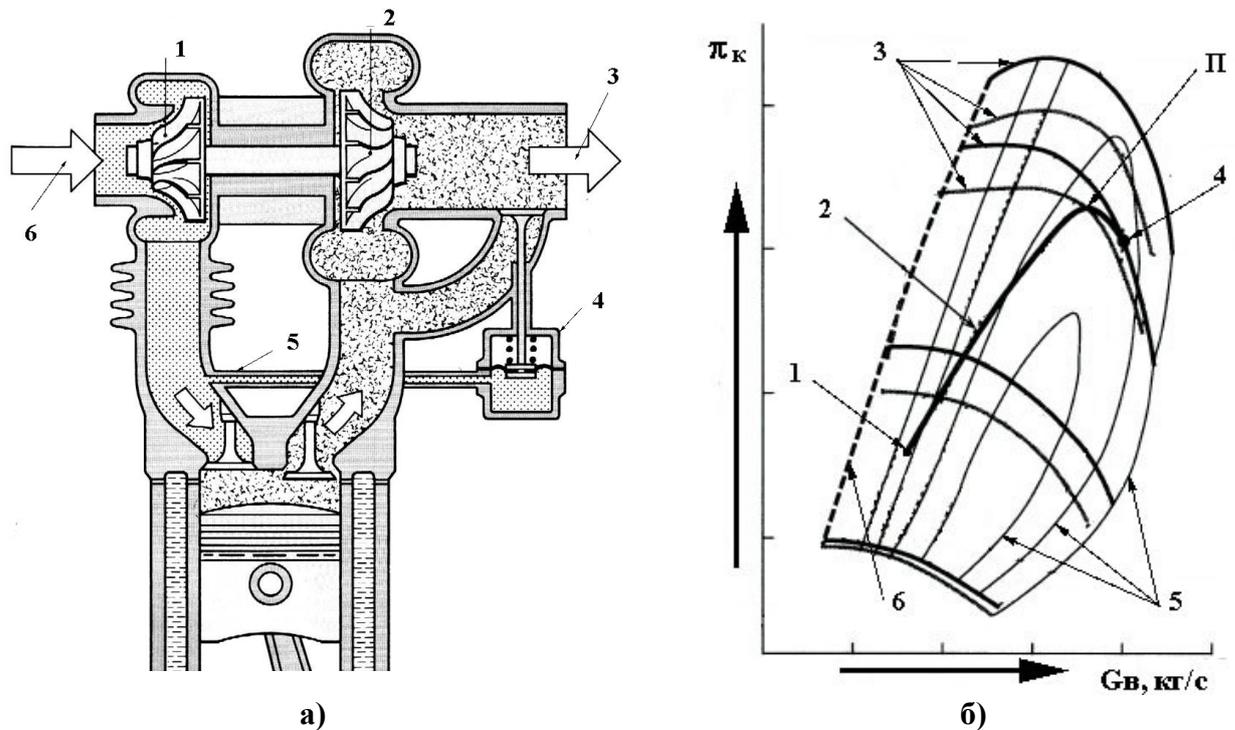


Рис.2. а) **Принципиальная конструкция турбокомпрессора с перепуском воздушного заряда.** Обозначения: 1–колесо компрессора, 2–колесо турбины, 3–выход ОГ, 4–клапан перепуска воздушного заряда, 5–отводной канал, 6–вход воздуха
 б) **Согласование расходной характеристики двигателя и компрессора.** Обозначения: 1-точка расхода воздуха на режиме максимального крутящего момента; 2-расход воздуха двигателем на режиме внешней скоростной характеристики; 3-линии равных значений частот вращения ротора ТКР; 4- точка расхода воздуха на режиме номинальной мощности; 5-линии равных значений к.п.д. компрессора; 6- линия помпажа; П-момент срабатывания перепускного клапана

Подобный турбокомпрессор обеспечивает высокие значения коэффициента избытка воздуха на режиме максимального крутящего момента (на котором обычно бывает повышенное образование NO_x). И в то же время предотвращает излишнее увеличение давления наддува на более высоких скоростных режимах при работе двигателя по внешней скоростной характеристике.

Несмотря на увеличение значения α (при наддуве), объемы зон пристеночного гашения пламени уменьшаются вследствие повышения общего температурного режима. При снижении цикловой подачи (частичные нагрузки) автоматически происходит уменьшение подачи воздуха турбокомпрессором как за счет снижения частоты вращения ротора ТКР, так и за счет ограничивающего действия пневмокорректора топливного насоса высокого давле-

ния (ТНВД). Таким образом, и на частичных нагрузках не происходит увеличения объема зон пристеночного гашения пламени. Все это обуславливает снижение эмиссии углеводородов. Снижение эмиссии СО с ОГ и дымности отработавших газов обуславливается увеличением концентрации окислителя относительно количества подаваемого топлива.

Применение турбонаддува должно сочетаться с обеспечением промежуточного охлаждения воздушного заряда, что реализуется за счет применения охладителя наддувочного воздуха (ОНВ). Это позволяет значительно снизить температуру воздушного заряда: со 110...170 °С после компрессора до 50...70 °С после ОНВ. В зависимости от особенностей организации рабочего процесса того или иного двигателя каждые 10 °С снижения температуры воздушного заряда обеспечивают снижение удельного выброса NO_x приблизительно на 10% (см.рис.1).

Величина сопротивления системы впуска воздуха и выпуска ОГ обуславливает массовый расход воздуха, количество и температуру остаточных газов в цилиндре, т.е. характер влияния на состав отработавших газов аналогичен влиянию температуры и давления воздушного заряда на впуске в цилиндр. Сюда же можно отнести влияние на значение мощности в зависимости от высоты положения двигателя над уровнем моря, например, дизель-генератора на высокогорных станциях. Чем больше высота, тем разреженнее атмосфера (ниже барометрическое давление), тем меньше воздуха по массе поступает в цилиндры двигателя. Это приводит к падению мощности при сохранении постоянным расхода топлива. Попытка сохранить мощность увеличивая подачу топлива приводит к резкому росту выбросов продуктов неполного сгорания.

ТЕМА 2. ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ (2 ЧАСА)

Цель занятия: Провести анализ методов оптимизации характеристик системы топливоподачи дизеля.

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Применение на дизеле среднего уровня форсирования агрегатов топливоподачи на базе механического топливного насоса высокого давления не обеспечила улучшение экологических характеристик двигателя.

Вопросы, выносимые на обсуждение:

1. Оптимизация значения установочного угла опережения впрыскивания топлива.
2. Оптимизация геометрических и гидравлических характеристик распылителя.
3. Технология обработки сопловых отверстий.

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

На образование NO_x наиболее сильное влияние оказывает момент впрыскивания топлива в КС (т.е. угол опережения впрыскивания топлива - θ). Обуславливается это температурой заряда в КС в момент подачи топлива: чем меньше угол θ , тем выше температура воздушного заряда в камере сгорания. Это приводит к уменьшению периода задержки воспламенения и, соответственно, к сокращению количества топлива, перемешанного с воздухом за этот период. В результате сократится количество топливоздушная смеси, сгорающей по кинетическому механизму, который обуславливает максимальные значения концентраций NO_x . А поскольку большее количество топлива будет сгорать в диффузионном режиме, то это залог меньших выбросов NO_x с ОГ. Но эти же факторы могут привести к увеличению эмиссии продуктов неполного сгорания с отработавшими газами и дымности ОГ (хотя возможно и снижение эмиссии продуктов неполного сгорания в некотором диапазоне значения угла θ).

Геометрия распылителя обуславливает характер развития топливных струй: их количество, угол раскрытия, дисперсность топливных капель, дальнобойность. Топливная струя начинает формироваться в распылителе (рис.1) уже проходя в зазоре между иглой распылителя и корпусом.

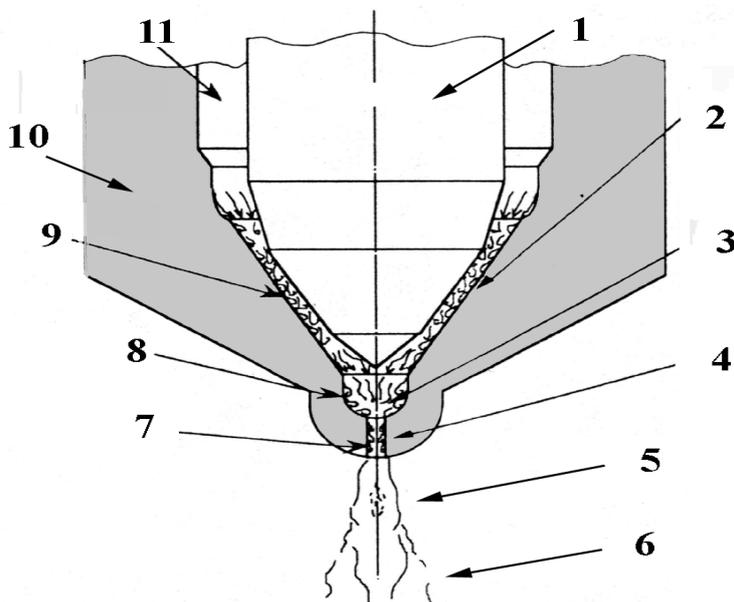


Рис.1. Схема формирования струи топлива при прохождении внутри распылителя форсунки. Обозначения: А) Элементы: 1 – игла распылителя; 7- сопловое отверстие; 8 – подыгольный колодец; 9 – седло корпуса распылителя 10; 11 – внутренний объем распылителя; Б) Зоны: 2 – пристеночного турбулентного потока; 3 –развития потока в подыгольном колодце; 4 – разделенных потоков; 5 – интенсивной кавитации турбулентного потока 6 – разрушения и испарени жидкой струи топлива

Здесь сказывается в первую очередь геометрия кончика иглы: количество конусов, их высота и углы. В результате, развитие струи в объеме КС predeterminedено геометрией распылителя. В распылителях закрытого типа оказывает влияние и объем подыгольного колодца.

