

Таким образом, можно констатировать:

- объемная доля свежего заряда $\sigma_{сз}$ ($\sigma_{в}$ в случае питания двигателя жидким топливом) однозначно связана с массовым наполнением цилиндров,
- оценка качества наполнения через доли свежего заряда и остаточных газов наглядна и методически удобна, поскольку между долями и, соответственно, количествами в цилиндре свежего заряда и остаточных газов существует однозначная зависимость (отсутствующая между η_v и γ_r): $\sigma_{сз} = 1 - \sigma_r$,
- отсутствует необходимость во введении каких-либо дополнительных показателей для определения содержания в рабочей смеси ОГ, поскольку $\sigma_r = 1 - \sigma_{сз}$, что упрощает формулы, используемые при тепловом расчете,
- объемные доли рабочей смеси позволяют не только адекватно оценивать результаты процессов газообмена, но характеризуют также и состав находящейся в цилиндре рабочей смеси, что также упрощает определение всех ее термодинамических параметров даже в случае использования рециркуляции ОГ ([3]).
- большинство безразмерных коэффициентов, включая коэффициенты полезного действия, представляют собой некие доли, максимальные величины которых ограничены единицей. Аналогично – значение доли свежего заряда $\sigma_{сз}^{max} = 1$ соответствует идеальному наполнению, при котором рабочая смесь не содержит ОГ и состоит исключительно из свежего заряда.
- использование объемных долей позволяет в явном виде представлять зависимость среднего индикаторного давления от степени сжатия и подсчитывать значение p_i в том числе для газовых двигателей и для двигателей с переменной степенью сжатия.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Кн. 1 / п/р В.Н.Луканина, М.: Высшая школа», 2005. – 345 с.
2. Матюхин Л.М. Альтернативный способ оценки качества газообмена в ПДВС. Вестник МАДИ (ГТУ), / МАДИ. Вып. 7, 2006, стр. 11-15.
3. Матюхин Л.М. Использование объемных долей компонентов рабочей смеси для проведения теплового расчета двигателя, М. Вестник МАДИ (ГТУ) / Вып. 1 (8), 2007, стр.46 -51.
4. Электронное управление автомобильными двигателями. М. Машиностроение, 1994 – 14, 15, 19, 21 с

КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ИЗЛУЧЕНИЯ ПЛАМЕНИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Руднев Б.И., Повалихина О.В. (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Для обоснованного расчета локального радиационного теплового потока, передаваемого от пламени к стенкам камеры сгорания (КС) дизельного двигателя, необходимо располагать надежными данными по температуре пламени, его интегральной степени черноты, радиационным свойствам поверхностей и оптико-геометрическим характеристикам системы в целом.

В теории радиационного теплообмена показано, что частицы сажи в видимой области спектра являются основным излучателем, определяющим эмиссионную способность дизельного пламени. Кроме того, А.Г. Блох [1] выделяет следующие

пять участков в ближней инфракрасной области, излучение на которых также связано только с излучением твердых частиц сажистого углерода: $\Delta\lambda_1 = 0,99-1,03$ мкм; $\Delta\lambda_2 = 1,23-1,25$ мкм; $\Delta\lambda_3 = 1,07-1,70$ мкм; $\Delta\lambda_4 = 2,10 - 2,27$ мкм; $\Delta\lambda_5 = 3,57 - 4,00$ мкм. Эти положения в полной мере распространяются и на пламя в КС дизельного двигателя.

Основными факторами, влияющими на интенсивность излучения светящегося пламени, являются: температура, оптическая толщина излучающего слоя, размеры и концентрация излучающих частиц сажи.

Следует отметить, что дизельное топливо является весьма сложной смесью углеводородов. Разлагаясь в процессе сгорания на самые различные соединения (это определяется совокупностью факторов: локальными температурами, локальными значениями коэффициентов избытка воздуха, давлением в КС и т.п.), эти составляющие могут иметь целый набор температур сгорания.

В таблице приведены теоретические температуры сгорания некоторых составляющих дизельного топлива по данным [2].

