

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *André Sperl*
..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM *18, 12, 2009*
.....
C. Bertran
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Utilização de Emulsões de Água em Óleo Diesel
Combustível para Redução das Emissões de
Poluentes em Motores de Combustão Interna
Ciclo Diesel.**

Autor: André Sperl
Orientador: Prof. Dr. Celso Aparecido Bertran

08/2010

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Utilização de Emulsões de Água em Óleo Diesel
Combustível para Redução das Emissões de
Poluentes em Motores de Combustão Interna
Ciclo Diesel.**

Autor: André Sperl

Orientador: Prof. Dr. Celso Aparecido Bertran

Curso: Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística

Área de concentração: Motores

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Campinas, 2009

S.P. - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Sp36u André Sperl
Utilização de emulsões de água em óleo Diesel
combustível para redução das emissões de poluentes em
motores de combustão interna ciclo Diesel. / André
Sperl. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Celso Aparecido Bertran.
Dissertação de Mestrado (Profissional) -
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
Engenharia Mecânica.

1. Emulsões. 2. Combustão. 3. Motor Diesel. 4.
Poluentes. I. Bertran, Celso Aparecido. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Use of water in Diesel oil emulsions as a fuel to reduce
pollutant emissions in Diesel internal combustion engines.
Palavras-chave em Inglês: Emulsions, Combustion, Diesel engine, Pollutants
Área de concentração: Motores
Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística
Banca examinadora: Edvaldo Sabadini, Luiz Gilberto Barreta
Data da defesa: 18/12/2009
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO PROFISSIONAL EM ENGENHARIA
AUTOMOBILÍSTICA

**Utilização de Emulsões de Água em Óleo Diesel
Combustível para Redução das Emissões de
Poluentes em Motores de Combustão Interna
Ciclo Diesel.**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

Autor: André Sperl

Orientador: Prof. Dr. Celso Aparecido Bertran

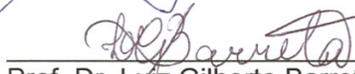
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Celso Aparecido Bertran
Doutor pela Unicamp – Campinas – SP, Brasil



Prof. Dr. Edvaldo Sabadini
Doutor pela Unicamp – Campinas - SP, Brasil



Prof. Dr. Luiz Gilberto Barreta
Doutor pelo ITA – São José dos Campos – SP, Brasil

Campinas, 18 de Dezembro de 2009.

Dedicatória

Dedico este trabalho a Deus, aos meus pais, Wilson Francisco Sperl e Izolina Aparecida Sperl, a minha querida esposa Maria Isabel Magagnin de Aguiar Sperl e meus filhos, em especial pela dedicação e apoio em todos os momentos difíceis.

Dedico, também, ao amigo e Eng. Marcelo de Oliveira Freire pela sugestão e incentivo ao tema deste trabalho.

Agradecimentos

Ao professor Dr. Celso Aparecido Bertran pela orientação sólida e paciente, amizade, apoio e incentivo durante todo o mestrado.

A minha família, pelo apoio e incentivo em todos os momentos de minha vida.

Aos professores e colegas do instituto de química (IQ) e da faculdade de engenharia mecânica (FEM), pelo grande auxílio durante a realização deste trabalho.

À MWM International Motores por disponibilizar motores e laboratórios e toda a infraestrutura disponível para realização dos ensaios destinados á este trabalho.

À Petrobras pela contribuição com os ensaios de lubricidade dos combustíveis ensaiados.

*“Fazei com que eu não possa julgar o meu vizinho
até eu ter andado uma milha com seus sapatos”*

Edward F. Obert

Resumo

SPERL, André, *Utilização de Emulsões de Água em Óleo Diesel Combustível para Redução das Emissões de Poluentes em Motores de Combustão Interna Ciclo Diesel*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009, 159p., Dissertação (Mestrado).