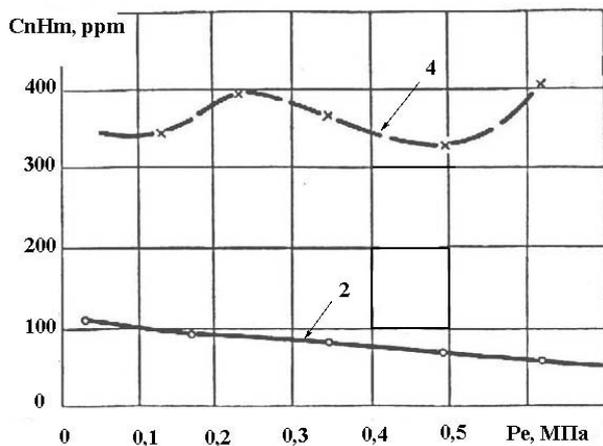


Рис.2. Влияние объема подыгольного колодца распылителя на эмиссию углеводородов с ОГ. Обозначения: 2 – с уменьшенным объемом колодца, 4 – с выходом сопловых отверстий на запорный конус

Обычно стремятся к его уменьшению, с тем, чтобы сократить количество топлива, остающегося в колодце после впрыска дозы топлива в камеру сгорания, которое может быть источником эмиссии углеводородов (рис.2). Все параметры системы топливоподачи взаимосвязаны. Одним из интегральных показателей является гидравлическая характеристика распылителя - зависимость расхода топлива Q (или эффективного проходного сечения μF) от величины подъема иглы распылителя. Интенсивное увеличение эффективного про-

ходного сечения позволяет сократить время впрыскивания топлива в КС, т.е. существует возможность уменьшить угол опережения впрыска топлива, что приведет к снижению выбросов оксидов азота с отработавшими газами.

Регулировочные характеристики системы топливоподачи обуславливают характер развития топливной струи в камере сгорания, интенсивность топливоподачи, дисперсность топливных капель, скорость процесса смешения и т.п. Важным фактором, влияющим на характер развития процессов смесеобразования и сгорания, является значение максимального давления впрыскивания топлива $P_{\text{тmax}}$. Применение повышенных (до 100,0 МПа), высоких (до 150,0 МПа) и сверхвысоких (150,0...250,0 МПа) давлений впрыскивания топлива заставило вернуться к использованию аккумуляторных систем топливоподачи, в которых участок высокого давления топлива отделен от участка управления моментом и количеством подаваемого топлива. Фактор повышения максимального давления впрыскивания топлива оказывает положительное влияние в первую очередь на мелкость распыливания топлива, приводя к лучшему смесеобразованию, более быстрому прогреву и испарению капель и, соответственно, к более полному сгоранию.

Для реализации необходимых функций в аккумуляторных системах предварительно необходимо получить соответствующие данные для составления т.н. “карты режимов”. Аналогичные карты должны быть подготовлены и для других параметров процесса топливопо-

дачи: угла опережения впрыскивания, дробности впрыска. При этом оптимизация характеристик двигателя может быть выполнена по любому выходному параметру: экономичности, выбросам вредных веществ или другим (рис.3).

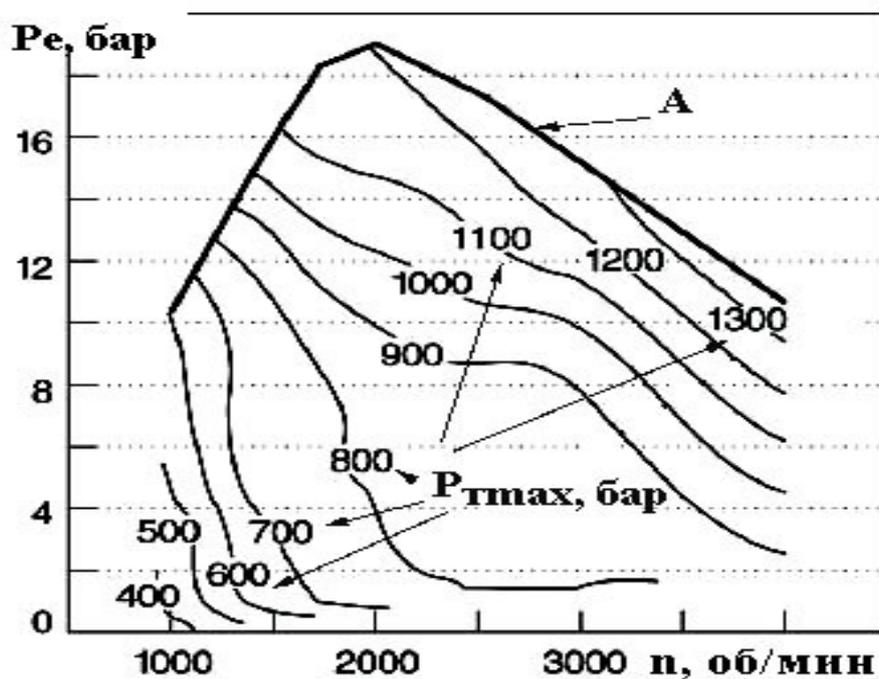


Рис.3. “Карта режимов” аккумуляторных систем топливоподачи.
 Обозначения: P_e – среднее эффективное давление в цилиндре ДВС,
 $P_{тmax}$ – максимальное значение давления впрыскивания топлива, A –
 изменение P_e , соответствующее внешней скоростной характеристике,
 n – частота вращения коленчатого вала

Заметное влияние оказывает технология обработки сопловых отверстий распылителя: сверление, прожигание лазерным лучом или электроискровым разрядом. Чем ровнее обработаны отверстия, тем меньше сопротивление прохождению струи топлива, и тем лучше показатели распыливания. Применение технологии гидрополировки сопловых отверстий также оказывает положительное влияние на развитие топливного факела в камере сгорания двигателя, и, соответственно, обуславливает снижение выбросов продуктов неполного сгорания: углеводородов и сажи.

ТЕМА 3. ФОРМИРОВАНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ (2 ЧАСА)

Цель занятия: Провести анализ влияния особенностей внешней скоростной характеристики дизеля на уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Необходимо обеспечить снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами на дизеле без изменения значения номинальных мощности и скоростного режима, а также величины максимального крутящего момента

Вопросы, выносимые на обсуждение:

1. Влияние скоростного режима двигателя на эмиссию вредных веществ
2. Принцип оптимизации скоростного режима, соответствующего максимальному крутящему моменту.

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Уровень форсирования двигателей постоянно постоянно повышается. И связано это, в первую очередь, с увеличением номинального коэффициента запаса крутящего момента μ_n , который, согласно ГОСТ 18509-88 “Дизели тракторные и комбайновые. Методы испытаний”, определяется как:

$$\mu_n = (M_{\text{кmax}} - M_{\text{кном}}) / M_{\text{кном}},$$

где $M_{\text{кmax}}$ и $M_{\text{кном}}$ – максимальный крутящий момент (по внешней скоростной характеристике дизеля) и крутящий момент, соответствующей номинальной мощности.

Именно этот критерий является основным при отборе двигателя, представляющего серию однотипных двигателей, для проведения испытаний с целью сертификации. Согласно ГОСТ Р1.96-99 “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” (аналог европейских Правил ЕЭК ООН № 96 “Uniform provisions concerning the approval of compression ignition engines to be installed in agricultural and forestry tractors and in non-road mobile machinery regard to the emission of pollutants by the engines”) формулировка следующая:

“исходный двигатель серии двигателей выбирают с помощью основного критерия — наибольшей цикловой подачи топлива при максимальном крутящем моменте. Если два или более двигателей имеют одинаковые основные критерии, то исходный двигатель отбирают, используя вторичный критерий — наибольшую цикловую подачу топлива при номинальной частоте вращения”.

Однако согласно указанным документам, при испытаниях режим максимального крутящего момента может и не попасть в число исследуемых, поскольку в число режимов испытательного цикла входят номинальный и промежуточный скоростные режимы, а также режим минимальных оборотов холостого хода. В отличие от традиционных отечественных стандартов, имеющих отношение к испытаниям двигателей вообще, и к испытаниям по оценке экологического уровня (ГОСТ 18509-88, ГОСТ 17.2.2.05-97, ГОСТ 17.2.2.-98 и ГОСТ 17.2.2.07-2000), в ГОСТ Р41.96 нет режима, соответствующего максимальному крутящему моменту, но есть т.н. промежуточный скоростной режим. Формулировка определения этого режима следующая:

“промежуточная частота вращения (intermediate speed): частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая одному из следующих требований:

- для двигателей, которые предназначены для работы в пределах изменения частоты вращения по кривой изменения крутящего момента с полной нагрузкой, промежуточной частотой вращения является указанный максимальный крутящий момент, если он достигается в пределах 60... 75 % номинальной частоты вращения;

- если указанный максимальный крутящий момент достигается при значении менее 60 % номинальной частоты вращения, то промежуточная частота вращения составляет 60 % номинальной частоты вращения;

- если указанный максимальный крутящий момент достигается при значении более 75 % номинальной частоты вращения, то промежуточная частота вращения составляет 75 % номинальной частоты вращения.

Исходя из определения промежуточной частоты вращения коленчатого вала внешняя скоростная характеристика может иметь три различных вида относительно расположения точки, соответствующей максимальному крутящему моменту (рис.1).