Теоретические температуры сгорания составляющих дизельного топлива.

Составляющая дизельного топлива	Химическая формула составляющей	Теоретическая температура сгорания, К
Окись углерода	СО	2615
Водород	H ₂	2490
Пропан	C ₃ H ₈	2629
Этилен	C ₂ H ₄	2523
Ацетилен	C ₂ H ₂	2859

Процесс излучения дизельного пламени существенно зависит от вида КС, быстроходности двигателя, вида применяемого топлива, угла опережения впрыска и режима работы. Изменение этих параметров оказывает влияние на эмиссионные свойства пламени в основном через концентрацию частиц сажи в пламени и температуру. Отмеченное подтверждается и результатами экспериментальных исследований радиационного теплообмена в КС дизельных двигателей [3,4,5,6]. Опытные значения температуры пламени лежат в пределах 2100 – 2350 К, интегральная степень черноты пламени в зависимости от режима работы дизелей достигает значений 0,30 – 0,35. Рост частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению радиационного теплового потока, но это увеличение не было ей пропорционально. Это означает, что потери теплоты через излучение должно оказывать большее влияние на КПД двигателя при малых частотах вращения. Анализ результатов, полученных в [3] при переменном угле опережения подачи топлива (в пределах от 10 до 30° ПКВ до ВМТ) и повороте распылителя форсунки на 36° в плане относительно оси КС, позволяет сделать следующие выводы.

При увеличении опережения подачи топлива за пределы 20° ПКВ до ВМТ происходило возрастание задержки воспламенения с изменением характера сгорания. Сравнение наблюдаемых в опытах значений температуры пламени показывает, что с увеличением опережения впрыска ее максимум сильно возрастает. Для режимов с углами опережения впрыска 10 и 30° до ВМТ различие в максимумах температуры пламени составило примерно 480 градусов. Максимальное значение радиационного теплового потока для угла опережения впрыска топлива 30° было примерно в 1,65 раза больше, чем при угле опережения впрыска 10° до ВМТ. Сравнение

среднего за цикл радиационного теплового потока показало, что он возрос примерно в 1,34 раза при увеличении опережения впрыска с 10 до 30°.

В этой же работе зафиксировано отличие в величинах среднего по времени радиационного теплового потока при испытании на нормальном гептане и дизельном топливе в пределах 20%. Путем изменения пропорции при смешении различных объемов эталонных топлив в [3] было исследовано влияние цетанового числа (для цетановых чисел 30, 40 и 50) на излучение пламени. Испытание дизельного двигателя при этом проводилось как без наддува, так и при имитации турбонаддува. Данные для режимов без наддува показывают увеличение задержки воспламенения при снижении цетанового числа, при этом также наблюдалось значительное снижение максимума плотности радиационного теплового потока. Величина последнего для цетанового числа 50 составляла $1,47 \cdot 10^6$ Вт/м² против $1,25 \cdot 10^6$ Вт/м² для топлива с цетановым числом 40 и $1,09 \cdot 10^6$ Вт/м² для цетанового числа 30. Максимальные давления в цилиндре, которые наблюдались при этих испытаниях показывают снижение P_{\max} при увеличении цетанового числа. Значения средних по времени плотности радиационного теплового потока имели ту же тенденцию, что и его максимальная величина изменяясь от $0,449 \cdot 10^6$ Вт/м² для топлива с цетановым числом 30 до $0,611 \cdot 10^6$ Вт/м² для цетанового числа 50.

При имитации турбонаддува отмечалось более высокое значение максимальной плотности радиационного теплового потока как для топлива с цетановым числом 30, так и для цетанового числа 50, по сравнению с топливом, имеющим цетановое число 40 (соответственно $1,47 \cdot 10^6$ Вт/м², $1,49 \cdot 10^6$ Вт/м² и $1,35 \cdot 10^6$ Вт/м²). Таким образом, при изменении цетанового числа за счет вариации процентного состава вторичных эталонных топлив оказалось, что наименьшее излучение дает топливо со средним цетановым числом 40 (максимальное значение плотности радиационного теплового потока составляет $1,35 \cdot 10^6$ Вт/м²).