Nas últimas décadas as normas de emissões de poluentes vêm tornando-se cada vez mais exigentes, assim como a competição acirrada de produtos, implicando em desenvolvimento de tecnologias para melhoria das emissões de poluentes, que atendam as rígidas normas de emissões de poluentes que estão por vir, como Euro V e Euro VI, porém, com sistemas de uma complexidade e custo que atendam a realidade de mercado. Dentro deste escopo, neste trabalho, foram ensaiados seis diferentes tipos de combustível foram estudados: Diesel Comum Metropolitano, Diesel Euro IV, Diesel Comum Metropolitano apenas com surfactante sem água, e três outras formulações de emulsões chamadas 1, A e B respectivamente, porém com o mesmo conteúdo de água em massa – 22% - no entanto com surfactantes diferentes e patenteados, com o objetivo de melhorar a densidade e viscosidade para funcionamento em motor de combustão interna ciclo Diesel. Os resultados de emissões foram obtidos com uma única estratégia de calibração inalterada utilizando o ciclo estacionário de 13 pontos conforme NBR15634 (2008), em um motor de alta rotação 3.0L, o qual possui calibração que atende os requisitos Euro III Heavy Duty. As emissões de NOx e Material Particulado pesado foram reduzidas em relação ao Diesel convencional em 22% e 42%, respectivamente utilizando a emulsão B, enquanto o consumo de específico de combustível aumentou em média 8%. Baseado nestes resultados, alguns mecanismos de redução de emissões de NOx e material particulado são propostos, e estes, podem ser os responsáveis pela redução de poluentes observadas com a utilização destas emulsões de água em óleo Diesel como combustíveis.

Palavras-chave: Emulsões de água em óleo Diesel, Emissões, Motores Diesel, Surfactante.

Abstract

SPERL, André, *Use of water in Diesel Oil Emulsions as a Fuel to Reduce Pollutant Emissions in Diesel Internal Combustion Engines*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009, 159p., Dissertation (Master Degree in Automotive Engineering).

In the last decades the emission of pollutants are becoming more stringent, also the fierce competition of products, resulting in development of technologies to improve emissions of pollutants that meets the fore coming stringent pollutant emission standards, as Euro V and Euro VI, but with systems of complexity and cost that match market reality. In this work six different kinds of fuels were studied: Diesel Standard Metropolitano, Diesel Euro IV, Diesel Standard Metropolitano only with surfactant without water, and three other formulations of emulsions called 1, A and B respectively, but with the same water content by weight - 22% - but with different patented surfactants, these ones with the aim of improving the density and viscosity for operation in internal combustion Diesel engines. The emission results were obtained with a single dataset strategy unchanged using the stationary cycle for 13 points as NBR15634 (2008) standard requirements in a high-speed engine 3.0L, which dataset meets the requirements of Euro III Heavy Duty emission standard. The NO_x and particulate matter emissions were reduced compared to conventional Diesel by 22% and 42% respectively using emulsion B, while the best specific fuel consumption increased on average 8%. Based on these results, some mechanisms for reducing emissions of NO_x and particulate matter are proposed, which may be responsible for the reduction of pollutants observed with the use of these emulsions as fuels.

Keywords: Water-in-Diesel emulsions, Emissions, Diesel Engines, Surfactant.

ÍNDICE

Dedicatória	iv
Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xvi
Nomenclatura	xvii
1.INTRODUÇÃO	1
1.1. Injeções de água no cilindro e fumigação	4
1.2. Emulsões com combustível	5
2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1. Princípios básicos dos motores de combustão interna	6
2.2. O processo de combustão em motores Diesel	12
2.2.1. A formação de mistura em motores Diesel	14
2.2.2. Combustão em motores Diesel.....	18
2.2.3. Formação de poluentes em motores Diesel.....	24
2.3. Propriedades do óleo Diesel combustível	42
2.4 Emulsões combustíveis de água em óleo Diesel combustível	45
3.OBJETIVOS	48
4.MÉTODOS E MATERIAIS	49
4.1. Caracterização dos combustíveis ensaiados	49
4.2. Preparação das emulsões combustíveis	55
4.3. Motor, equipamentos e procedimentos utilizados:.....	56