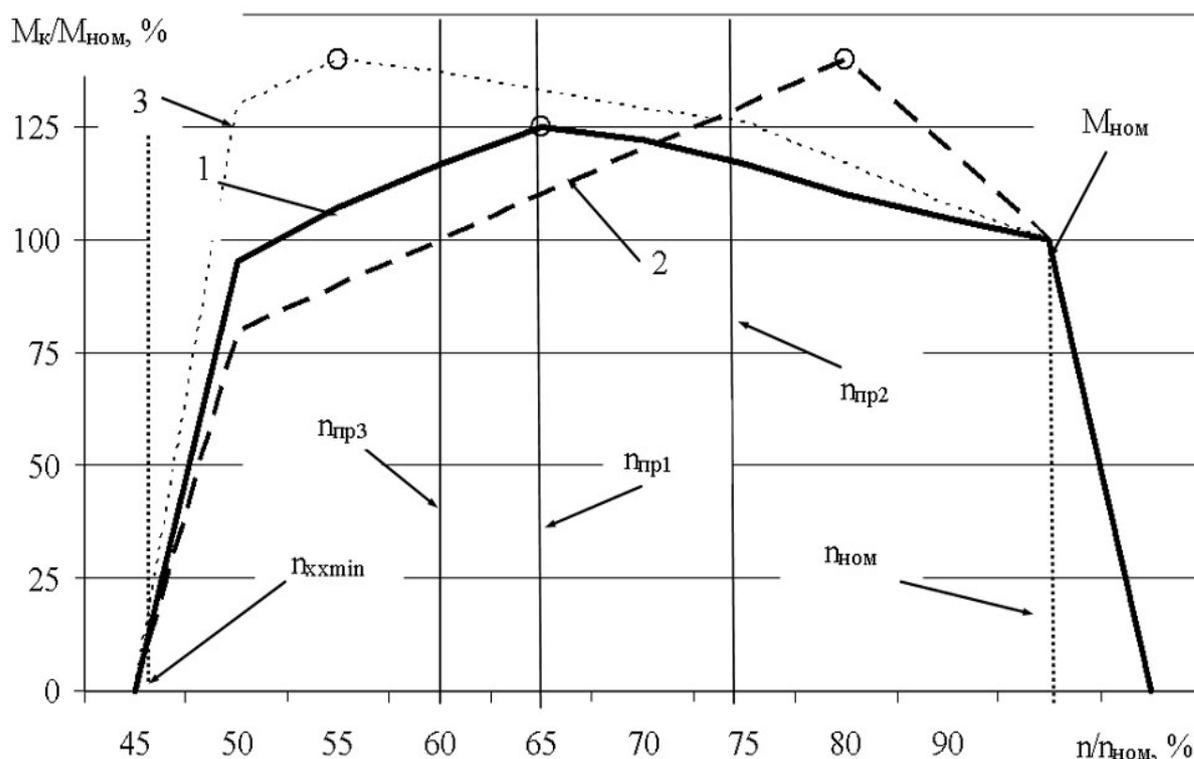


Рис.1. Характерный вид внешних скоростных характеристик (1, 2 и 3) относительно взаимного расположения режимов, соответствующих максимальному крутящему моменту $M_{кmax}$ и промежуточному скоростному режиму $n_{пр}$.

Обозначение: о – режим $M_{кmax}$; $n_{пр1}$, $n_{пр2}$ и $n_{пр3}$ – значения промежуточных частот вращения коленчатого вала, соответствующие скоростным характеристикам 1, 2 и 3; $n_{ном}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала; $n_{ххmin}$ – минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя; $M_{ном}$ – крутящий момент, соответствующий номинальной мощности

Здесь характеристика 1 – исходная, а характеристики 2 и 3 – возможные варианты, отличающиеся значением скоростного режима, соответствующего максимальному крутящему моменту $M_{кmax}$. Сплошные вертикальные линии, соответствующие значениям $60n_{ном}$ и $75n_{ном}$ – диапазон частот вращений коленчатого вала, при котором промежуточная частота выбирается равной частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту. Этому условию отвечает характеристика 1.

Однако процесс образования вредных веществ в КС существенным образом зависит от соотношения скоростного режима и крутящего момента. Для различных двигателей оптимальным может оказаться соотношение, обусловленное протеканием внешних скоростных характеристик 2 или 3. И связано это, во-первых, с зависимостью интенсивности вихревого движения воздушного заряда (а соответственно и характеристик процессов испарения, смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива) от частоты вращения коленчатого вала, а также зависимостью характера топливоподачи от величины цикловой подачи, требуемой для обеспечения соответствующего крутящего момента. Таким образом, оптимальное соотношение характеристик газообмена, турбонаддува и топливоподачи для данной конструкции основных деталей двигателя (впускные и выпускные каналы головки цилиндров, камера сгорания, зазор “цилиндр - поршень”) может быть определено за счет формирования необходимой внешней скоростной характеристики. И это будет связано с гораздо меньшими затратами средств и времени на доводку двигателя и, тем более, подготовку производства модернизированного двигателя по сравнению с внесением изменений в конструкцию основных деталей двигателя.

**ТЕМА 4. МЕТОДЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ
ГАЗОВ
(2 ЧАСА)**

Цель занятия: Анализ характеристик систем рециркуляции отработавших газов

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Для улучшения экологических характеристик двигателя необходимо выбрать наиболее рациональную схему системы рециркуляции отработавших газов

Вопросы, выносимые на обсуждение:

Схемы реализации системы рециркуляции отработавших газов

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Одним из путей улучшения экологических характеристик дизелей за счет воздействия на рабочий процесс является применение рециркуляции отработавших газов (РОГ или EGR - Exhaust Gas Recirculation) - перепуск части отработавших газов во впускной коллектор. Основная цель применения данного метода - сокращение эмиссии оксидов азота NO_x .

Наиболее просто для двигателей с турбонаддувом это реализуется за счет подбора турбокомпрессора с расходной характеристикой, обеспечивающей превышение давления перед турбиной по сравнению с давлением после компрессора в более широком диапазоне режимов работы двигателя (рис.1).

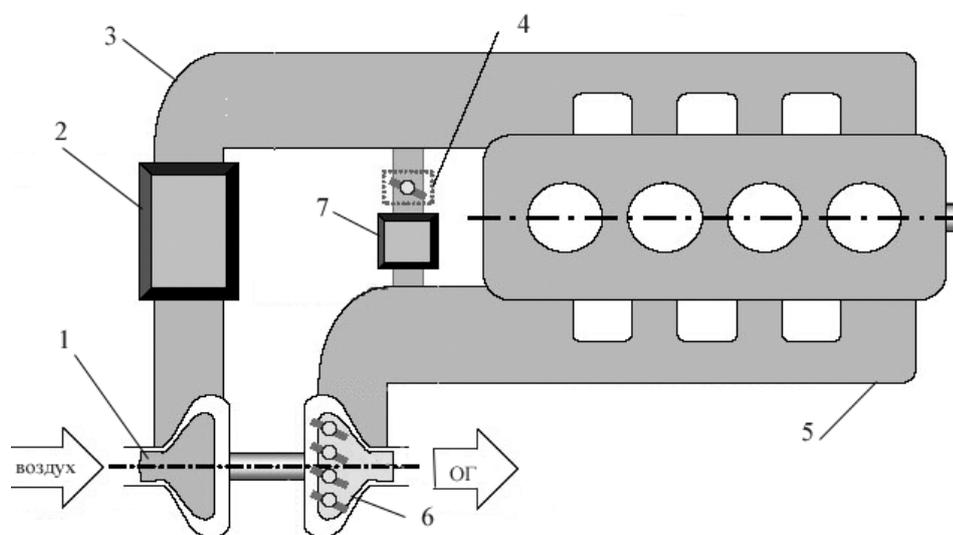


Рис.1. Система рециркуляции отработавших газов.

Обозначение: 1 – компрессор, 2 – охладитель надувочного воздуха, 3 – впускной коллектор, 4 – клапан рециркуляции, 5 – выпускной коллектор, 6 – турбина с изменяемым положением лопаток, 7 – охладитель рециркулируемых газов

Необходимый эффект достигается благодаря: 1) повышению теплоемкости смеси ОГ и воздушного заряда, что приводит к снижению максимальных температур, а также 2) уменьшению концентрации кислорода в смеси, что обуславливает снижение скорости окисления азота. Теплоемкость смеси увеличивается из-за наличия в ОГ газов с повышенной теплоемкостью: диоксидов азота и углерода. Изменение концентрации кислорода в смеси и теплоемкости смеси возможно различными методами: организацией внутренней рециркуляции (увеличение перекрытия впускных и выпускных клапанов), увеличения коэффициента остаточных газов (снижение степени сжатия), традиционной рециркуляцией, обогащением воздушного заряда азотом (рис.2).

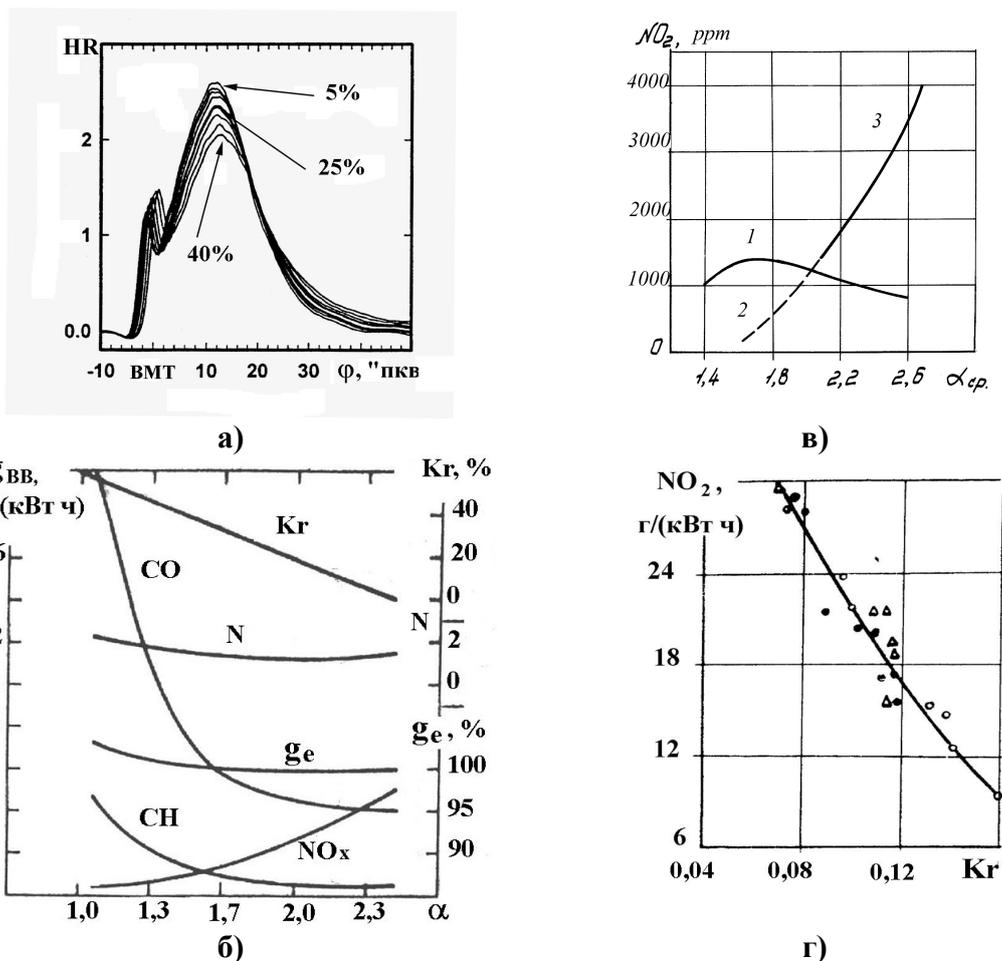


Рис.2. Способы организации рециркуляции ОГ и ее влияние на показатели рабочего процесса и дизеля в целом