При испытаниях дизеля на топливе различных групп углеводородов с постоянным цетановым числом было установлено увеличение радиационного теплового потока для смеси толуен – нормальный гептан по сравнению с двумя другими топливами. Последнее объясняется значительным увеличением концентрации частиц сажи в зоне реакции в виду высокого отношения числа атомов углерода и водорода в этом топливе. В частности, величина максимальной плотности радиационного теплового потока для смеси толуен – нормальный гептан составила $1,65 \cdot 10^6$ Вт/м², для смеси изооктан – нормальный гептан - $1,51 \cdot 10^6$ Вт/м² и $1,25 \cdot 10^6$ Вт/м² для смеси изооктен – нормальный гептан, т.е. увеличение потока излучения между первой и последней смесью равно 30%.

Приведенные результаты подтверждают высокую степень влияния режима работы, частоты вращения коленчатого вала, вида применяемого топлива (как при смесях с постоянным цетановым числом, так и при его переменном значении) и угла опережения впрыска на процесс тепловыделения, сажеобразования и излучения пламени в КС дизельного двигателя.

Полученные в результате анализа особенностей излучения пламени в КС дизельных двигателей данные по его температурам, плотности радиационного теплового потока и влиянию на них режимов работы, частоты вращения коленчатого вала и вида применяемого топлива позволяет более обоснованно подходить к созданию математических моделей теплообмена излучением и отказаться от задания априори некоторых важных параметров, определяющих тепловую нагрузку деталей цилиндропоршневой группы.

Литература:

1. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 240с.
2. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. – М.: Мир, 1975. – 934с.
3. Flynn P., Mizusawa M., Uyehara O.A., Myere P.S. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating Diesel engine //SAE Preprints, 1972, № 720022. – 32p.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592с.
5. Rudnev B.I., Bepalov V.M., Izrailsky Yu.G. Tsitsiashvili G.Sh. A simple model of convective heat transfer in combustion chamber of diesel engine //Fourth International Symposium on Small Diesel Engines. – Journal of Polish CIMAC. – Vol. 2. - № 1. – Warsaw, Poland, 1996. – P. 177 – 182.
6. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221с.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Вершина Г.А., Тамкович Е.С.

(Белорусский национальный технический университет)

Возрастающая энергонасыщенность сельскохозяйственных и транспортных средств требует повышения удельных мощностей существующих и разрабатываемых силовых установок.

Наиболее эффективным способом увеличения литровой мощности двигателя является повышение давления наддува, а также понижение температуры свежего заряда на впуске, путем применения промежуточных охладителей наддувочного воздуха (ПОНВ).

Для изучения влияния характеристик газотурбинного наддува и ПОНВ при их работе в системе силовой установки в условиях динамического нагружения на основе работ [1, 2] на кафедре «ДВС» БНТУ была разработана нелинейная математическая модель САРЧ высокофорсированного дизельного двигателя [3].

В общем виде она включает следующие дифференциальные уравнения элементов ДВС:

- уравнение двигателя;
- уравнение турбокомпрессора с регулируемым наддувом;
- уравнения промежуточного охладителя с регулятором температуры наддувочного воздуха;
- уравнение впускного коллектора;
- уравнение выпускного коллектора;
- уравнение автоматического регулятора частоты вращения.

где: Ω и Ω_k – частота вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора; n – обороты коленчатого вала двигателя; φ – угол поворота коленчатого вала двигателя; M_i – индикаторный крутящий момент двигателя; M_c – момент механических потерь; M_n – нагрузочный момент; J_m – момент инерции вращающихся и приведенных к коленчатому валу возвратно-поступательно движущихся масс КШМ; J_k – момент инерции ротора турбокомпрессора; M_T , $M_{T.k}$ – моменты, развиваемые турбиной и компрессором; ΔM_T – дополнительный момент,