5.RESULTADOS E DISCUSSÕES	73
5.0. Resultado da caracterização dos combustíveis utilizados.	73
5.1. Comparativo de desempenho entre os combustíveis ensaiados.	78
5.1.1. Discussão dos resultados de desempenho de emulsões e Diesel.	80
5.2. Comparativo dos ensaios de emissões: Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	84
5.3. Comparativo dos ensaios de emissões: emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	91
5.4. Comparativo dos ensaios de emissões: emulsão B e Diesel Euro IV.	103
5.5. Comparativo das taxas de liberação de calor: emulsão B e Diesel Euro IV.	114
5.5.1. Discussão dos resultados de taxa de liberação de calor para emulsão B e Diesel Euro IV.....	117
5.6. Discussão dos resultados de emissões das emulsões 1, A, B e Diesel Euro IV.....	119
5.6.1. Redução nas emissões de NOx.....	119
5.6.2. Redução nas emissões de fumaça e Material Particulado.	120
5.6.3. Atenuação do compromisso NOx e Material Particulado.	126
5.7. Outras observações relevantes dos ensaios realizados com emulsões.	127
6.CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130
7.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	134

Lista de Figuras

1.1 : Evolução de emissões segundo Legislação Européia - Ciclo ESC.....	1
1.2 – Formas de adição da água na combustão do Diesel.....	4
1.3 – Emulsão da água dispersa no Diesel.....	5
2.1 – Três partes principais dos motores de combustão interna	6
2.2 – Detalhamento dos componentes de um motor de combustão interna	7
2.3 – Quatro tempos de um motor de combustão interna ciclo Diesel.....	8
2.4 – Injeção direta de combustível sob alta pressão em motores de combustão interna ciclo Diesel de quatro tempos.....	13
2.5 – Quebra ou <i>break-up</i> de um cone de spray de Diesel de um bico injetor.....	15
2.6 – Comprimento de penetração líquida(Mie) – curvas mais inclinadas e gasosa (S) – curvas menos inclinadas - de diferentes combustíveis – 15mg e180MPa	17
2.7 – Ilustração da interação entre o fluxo de ar dentro do cilindro e o spray de combustível.....	18
2.8 - Ilustração da pressão de combustão em motores Diesel identificando as diferentes fases da combustão em motores Diesel de injeção direta.....	19
2.9 - Ilustração do modelo conceitual de Dec (1997) de combustão do Diesel.....	22
2.10 – Compromisso NOx e Material Particulado.....	24
2.11 – Mapa ϕ -T, ilustrando a formação de diversas espécies de poluentes através dos processos de combustão existentes em motores Diesel.....	26
2.12 – Influência nas emissões de HC do volume morto na ponta do injetor.....	29
2.13 – Efeito da carga nas emissões de hidrocarbonetos não-queimados.....	30
2.14 – Aumento das emissões de HC em função do aumento no retardo na ignição.....	31
2.15 – Formação e abatimento de NOx – a partir de 2400K as taxas se igualam.....	33
2.16 – Concentração de NO cineticamente controlada e no equilíbrio químico.....	34

2.17 – Componentes e percentagem de carbono do material particulado em motores Diesel.....	37
2.18 – Concentrações de fuligem crescentes logo que a injeção de combustível se inicia em um motor Diesel de injeção direta de grandes proporções.....	39
2.19 - Esquema com as etapas de reação para formação de fuligem em chama de pré-mistura....	41
2.20 – Aumento de fuligem em função da taxa de equivalência e da temperatura.	42
2.21 – Macro emulsão de água em óleo Diesel combustível – Gecam® desenvolvida pelo grupo Pirelli®.	46
2.22 - Tipos de emulsões e o papel do surfactante nas emulsões.....	47
4.1 – Viscosímetro de Ostwald semelhante ao utilizado nas determinações de viscosidade.....	50
4.2 – Bancada para determinação de lubricidade.	51
4.3 – Densímetro por imersão utilizado para determinação das densidades das emulsões combustíveis.....	52
4.4 – Equipamento para determinação de percentagem de água em massa pelo método de titulação de Karl Fischer, nas emulsões combustíveis.	52
4.5 – Bomba calorimétrica utilizada para medição do poder calorífico superior dos combustíveis ensaiados.	54
4.6 – Bancada utilizada nos ensaios para medição de emissões de poluentes.	58
4.7 – Equipamento utilizado para medição de material particulado no ciclo ESC.	60
4.8 – Esquema do equipamento – túnel de diluição para medição de material particulado no ciclo ESC.....	60
4.9 – Motor instalado na bancada dinamométrica para ensaios de desempenho e emissões de poluentes.....	61
4.10 – Detalhe da face do cabeçote de cilindros (cilindro 1), a seta verde indica o orifício onde é instalada a vela aquecedora, utilizado para instalação do sensor de pressão de combustão, e a seta azul o orifício do injetor.	63
4.11 – Esquema simplificado dos circuitos de combustível para emulsões e Diesel na bancada de ensaio.....	65
4.12 – Motor em ensaio com emulsões.	66
4.13 – Determinação das rotações A,B e C do motor.	70
5.1 – Características da batelada a qual pertence o óleo Diesel Comum Metropolitano utilizado no preparo do Diesel com surfactante sem água e da emulsão 1.	74