- а) влияние EGR на скорость тепловыделения HR в камере сгорания и
 б) экономические и экологические показатели дизелей:
 в) изменение эмиссии оксидов азота в ОГ в случае обогащения воздушного заряда кислородом (3) или азотом (2); 1 - исходный уровень эмиссии оксидов азота [67]
 г) способы организации РОГ: Δ - перекрытие клапанов; о – EGR до 75%; • - изменение степени сжатия на 3 единицы

Для дизелей с турбонаддувом возможно применение двух различных схем системы рециркуляции: 1) с отбором ОГ после турбины и подводом рециркулируемых газов во впускной коллектор перед компрессором; 2) с отбором ОГ перед турбиной и подводом во впускной коллектор после компрессора. В последнем случае подвод РГ возможен либо перед охладителем наддувочного воздуха, либо после него. При этом отводимые из выпускного коллектора ОГ могут пропускаться через противосажевый фильтр.

Преимущество первой схемы по сравнению со схемой отбора рециркулируемых газов перед турбиной заключается в более низкой (на 100...150 °С при полной нагрузке) температуре рециркулируемых газов (значение которой может достигать 700...750 °С при полной нагрузке), что приведет к меньшему подогреву воздушного заряда. Применение противосажевого фильтра при этом желательно, так как снижается загрязнение частицами сажи воздуш-

ного заряда, элементов впускного тракта (коллектор, каналы головки, клапаны и особенно охладитель наддувочного воздуха), а также масла, в которое частицы могут попадать через камеру сгорания. Подвод рециркулируемых газов перед компрессором позволяет дополнительно их охлаждать за счет перемешивания со свежим воздухом, что особенно важно для двигателя с турбонаддувом, где температура воздушного заряда после компрессора, может достигать 110...170 °С.

Однако применение РОГ, как и большинство других методов воздействия на NO_x , обычно приводит к увеличению выбросов продуктов неполного сгорания: оксида углерода СО и дисперсных частиц, а также к увеличению дымности отработавших газов и ухудшению экономичности дизеля. Что касается эмиссии суммарных углеводородов, то их изменение возможно как в сторону увеличения, так и уменьшения - в зависимости от особенностей организации как системы рециркуляции, так и самого рабочего процесса дизеля. Поэтому наряду с применением РОГ обычно применяют и другие методы борьбы с токсичностью, например, регулирование угла опережения впрыскивания топлива.

Реальный коэффициент рециркуляции находится на уровне $K_r = 0,08...0,12$ (т.е. 8...12%). Увеличение замещения воздушного заряда рециркулируемыми газами свыше указанного уровня приводит к росту эмиссии продуктов неполного сгорания и дымности отработавших газов, падению мощности и ухудшению топливной экономичности, что особенно резко усиливается при значении K_r свыше 0,20. Тем не менее, при настройке системы EGR за счет учета стандартизованного испытательного цикла (по которому должен проверяться двигатель или автотранспортное средство) возможно существенное превышение указанных цифр.

Еще один момент следует отразить в случае применения системы EGR. Традиционно перепуск ОГ осуществляют при нагрузках не более 75% от полных по внешней скоростной характеристике. Причина – в резком увеличении выброса продуктов неполного сгорания на более высоких нагрузках, поскольку коэффициент избытка воздуха и без применения рециркуляции не высок.

ТЕМА 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И УРОВЕНЬ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ (2 ЧАСА)

Цель занятия: Влияние технического обслуживания двигателей и транспортных средств на уровень токсичности отработавших газов

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

По мере эксплуатации транспортного средства возникают различные дефекты, которые приводят к увеличению выброса вредных веществ с отработавшими газами

Вопросы, выносимые на обсуждение:

1. Экологический уровень конструкции и техническое состояние;
2. Техническое состояние ДВС и транспортного средства.

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Существуют два типа нормирования экологического уровня двигателей и автотранспортных средств: по санитарно-гигиеническим показателям и техническим показателям. Санитарно-гигиеническая норма — показатель, соблюдение которого гарантирует безопасность или оптимальные условия существования человека. Концентрация различных веществ в воздухе не должна превышать определенного предела, т. е. каждое вещество имеет предельно-допустимую концентрацию (ПДК) в воздухе. Технические показатели экологического уровня ДВС и транспортных средств (ТС) регламентируются различными нормативно-техническими документами: ОСТ, ГОСТ, Директивами, Правилами и т. д. Этот вид нормирования направлен на оценку экологического уровня конструкции ДВС и ТС. Существуют требования к содержанию вредных веществ в отработавших газах ТС и в условиях эксплуатации. Этот вид нормирования направлен на оценку технического состояния ДВС и транспортных средств.

В условиях эксплуатации автотранспорт проверяется на соответствие:

— автомобили с бензиновыми двигателями по содержанию в ОГ оксида углерода и суммарных углеводородов: на режимах минимальных оборотов холостого хода и повышенной (до 80% от номинального скоростного режима) частоте вращения коленчатого вала (ГОСТ 17.2.2.03–87);

— автомобили с дизелями по величине дымности ОГ: на режимах свободного ускорения и максимальной частоты холостого хода (ГОСТ 21393–75).

Техническое состояние деталей, узлов и систем двигателей обуславливает состав отработавших газов В тоже время состав ОГ является показателем технического состояния двигателя.

Для дизелей характерным показателем технического состояния и правильности регулировок систем топливоподачи и газообмена является дымность отработавших газов:

— черный цвет отработавших газов свидетельствует о большой неполноте сгорания топлива, что может быть следствием недостатка воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, либо следствием избыточной подачи топлива в КС двигателя;

— синий цвет отработавших газов свидетельствует о попадании в КС двигателя избыточного количества смазочного масла, что может быть следствием износа деталей цилиндропоршневой группы или же следствием залегания колец;

— белый цвет отработавших газов свидетельствует либо о низкой температуре процесса сгорания топлива, что обычно бывает в период прогрева двигателя, особенно в холодное время года, либо это является следствием изменения угла опережения впрыска топлива в сторону увеличения.

Основная проблема дизельного транспорта — выбросы сернистых соединений (в связи с наличием серы в топливе) и сажи; выбросы последней в основном определяют уровень дымности ОГ. Отечественные дизельные топлива содержат 0,2...0,5% серы по массе, и решение этой проблемы — задача промышленности (за рубежом выпускаются топлива с содержанием серы до 0,005%). В условиях рядовой эксплуатации существенную роль играют нарушения правил хранения и транспортировки топлива, в результате чего происходит попадание в топливо воды, различных твердых примесей, а также подмешивание одного вида топлива в другой. Что касается сажи, то ее повышенное содержание в отработавших газах дизелей во многом обуславливается техническим состоянием двигателя и в первую очередь — топливной аппаратуры: топливного насоса высокого давления, форсунок, топливопроводов высокого давления.

На практике, конечно, причин повышенной дымности ОГ двигателя гораздо больше, причем необходимо учитывать и режимы, на которых наблюдается превышение допустимого уровня дымности отработавших газов. Например, увеличенная дымность ОГ дизеля на режиме свободного ускорения может быть следствием повышенного сопротивления воздушного фильтра, частичного закоксовывания сопловых отверстий распылителей, увеличения зазора между торцом клапана и бойком коромысла в клапанном механизме.

Повышенная дымность на режиме максимальных оборотов холостого хода может быть следствием избыточной неравномерности цикловой подачи по цилиндрам, уменьшения давления начала впрыска топлива форсункой, попадания масла в камеру сгорания за счет износа деталей цилиндро-поршневой группы, залегания колец, износа стержней впускных и выпускных клапанов, повышенного уровня масла в воздухоочистителе.

Повышенная дымность ОГ одновременно на обоих указанных режимах может быть следствием уменьшения угла опережения впрыска топлива, несрабатывания автоматической муфты опережения впрыска топлива, повышенной номинальной частоты вращения коленчатого вала, уменьшения зазора в клапанном механизме, снижение давления сжатия в цилиндрах двигателя вследствие нагара на поршневых кольцах или негерметичности прокладки между блоком цилиндров и головкой блока и т. д.

Однако не следует делать вывод о необходимости полного перевода транспорта на бензин. Во-первых, если тот или иной вид транспорта полностью соответствует требованиям стандартов по природоохранным показателям, распространяющимся как на конструкцию ДВС или АТС, так и на техническое состояние, то этот вид транспорта не загрязняет окружающую среду более другого вида транспорта. Во-вторых, в ОГ транспортных средств регламентируется содержание крайне ограниченного количества вредных веществ (3...5 наиме-

нований). В то же время в отработавших газах содержатся сотни различных веществ (см. §4 гл.1). И среди ненормируемых веществ у различных видов транспорта (дизельного, бензинового, газового) есть крайне опасные вещества. А в конечном итоге на человека, животный и растительный мир воздействуют не только нормируемые вещества. В условиях эксплуатации автотранспорта наиболее радикальным средством снижения загрязнения окружающей среды является оптимизация движения транспортных потоков, плюс к этому — озеленение и развитие водоемов в населенных пунктах.

В двигателях с принудительным воспламенением повышенное содержание оксида углерода и суммарных углеводородов также свидетельствует об отклонении регулировок и технического состояния ДВС от штатного.

Основные причины неудовлетворительного состояния транспорта, который выпускается на линию транспортными предприятиями, одни и те же:

- в эксплуатации находятся автомобили, изношенные сверх всякой меры, не подлежащие капитальному ремонту;

- отсутствует экономическая заинтересованность в проведении работ по улучшению и поддержанию на необходимом уровне экологических характеристик автотранспортных средств.

ТЕМА 6. ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ В ДИЗЕЛЯХ (2 ЧАСА)

Цель занятия: анализ эффективности замены дизельного топлива на водотопливную эмульсию по критерию “уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами”

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Замена дизельного топлива на водотопливную эмульсию дает неоднозначные результаты на разных двигателях

Вопросы, выносимые на обсуждение:

1. методика приготовления водотопливной эмульсии;
2. применение водотопливной эмульсии в условиях эксплуатации;

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Процесс горения в дизелях является гетерогенным (часть компонентов находится в жидкой фазе, а другая в газообразной фазе) диффузионным горением. При этом скорость сгорания, в основном, определяется скоростью диффузии горючего и окислителя, и зона горения (фронт пламени) определяется соотношением между скоростью реакции (скоростью горения) и скоростью диффузионного смешения, когда относительное соотношение смеси топлива и окислителя достигает стехиометрической величины. Со стороны топлива (топливного факела) всегда существует обогащённая смесь, приводящее к образованию сажи (дыма – твёрдых частиц), имеющей отрицательное влияние на окружающую среду и здоровье человека. Твёрдые частицы образуются в процессе диффузионного горения в результате пиролиза (термического распада) и окислительного крекинга углеводородных молекул в условиях высоких температур при недостатке кислорода.

Образование твердых частиц в виде сажи – это характерный признак диффузионного горения. Нейтрализация этого негативного явления возможна различными путями: как за счет воздействия на характеристики систем топливоподачи, газообмена и наддува, так и за счет воздействия на характеристики используемого топлива.

Один из способов изменения физико-химических свойств топлив – добавление воды в топливо, что приводит к созданию водотопливной эмульсии (ВТЭ). Преимущество этого вида топлива заключается в широкой доступности воды, в отличие от многих альтернативных топлив, которые, к тому же, либо крайне ядовиты (например, топлива на основе метила), либо требуют больших затрат времени на их получение (например, на выращивание твердых видов биотоплив и их дальнейшую переработку).

Влияние сгорания ВТЭ на рабочий процесс ДВС объясняется не только физическими процессами (дополнительным распыливанием ДТ за счет микровзрывов капель воды), но и химическими:

1. В зонах камеры сгорания с температурой свыше 800 °С при взаимодействии с парами воды H_2O идет процесс газификации сажи (углерода C) с образованием водорода H_2 , что обеспечивает дополнительное тепловыделение при его сгорании:

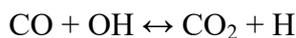


2. Кроме того, при температурах свыше 1000 °С в результате конверсии углеводородов топлива C_xH_y с водяным паром образуется дополнительное (относительно горения без воды) количество оксида углерода CO и H_2 :



Их догорание (CO – не в полной мере, а H_2 - полностью) частично компенсирует потери тепла на испарение воды.

3. Наличие воды интенсифицирует реакции горения и, прежде всего, дожигание СО за счёт добавочного количества радикалов ОН:



Таким образом, дополнительное количество оксида углерода и водорода, образующихся в результате реакции воды с углеводородами и углеродом, обеспечивают дополнительное тепловыделение.

Одним из недостатков ВТЭ является тот факт, что вода и лёгкие топлива (дизельное, керосин, бензин) не смешиваются между собой – при смешивании происходит их быстрое расслоение в связи с низкой стабильностью.

Обеспечение физической стабильности (или просто стабильности) эмульсии может быть реализовано применением подходящего эмульгатора, который выполняет две основные функции:

- снижение межфазного натяжения между двумя жидкостями (топливо и вода), что позволяет легче образовываться эмульсии с меньшим размером капель,
- стабилизация дисперсной фазы для предотвращения слияния глобул (т.е. препятствует расслоению эмульсии).

Эмульгатор содержит два компонента: добавляемое к воде гидрофильное вещество и добавляемое к дизельному топливу гидрофобное (липофильное); в дальнейшем вода и топливо (каждое в соединении с упомянутыми веществами) смешиваются для получения эмульсии. Соотношение между двумя веществами представляет гидрофильно-липофильный номер (ГЛН); его величина для ВТЭ находится в диапазоне 3...6 единиц. Поскольку добавление эмульгатора снижает межфазное натяжение (для ВТЭ, обычно, с 50 до 1...10 мН/м), то количество эмульгатора может быть определено по критической точке, при которой его дополнительное добавление не приводит к изменению межфазного натяжения и размера капель.

Процесс эмульгирования широко используется во многих областях промышленности, в частности, косметики, изготовления фармацевтических препаратов, пищевой и нефтяной. Главным принципом производства эмульсии является обеспечение высокого напряжения сдвига в дисперсной среде для деформации и разрушения крупных капель. Этот принцип достигается использованием различных установок, которые классифицируются по методу приготовления эмульсии:

- по требуемой энергии (низкая энергия – простые напорные трубы, средняя энергия - мешалки, высокая энергия – роторно-импульсные, акустические и высокого давления);
- непрерывности службы (периодическая, непрерывная, комплексная);
- типа силы (сила вязкого сопротивления или сдвигающая сила);

Вторым недостатком является отсутствие контроля за составом получаемой ВТЭ: распределение капель воды в топливе зависит от метода получения эмульсии. Одним из методов, который обеспечивает получение эмульсии с высокой степенью гомогенности является метод мембранного эмульгирования, при котором вода пропускается в поток топлива через мембрану с порами одинакового размера (рис.1).

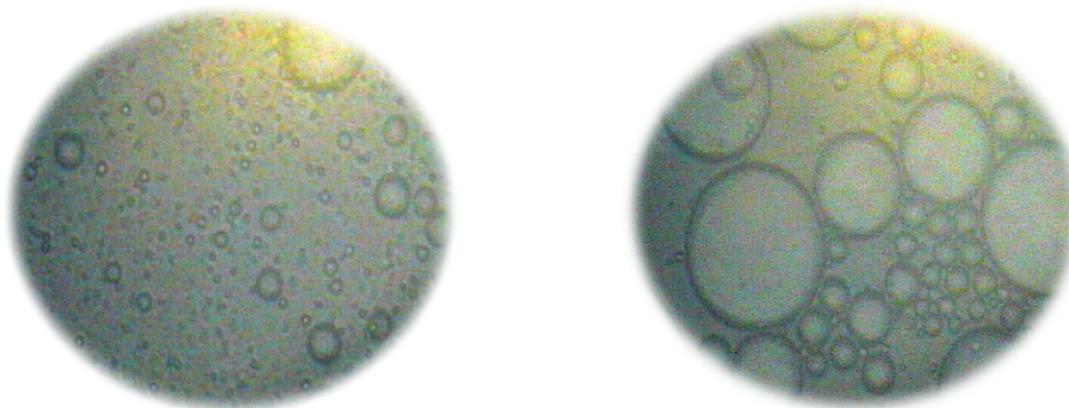


Рис. 10. Изменение структуры ВТЭ в зависимости от диаметра пор мембраны (слева – 0,2 мкм, справа – 0,45 мкм) при одинаковом содержании воды ($C_B \approx 17\%$ об.)

При работе двигателя на ВТЭ отмечено влияние структуры эмульсии (при постоянном составе ВТЭ) как на экологические, так и экономические показатели двигателя, а именно:

- большее влияние ВТЭ с крупным размером капель воды на эмиссию NO_x , а с меньшим размером – на уровень дымности ОГ и эмиссию C_nH_m ;
- увеличение эффективного КПД η_e в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала (до 1,1...1,2 раза для ВТЭ с содержанием воды 17 % и наиболее вероятной структуры капель воды в эмульсии, приготовленной с помощью мембраны с размерами пор 0,2 и 0,45 мкм).

Теоретический анализ состава продуктов горения ВТЭ показал, что предельное содержание воды в ВТЭ по критерию «температура горения» – 40 % об. При большем содержании воды резко увеличивается неполнота сгорания, приводя к интенсивному падению температуры горения.

Экспериментальные результаты определения влияния склонности ВТЭ к сажеобразованию показали, что предельное содержание воды в ВТЭ составляет 25...30 % об. – это характеризуется наибольшим значением максимальной высоты некопящего пламени в режиме диффузионного горения, присущего дизелю.

Выявлено также, что как уменьшение среднего размера капель воды, так и увеличение содержания воды в ВТЭ приводит к увеличению вязкости эмульсии, что необходимо учитывать при организации процессов топливоподачи и смесеобразования в дизеле.

**ТЕМА 7. ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДА АЗОТА
В ПОРШНЕВЫХ ДВС
(3 ЧАСА)**

Цель занятия: Анализ особенностей окисления азота в условиях горения в дизеле.

План занятия:

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания:

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Оценить характер влияния диффузионного режима горения, характерного для дизелей, на образование оксида азота.

Вопросы, выносимые на обсуждение

1. особенности режима горения топлива в дизелях;
2. влияние режима горения на процесс закалки оксида азота;
3. основные факторы, определяющие содержание оксида азота в отработавших газах дизеля.

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Особенность горения в дизеле связана с периодичной подачей в КС предварительно неперемешанных топлива и окислителя, что предопределяет наличие двух типов горения – быстрого (взрывного) и диффузионного. Характеристики первого типа горения обуславливаются процессом распространения пламени по предварительно подготовленной за период задержки воспламенения топливовоздушной смеси, т.е. кинетикой. Характеристики второго типа горения определяются макрокинетическими процессами, связанными с неоднородностями концентраций реагентов и температуры в зоне реакции, и вызванными этим процессами тепло- и массопереноса (диффузией). При этом диффузионный фронт пламени (согласно концепции S.P. Burke и T.E. Schumann) стабилизируется на т.н. изостехиометрической поверхности (где $\alpha=1$). В связи с изложенным в дизеле выделяется две фазы горения: фазы нестационарного формирования диффузионного фронта пламени и фазы квазистационарного диффузионного горения (В.З. Махов). Таким образом, характерной особенностью горения топлива в дизеле является наличие диффузионного режима в течение всего процесса горения.