5.2 – Características da batelada a qual pertence o óleo Diesel padrão Euro IV utilizado no preparo das emulsões A e B.	75
5.3 – Micrografia ótica da emulsão B com óleo diesel tingido de preto.	77
5.4 – Resultado comparativo dos ensaios de desempenho com emulsões e Diesel.	79
5.5 - taxa de liberação de calor total integrada para Diesel Euro IV e Emulsão B respectivamente, na condição de potência máxima, calculados a partir da pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim.	81
5.6 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	84
5.7 – Valores de fumaça comparativos nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	85
5.8 – Valores de potência corrigida comparativos nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	86
5.9 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	87
5.10 – Valores do ponto da injeção principal e pré injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	88
5.11– Valores da pressão de injeção nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	89
5.12– Valores da pressão de combustão mensurados nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.	90
5.13 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.	91
5.14 – Valores de emissões ponderadas de NOx nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.	92
5.15 – Valores da temperatura dos gases de escapamento nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.	93
5.16 – Valores de fumaça mensurada nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.	94

5.17 – Aspecto do material particulado nos ensaios de emissões com: 1 – Diesel Euro IV, 2 – Diesel Euro IV <i>Derated</i> A, isto é, nas condições de potência fornecida com a emulsão A e 3 – emulsão A.....	95
5.18 – Valores de potência corrigida alcançados nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	96
5.19 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	97
5.20 - Valores de consumo de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	98
5.21 – Valores do ponto da injeção principal e pré injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	100
5.22 – Valores de pressão de injeção nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	101
5.23– Valores de pressão de combustão nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.....	102
5.24 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.	103
5.25 – Valores de emissões ponderadas nos ensaios de emissões com NOx para emulsão B e Diesel Euro IV.....	104
5.26 – Valores da temperatura dos gases de escapamento nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	105
5.27 – Valores de fumaça mensurada nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	106
5.28 – Aspecto do material particulado nos ensaios de emissões com: 1 – Diesel Euro IV , 2 – Diesel Euro IV <i>Derated</i> B isto é nas condições de potência fornecida com a emulsão B e 3 – emulsão B.....	107
5.29 – Valores de potência corrigida alcançados nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	108
5.30 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	109

5.31 – Valores de consumo de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	110
5.32 – Valores do ponto da injeção principal e pré-injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV	111
5.33– Valores de pressão de injeção nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	112
5.34– Valores de pressão de combustão mensurados nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.....	113
5.35 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente com emulsão B e Diesel Euro IV.	114
5.36 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.	115
5.37 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.	116
5.38 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.	117
5.39 – Ilustração do fenômeno de micro explosões em macro emulsões de água dispersa em Diesel.....	123
5.40 – Comportamento da emulsão com aproximadamente 16% de água em massa em relação ao Diesel para o diagrama, para uma pressão de injeção de 1200bar.....	125
5.41– Compromisso entre NOx e material particulado em motores Diesel – em verde seta indicando tendência de atenuação do compromisso NOx e Material Particulado (MP) - também em verde - com a utilização de emulsões.....	127
6.1 – Redução nas emissões de NOx e material particulado e no compromisso NOX – PM, obtidos com as emulsões sem alteração da calibração do motor.	132

Lista de Tabelas

1.1 – Histórico e panorama atual dos limites de emissões de poluentes no Brasil:	2
4.1 – Características do motor Diesel ensaiado:	56
4.2 – Características dos equipamentos utilizados:	57
4.3 – Características dos analisadores da bancada de emissões:	59
4.4 – Pontos de temperaturas e pressões instrumentados no motor Diesel ensaiado:	62
4.5 – Rotações A,B e C e torques do motor no ciclo ESC de emissões.....	70
4.6 – Seqüência de ensaio 13 pontos ciclo ESC	71
5.1 – Características dos combustíveis ensaiados	76
5.2 – Valores de retardo na ignição para emulsão e Diesel.....	82
5.3 – Valores de peso de material particulado após ensaio de emissões para Diesel Metropolitano e Diesel Metropolitano com surfactante sem água.....	85
5.4 – Peso de material particulado para Diesel <i>Derated A</i> , correspondente a foto 2 da figura 5.17 (superior) e peso de material particulado para emulsão A , correspondente a foto 3 da figura 5.17 (inferior).	95
5.5 – Peso de material particulado para Diesel <i>Derated B</i> , correspondente a foto 2 da figura 5.28 (superior) e peso de material particulado para emulsão B, correspondente a foto 3 da figura 5.28 (inferior).	107
5.6 – Rendimento volumétrico para funcionamento com Emulsão e Diesel nas mesmas condições da emulsão.....	129

Nomenclatura

Acrônimos

ANP – Agência Nacional de Petróleo.

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas.

ASTM - American Society for Testing and Materials.

ANP – Agência Nacional Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis.

°**DPMS** – graus do virabrequim Depois do Ponto Morto Superior.

°**APMS** – graus do virabrequim Antes do Ponto Morto Superior.

CO – Monóxido de Carbono.

CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente.

EGR – “Exhaust Gas Recirculation” - Recirculação dos Gases de Escape.

ESC – “European Stationary Cycle” – Ciclo Europeu Estacionário ou seja de cargas e rotações constantes ao longo do tempo.

ELR – “European Load Response Cycle” – Ciclo Europeu de resposta de cargas.

ETC – “European Transient Cycle” – Ciclo Europeu Transiente em condição de aceleração (variando carga e rotação ao longo do tempo).

FAL – Fumaça em aceleração livre.

FSN – “Filter Smoke Number” – Número do filtro de fumaça.

HD – “Heavy Duty” – significa ciclo pesado, para caracterizar um veículo comercial ciclo Diesel no Brasil, atualmente, este pode ser considerado “heavy-duty” com peso bruto total acima de 2000kg.

HC – Hidrocarbonetos não queimados.

IBAMA – Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis.

L – Capacidade volumétrica total do motor em Litros, pode ser expressa também em cm³.

MP – Material particulado.

NBR – Norma Brasileira.

NO_x – Óxidos de Nitrogênio.

PCS – Poder Calorífico Superior.

PCI – Poder Calorífico Inferior.

PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores.

RPM – rotações por minuto.

SCR – “Selective Catalyst Reduction” – Redução Seletiva Catalítica.

SNC – Sistema Nervoso Central.

Símbolos

@ - nomenclatura típica em motores na indústria automobilística, significa potência ou torque máximos obtidos com o motor em determinada rotação. Por exemplo, 89kW@3800rpm motor desenvolve potência de 89kW na rotação de 3800rpm.

® - marca registrada.

Capítulo 1

Introdução

A redução significativa nos limites de emissões para motor Diesel em aplicações de veículos pesados conhecidos como *heavy duty*, representa um enorme desafio para o desenvolvimento destes motores. Tomemos como exemplo os limites de emissões para motores na Europa. Para o ciclo ESC, em aproximadamente vinte anos de vigência da legislação europeia, será atingida redução de 95% para as emissões gasosas de NOx e de 97% para as emissões de material particulado (MP) conforme representado na figura 1.1 de Lourenço *et. al.* (2008).