Эмиссия NO_x для традиционного дизельного процесса определяется т.н. “термическим” оксидом азота NO, который образуется вследствие окисления атмосферного азота атомарным кислородом в зоне ПС. Что касается других механизмов образования NO (например, во фронте пламени вследствие взаимодействия с углеводородными радикалами, вследствие окисления азота, содержащегося в топливе, или через N_2O -реакцию), то их вклад в общий выброс существенно меньше.

В условиях преимущественно диффузионного режима горения, характерного для дизелей, модель образования оксида азота NO базируется на следующих положениях. Окисление азота идет одновременно с горением топлива в диффузионном фронте пламени. Как и продукты сгорания (ПС), образующийся NO также диффундирует из зоны своей максимальной концентрации, обуславливаемой оптимальным сочетанием температуры и концентрации окислителя. Концентрация NO в течение этого процесса изменяется в соответствии с изменением упомянутых параметров вплоть до момента закалки, после чего остается постоянной. Учитывая высокую степень подвижности реакции окисления азота при диффузионном горении, при расчете во внимание можно принять только процесс разложения NO от значения, соответствующей максимальной равновесной концентрации $[\text{NO}]_{\text{max}}$, до значения концентрации закаленного NO_s , соответствующей температуре закалки T_3 (рис.1).

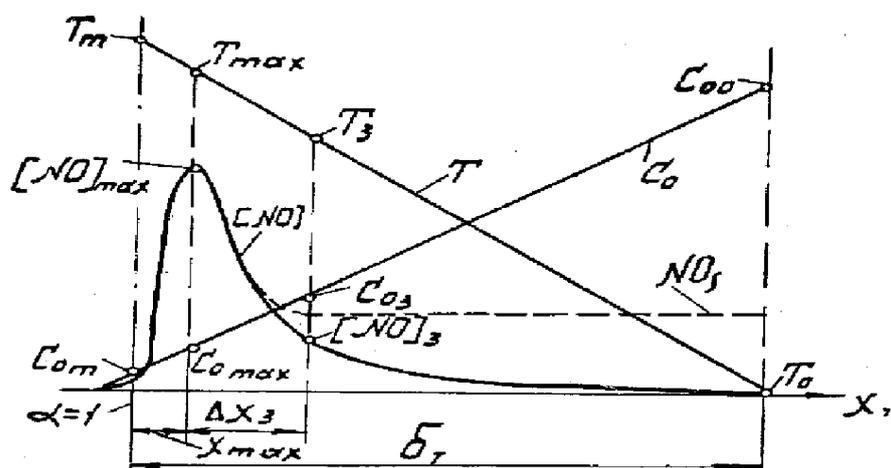


Рис.1. Схема накопления закаленного оксида азота NO_s в сечении $X - X$, нормальном к изостехиометрической поверхности (линейное приближение).

Обозначения: $[\text{NO}]$, $[\text{NO}]_{\text{max}}$ и $[\text{NO}]_3$ – текущая, максимальная и соответствующая моменту закалки равновесные концентрации NO ; T_{max} , T_3 и T_m – температуры, соответствующие значениям $[\text{NO}]_{\text{max}}$ и $[\text{NO}]_3$ и во фронте диффузионного пламени; C_{omax} , C_{O_2} и C_{om} – концентрации кислорода, соответствующие значениям $[\text{NO}]_{\text{max}}$ и $[\text{NO}]_3$ и во фронте диффузионного пламени; X_{max} и ΔX_3 – расстояния между геометрическим положением фронта пламени и поверхностью $[\text{NO}]_{\text{max}}$ и характерное расстояние закалки; δ_T – половина ширины зоны тепловой волны; T_0 и C_{00} – температура сжатия и соответствующая ей концентрация окислителя; T и C_0 – температурное и концентрационное поля.

Значение T_3 – величина непостоянная, и зависит от интенсивности охлаждения ПС (характерное время τ_Σ), которое, в свою очередь, обуславливается изменением объема КС (сжатие или расширение) – $dT/d\tau_{c-p}$ и диффузионным потоком оксида азота из зоны его максимального образования – $dT/d\tau_3$. Результирующее время закалки двух параллельных процессов находится по известной зависимости:

$$1/\tau_\Sigma = 1/\tau_{c-p} + 1/\tau_3, \quad (1)$$

где τ_{c-p} и τ_3 – характерные времена сжатия-расширения и диффузии NO , соответственно.

При движении поршня к ВМТ (сжатие) происходит нагрев ПС, при расширении (после достижения максимального давления сгорания) – охлаждение. В соответствии с этим изменяется значение параметра $dT/d\tau_\Sigma$. Температурный градиент dT/dX зависит от температуры диффузионного пламени T_m , температуры T_0 в зоне окислителя и разности координат между T_m и T_0 по оси X , равной половине ширины зоны тепловой волны δ_T .

Концентрация NO в момент закалки находится по уравнению, предложенному Я.Б. Зельдовичем для случая высокой подвижности реакции окисления азота (полученное для условий гомогенного горения в условиях постоянной величины реакционного объема):

$$\text{NO}_s = [\text{NO}]_{\text{max}} 0,745 ([\text{NO}]_{\text{max}} K_m \tau)^{-0,2}, \quad (2)$$

где K_m , $\text{с}^{-1} \cdot (\text{кг}/\text{м}^3)^{-1}$ – константа скорости разложения оксида азота при значениях температуры $T = T_{\text{max}}$ и концентрации окислителя $C_0 = C_{\text{omax}}$;

τ - время охлаждения ПС до момента закалки NO.

Однако в разработанной модели принято, что в выражении 2 $\tau = \tau_{\Sigma}$, что позволяет учитывать диффузионный характер горения и переменность реакционного объема.

Общее количество NO в ПС (и, соответственно, NO_x в ОГ дизеля) находится суммированием по поверхности закалки F_3 , рассчитанное с учетом распределения температур по поверхности F_d в течение процесса горения τ :

$$\text{NO}_{\text{ог}} = \int_0^{\tau} d\tau \int_0^{F_3} G_{\text{NO}} dF_3 \quad (3)$$

Таким образом, для диффузионного режима горения процесс накопления NO в ПС обуславливается величиной потока закаленного оксида азота G_{NO} через поверхность закалки F_3 . В этом заключается отличие от гомофазного горения, где определяющим содержанием NO в ПС фактором является процесс охлаждения при неизменной концентрации кислорода и отсутствии диффузии NO.

Последовательность расчета накопления закаленного NO_s в ПС по углу поворота коленчатого вала следующая.

Этап 1. Расчет геометрических размеров изостехиометрической поверхности $F_d = F_d(W_s, T_m, T_o, \tau)$, распределения по F_d температуры диффузионного горения T_m и профилей температуры и окислителя в сечении X-X, перпендикулярном F_d . Истинное значение T_m вследствие диссоциации ПС и конечности скорости химической реакции меньше адиабатической $T_{\text{ад}}$, а концентрация реагентов во фронте пламени отлична от нуля. Соответственно, при расчете T_m учитывалось уменьшения теплотворности топливовоздушной смеси $H_{\text{см}}$ за счет а) процесса смешения, скорость W_s которого зависит от скоростей процессов топливоподачи, макро- и микросмешения и для диффузионного режима горения адекватна скорости тепловыделения (В.З. Махов, С.В. Гусаков, А. Гелдиалиев), а также б) процесса диссоциации ΔH_d (методика А.М. Гурвича и Ю.Х. Шаулова):

$$T_m = T_{\text{ад}} - (H_{\text{см}} - \Delta H_d) W_s / k_s, \quad (4)$$

где k_s – эффективная константа скорости химической реакции во фронте пламени, а выражение W_s / k_s - концентрация окислителя в зоне горения.

Поскольку (согласно постулату Гуи-Михельсона) форма фронта пламени всегда устанавливается таким образом, что количество газа, сгорающего на единице поверхности фронта пламени, остается приблизительно постоянным, то величина W_s принималась одинаковой для всей поверхности F_d . Кривая смешения определялась из условия совпадения ее с рассчитанной по индикаторной диаграмме кривой скорости тепловыделения в фазе диффузионного сгорания и равенства смешанного и сгоревшего топлива к началу этой фазы.

Расчет ΔN_d производится из условия протекания процесса горения при стехиометрическом соотношении топлива и окислителя во фронте диффузионного пламени. Было принято, что продукты сгорания состоят из 11 компонентов (CO_2 , CO , H_2O , H_2 , O_2 , OH , H , O , N_2 , N , NO) и четырех элементов (C , H , O , N). Для решения использовались 7 уравнений равновесия, 4 уравнения материального баланса и 3 уравнения постоянства соотношения количества атомов во время реакции.

Этап 2. Расчет в сечении X-X максимальной равновесной концентрации NO , концентрации NO_s с учетом высокой степени подвижности реакции (согласно выражению 2), а также величины потока G_{NO} . Значение равновесной концентрации $[NO]$ определяется по известному выражению: $[NO] = k (N_2 \cdot O)^{1/2}$, где N_2 и O – концентрации азота и атомарного кислорода, k – константа равновесия реакции образования оксида азота. Поток G_{NO} через единицу поверхности F_d находится из выражения $G_{NO} = D (dNO_s/dX_3)$, где D – коэффициент диффузии.

Этап 3. Расчет суммарной концентрации $NO_{ог}$ в КС на данном расчетном шаге (угле поворота коленчатого вала) с учетом накопления $NO_{ог}$ на предыдущих расчетных шагах (согласно выражению 3).

В качестве примера приведены результаты расчета ряда характерных параметров для дизеля ЗЧН 10,5/12 номинальной мощностью 35 кВт при 2000 об/мин: X_{max} , ΔX_3 , T_m , $T_{ад}$ и NO_s ; при этом продолжительность периода накопления NO_s в ПС определяется значением ΔX_3 отличным от нуля, в противном случае процесс окисления азота прекращается в связи с низким уровнем температуры ПС (рис.2 и 3).