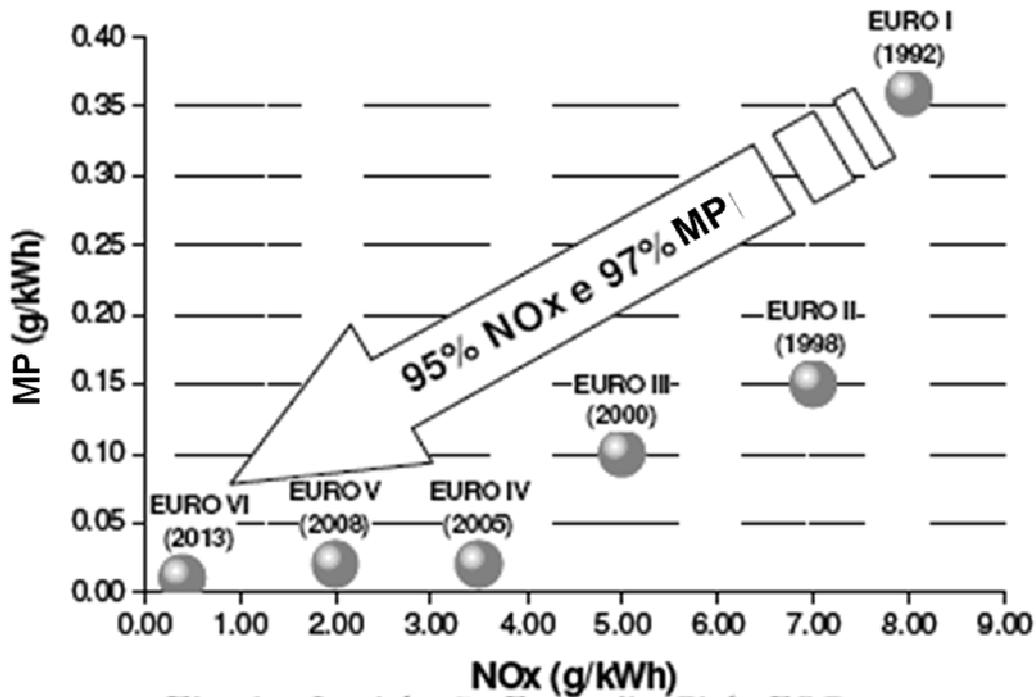


Figura 1.1 : Evolução de emissões segundo Legislação Europeia - Ciclo ESC – Traduzida de Lourenço *et. al.* (2008).

As normas que determinam os limites de emissões de poluentes no Brasil para veículos e motores de combustão interna são controladas pelo IBAMA – Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis, sendo escritas e regulamentadas pelo CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente. Para motores ciclo Diesel instalados em veículos comerciais, entenda-se veículos com peso bruto total >2000kg, também denominados *heavy-duty*, os limites numéricos de emissões e procedimentos para ciclos de teste são baseados nas normas da comunidade econômica européia. A norma atualmente em vigor no Brasil para motor Diesel utilizado em veículos classificados como comerciais pesados ou *heavy duty* é denominada PROCONVE P-5, similar a Euro III européia, que esteve em vigor naquele continente de 2000 até 2005. Apenas para conhecimento, à medida que tornam-se mais restritos os limites de emissões de poluentes, mais tecnologia é utilizada para atendê-los e mais caros tornam-se os motores Diesel, gerando por questões econômicas, uma defasagem entre as normas em vigor no Brasil e na Europa. Um resumo da evolução das normas regulamentadoras de emissões de poluentes no Brasil pode ser observado na tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Histórico e panorama atual dos limites de emissões de poluentes no Brasil:

Ano	Categoria	Norma de referência	Ciclo de teste	CO	HC	NOx	MP	Fumaça
				g/kw.h				m ⁻¹
1993	Todos	Euro 0	ECE-R49	11.2	2.45	14.4	-	- ^c
1994	Ônibus urbanos	Euro I*	ECE-R49	4.9	1.23	9.0	-	- ^c
1996	Todos	Euro I*	ECE-R49	4.9	1.23	9.0	0.4 ^a	- ^c
1998	Ônibus urbanos	Euro II	ECE-R49	4.0	1.1	7.0	0.15 ^b	- ^c
2000 - 2004	Todos	Euro II	ECE-R49	4.0	1.1	7.0	0.15 ^b	- ^c
1.1.2006 ^{1,2,3,4}	Todos	Euro III	ESC & ELR ⁵	2.1	0.66	5.0	0.13 ⁵ ou 0.10	0.8