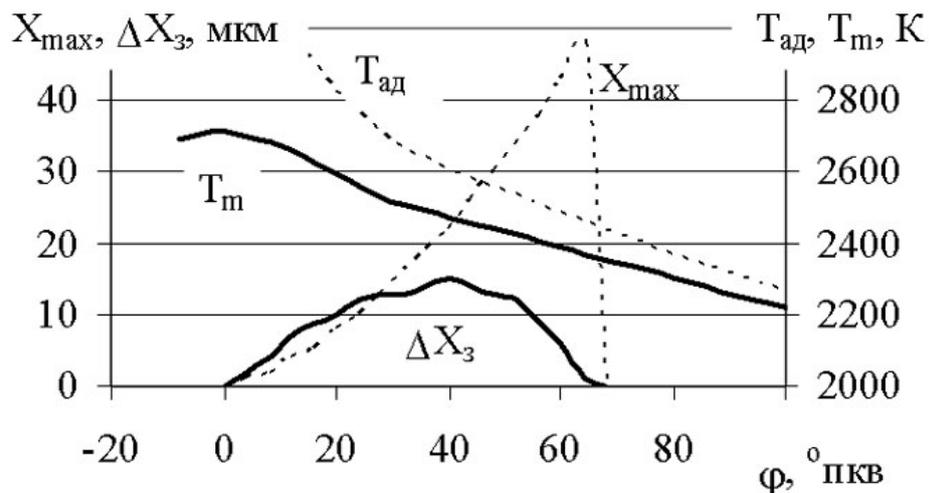
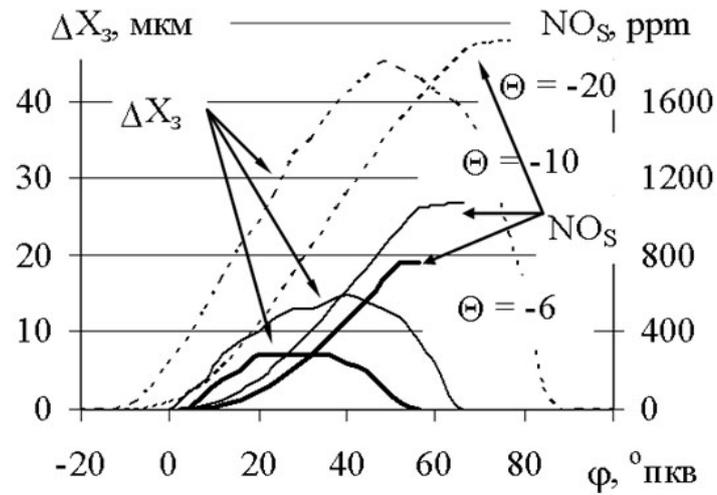
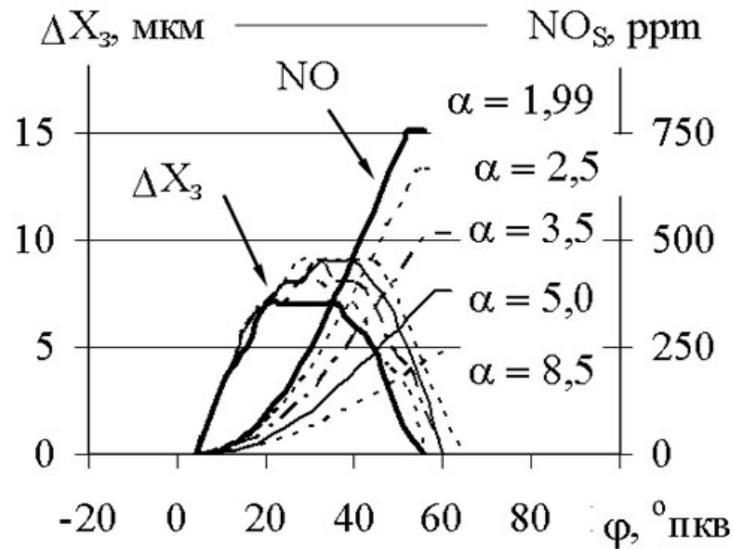


Рис.2. Изменение основных параметров в сечении X-X, нормальном изостехиометрической поверхности, по углу поворота коленчатого вала.
 Регулировки: $\Theta = -10^\circ \text{ПКВ}$, $\alpha = 1,99$



а)



б)

Рис.3. Изменение величины характерного расстояния закалки ΔX_3 и концентрации NO_x в ПС по углу поворота коленчатого вала. Обозначение: а) $\alpha = 1,99$ и разных значениях УОВТ ($\Theta = -20, -10$ и -6 °ПКВ относительно ВМТ) и б) $\Theta = -6$ °ПКВ и разных значениях α . (1,99, 2,5, 3,5, 5,0 и 8,5)

Таким образом, на выход NO_x оказывают решающее влияние три основных фактора: величина поверхности F_d , температура T_m и интенсивность охлаждения продуктов сгорания. Учет этих факторов обеспечивает прогнозирование эмиссии NO_x в случае и изменения значения УОВТ, α , частоты вращения коленчатого вала, составов топлива и окислителя. Кроме того, расчеты показали, что для обеспечения минимального выброса NO_x рабочий процесс должен быть организован так, чтобы после достижения средней по фронту пламени температурой горения своего максимального значения поверхность F_d была возможно меньшей.

ТЕМА 8. РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭМИССИИ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДВС (2 ЧАСА)

Цель занятия: Анализ влияния режима работы двигателя на состав дисперсных частиц.

План занятия

1. Краткое изложение теоретических положений темы практического занятия.
2. Обсуждение информации, полученной студентами при изучении периодической печати (технических журналов) и в Интернет
3. Обсуждение ситуаций, возникающих в условиях производства и эксплуатации.

Технологии преподавания

1. Самостоятельная работа студентов:
 - по изучению материала, изложенного в учебном пособии, по указанной теме практического занятия;
 - изучение соответствующих материалов в периодической печати (технические журналы);
 - поиск соответствующих материалов в Интернет.
2. Устное обсуждение материала на практическом занятии.
3. Технология дистанционного обучения – поддержка студентов с помощью общения с преподавателем через Интернет (преподаватель предоставляет студентам адрес своей электронной почты).

Тексты ситуаций и задач

Структура дисперсных частиц, находящихся в отработавших газах дизелей, характеризуется наличием как жидких, так и твердых веществ. Долевое соотношение этих двух составляющих различно для всех режимов работы двигателя.

Вопросы, выносимые на обсуждение

1. Влияние сажесодержания на эмиссию дисперсных частиц;
2. Влияние углеводородов на эмиссию дисперсных частиц;
3. Расчетные модели образования дисперсных частиц

Методические указания по выполнению ситуаций и задач

Расчетно-экспериментальная оценка выброса дисперсных частиц (PM) с отработавшим газом (ОГ) дизелей применяется многими исследователями [1]. Но все применяемые модели можно разделить на три группы, базирующиеся, соответственно, 1) на зависимости выброса PM от величины сажесодержания в ОГ [2, 4, 5, 6, 7], 2) на зависимости выброса PM от величины сажесодержания и концентрации суммарных углеводородов в ОГ [3, 8] и 3) в дополнение ко второй группе учитывающей разложение углеводородов и эмиссию твердых сульфатов [9]. Таким образом, по первой группе моделей не учитывается наличие в PM жидких компонентов (т.е. фактически считается только твердая составляющая PM), а по второй – степень разложения суммарных углеводородов на углеводороды различных групп. Это различие хорошо прослеживается при расчете концентрации PM в ОГ по 8-ступенчатому циклу испытаний согласно ГОСТ Р41.96 (Правила ЕЭК ООН №96) (рис.1). Для двигателя со свободным впуском воздуха качественная картина для всех моделей одинакова и совпадает с экспериментальными данными, хотя количественная оценка по разным моделям различается существенно. Для двигателя с турбонаддувом правильная качественная картина получена только по тем моделям, которые учитывают влияние углеводородов на выброс PM.

На основании расчетно – экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Исследования по сокращению эмиссии дисперсных частиц с ОГ связаны:

- с увеличением полноты сгорания топлива с целью снижения выброса с ОГ высокомолекулярных углеводородов, сажи, золы, кокса и твердых сульфатов (три последних - за счет уменьшения часового расхода топлива при условии постоянства мощности);
- со снижением расхода масла на угар с целью уменьшения выброса высокомолекулярных углеводородов, механических примесей, а также присадок к маслам;
- с уменьшением содержания серы в топливе, механических примесей в маслах, зольности и коксуемости топлива, с заменой Ba и Ca в моющих присадках к маслам на другие вещества.

2. На двигателях с турбонаддувом и свободным впуском воздуха, выполняющих нормы первой и второй ступени Правил №96 ЕЭК ООН, относительное содержание в дисперсных частицах высокомолекулярных углеводородов, сажи (совместно с золой, коксом и механическими примесями) и твердых сульфатов изменяются в достаточно широком диапазоне: C_aH_b – 20...80%, C – 10...50%, MSO_4 – 5...30%.

3. Преимущества расчетно-экспериментальной оценки выбросов дисперсных частиц по косвенным данным заключается:

- в сокращении времени оценки выбросов дисперсных частиц с ОГ дизелей (в 3...4 раза по сравнению с чисто экспериментальным методом), поскольку не требуются затраты времени на предварительную выдержку фильтров в течение нескольких часов (для стабилизации степени их влажности), холостую прогонку двигателя для получения данных по расходу воздушного заряда с целью настройки режимов измерения, заключительную выдержку фильтров (также с целью стабилизации их влажности) и их взвешивание;

- возможности оценки как концентрации, так и массового выброса РМ на любом, отдельно взятом режиме, в то время как стандартная методика измерения “защита”, т.е. предусматривает необходимость измерения по всему циклу (на 8 или 13 режимах Правил ЕЭК ООН №96 и №49-02);

- определении преимущественного влияния одного из составляющих компонентов РМ: высокомолекулярных углеводородов, сажи или твердых сульфатов;

- возможности оценки степени влияния изменения выбросов одного из компонентов РМ на итоговое значение удельного выброса РМ;

- обеспечении целенаправленной разработки мероприятия по улучшению экологических показателей двигателей благодаря возможности определения массового выброса частиц на каждом режиме цикла испытаний и по каждой составляющей РМ (рис.2).

4. Использование расчетно-экспериментальных моделей определения выброса дисперсных частиц с ОГ дизелей, не учитывающих доленое содержание в суммарных углеводородах высокомолекулярных, снижает достоверность оценки выброса РМ, искажает качественную картину зависимости выброса РМ от нагрузки и скоростного режима, соответственно снижает эффективность разрабатываемых мероприятий по улучшению экологических показателей дизелей и автотранспортных средств.

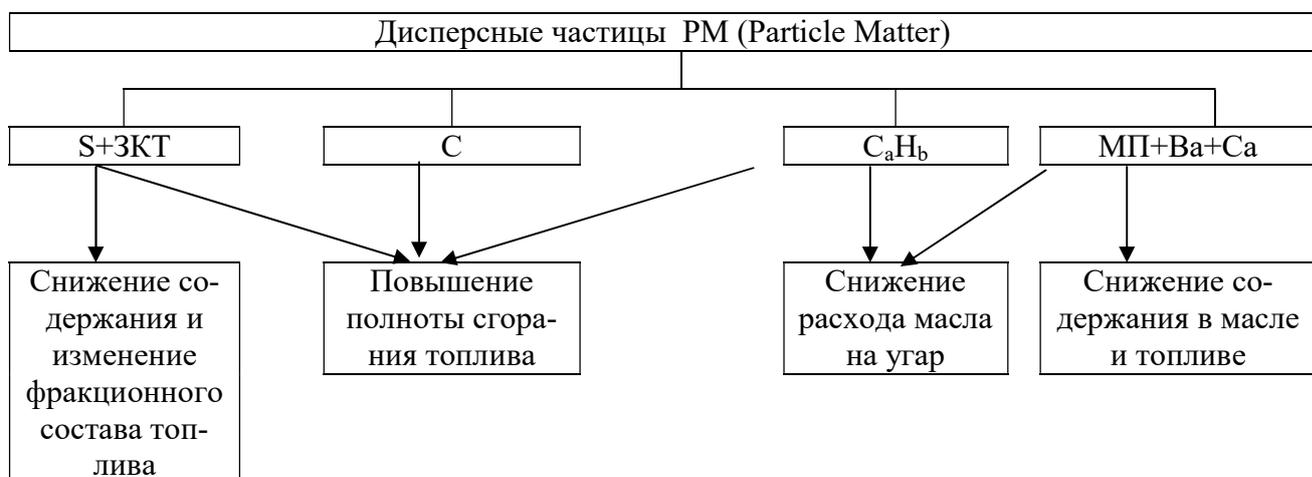


Рис.2 Состав и мероприятия по снижению содержания дисперсных частиц в отработавших газах дизелей

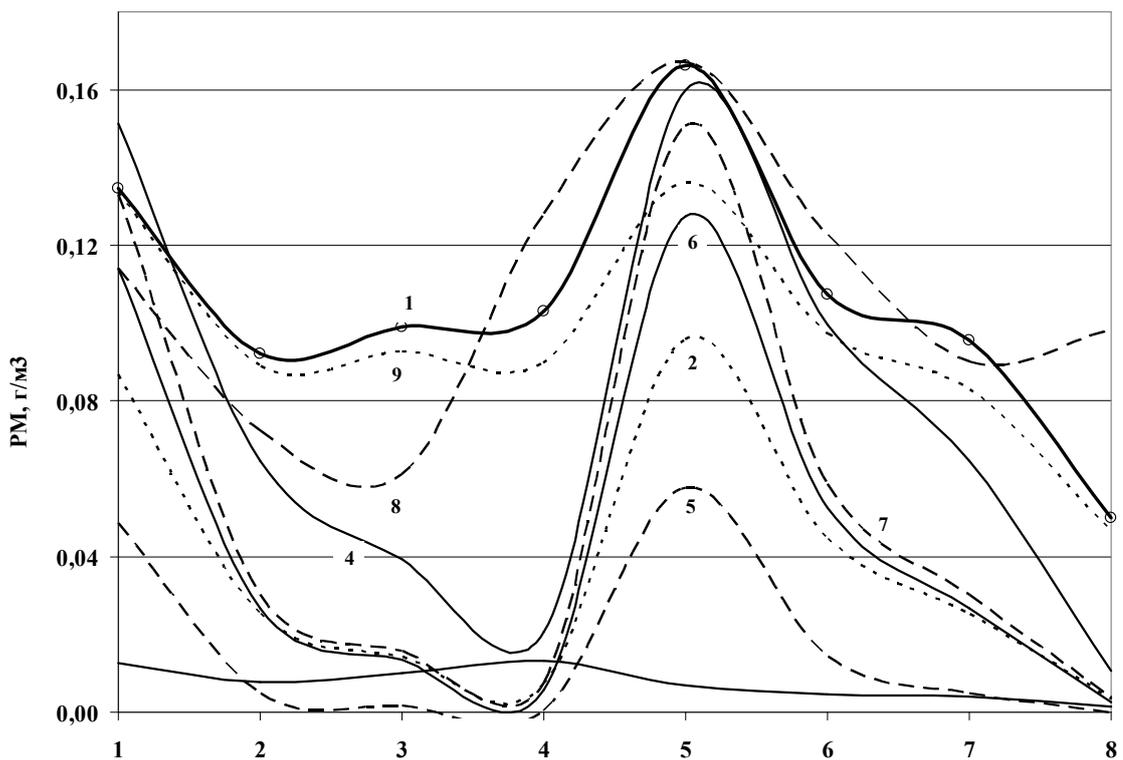
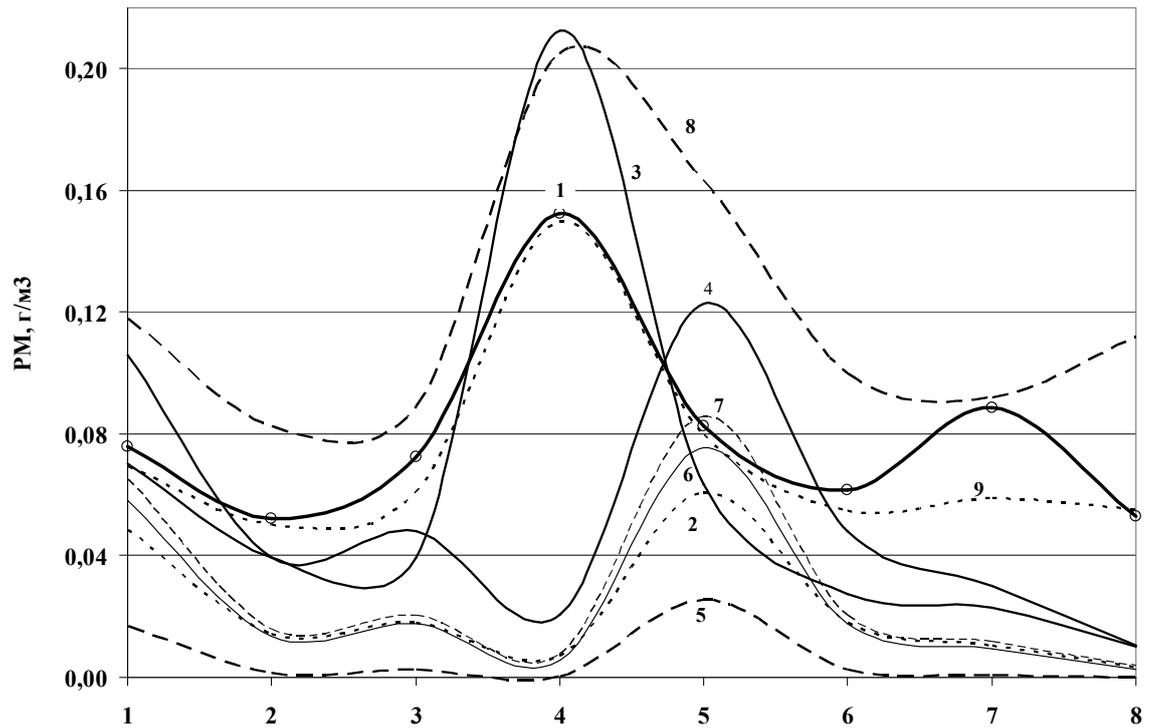


Рис.1. Расчетно-экспериментальное определение концентрации дисперсных частиц в отработавших газах дизеля: со свободным впуском воздуха (внизу) и с турбонаддувом (вверху) на режимах 8-ступенчатого цикла испытаний согласно Правилам №96 ЕЭК ООН (ГОСТ Р41.96). Обозначения: 1 – экспериментальные данные, 2 – [2], 3 – [3], 4 – [4], 5 – [5], 6 – [6], 7 – [7], 8 – [8], 9 – [9]

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей // Двигателестроение, 2000 г., №1.- с.38-41.
2. Hardenberg H., Albrecht H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen // MTZ: Motortechn. Z. – 1987. – № 2. – S. 51-54.
3. Парсаданов И.В.Повышение качества дизелей на основе топливно-экологического критерия. – Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Филипосянц Т. Р., Иванов А. Г. К вопросу об ускоренных методах контроля и доводки дизелей по экологическим параметрам // Экология двигателя и автомобиля: Сб. научн. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 19–25.
5. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания // В.А.Звонов, Л.С.Заиграев, В.И.Черных, А.В.Козлов. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2004. – 268 с.
6. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements // SAE Paper. – 1984. - No 840412. – 9 p.
7. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust // SAE paper. – 1999. – No 1999-01-0515. – 9 p.
8. Greeves G, Wang J.T. Origins of Diesel Particulate Mass Emissions // SAE Transactions, Vol. 90, pp.1161-1172, 1981.
9. Кульчицкий А.Р. Образование дисперсных частиц при горении дизельного топлива // Экология и промышленность России, 2009, №12 – с. 35 – 37.