* - conformidade com o limite de produção.
a - multiplicar pelo fator de 1.7 para motores com potência máxima menor que 85kW.
b - 0.25g/KW.h para motores até 0.7L por cilindro e rotação de máxima potência acima de 3000rpm.
c - Conforme diretiva de Março de 1994 para limites de fumaça em aceleração livre sem carga sendo 0.8 m⁻¹ para motores naturalmente aspirados e 1.2m⁻¹ para motores sobrealimentados.
(1) 1.1.2004 para ônibus urbanos ou 60% da produção anual de ônibus urbanos (100% em 01/01/2005); neste caso os fabricantes devem produzir pelo menos 60% observando o PROCONVE P-5 produção anual de ônibus não urbanos HD.
(2) 1.1.2005 para micro-ônibus.
(3) 1.1.2005 40% da produção/ano de HD (exceto ônibus urbano e micro-ônibus) por fabricante
(4) veículos com catalisador ou filtro de particulado devem também observar o ciclo PROCONVE P-5 ETC
(5) Para motores com menos que 0.75 dm3 de volume por cilindro e rotação de potência máxima maior que 3000 rpm.
(6) "European Load Response"- Ciclo Europeu de resposta de carga - Ciclo específico apenas para avaliação de fumaça medida com opacímetro.

No Brasil, devido a questões econômicas – custo de desenvolvimento dos motores e falta de combustível adequado com menor concentração de enxofre – o próximo nível de emissões a entrar em vigor será equivalente ao Euro V, denominado pelo CONAMA como PROCONVE P-7. A entrada em vigor deste nível significa um salto do PROCONVE P-5 equivalente ao Euro III, atualmente em vigor desde 2005/2006, para o PROCONVE P-7, equivalente ao Euro V, previsto para 2012.

A contínua redução de enxofre no óleo Diesel combustível faz-se necessária principalmente, para preservar a durabilidade dos motores, pois, com as restrições cada vez maiores das normas reguladoras de emissões de poluentes, as tecnologias utilizadas para redução das emissões nos motores demandam combustíveis com menor teor de enxofre, como por exemplo, no caso de motores com recirculação dos gases de escapamento EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) para redução de NOx por diluição e redução na temperatura de combustão. Nos motores com EGR, o gás de escapamento é resfriado antes de ser recirculado para admissão e nesse processo de resfriamento, o combustível com alto teor de enxofre promove formação de ácido sulfúrico aumentando o desgaste dos componentes internos do motor como cilindros, pistões e anéis, comprometendo a durabilidade.

Tecnologias como EGR ou SCR (*Selective Catalytic Reduction*) para redução de emissões de poluentes, aumentam o custo de desenvolvimento e manutenção dos motores Diesel adicionando componentes ao motor, no caso do EGR tubulação, válvulas e um resfriador de gases de escapamento, e no caso do SCR um dosador e um reservatório adicional para a solução de uréia, utilizada para reduzir cataliticamente o NOx, deve-se considerar também para esta tecnologia, a necessidade de abastecimento, com infra estrutura para tal.

Baseado nestes fatos torna-se interessante a possibilidade de sem nenhuma alteração nos componentes mecânicos de um motor Diesel original, utilizar um combustível que reduza a formação de poluentes dentro dos cilindros, fomentando, assim, o presente trabalho de utilização de emulsões de água em óleo Diesel combustível, para avaliação da redução das emissões de poluentes em motores de combustão interna ciclo Diesel.

A adição de água no processo de combustão do Diesel, é um método conhecido para reduzir emissões de NOx e em alguns casos emissões de NOx e MP simultaneamente, o que é extremamente interessante, visto que, na combustão e emissões de motores Diesel observamos

sempre um compromisso: Redução do NOx => Aumento do MP e vice-versa, conforme Heywood (1988).

A idéia de introduzir água nos cilindros de um motor Diesel pode parecer um tanto absurda, pois nas últimas décadas os motores têm sido projetados para garantir o extremo oposto, ou seja, combustível sem contaminação de água através de sensores e filtros separadores (decantadores) nos filtros de combustível e resfriadores de ar (*intercoolers*) onde ocorre condensação de água.

A polêmica em torno da adição de água se deve ao fato de que gotículas de água atingindo as paredes dos cilindros podem destruir o filme de óleo lubrificante, risco que apesar de bem real, só é aplicável para injeção de água, uma vez que, na forma de vapor ela não afeta o filme de óleo lubrificante conforme reportado por Holtbecker (1998). Ainda, a alta concentração de vapor de água no interior dos cilindros pode resultar em condensação da água e/ou ácido sulfúrico (devido ao enxofre contido no Diesel) levando a problemas de corrosão, conforme informado por Henningsen (1994).

Em geral, a água pode ser introduzida no processo de combustão do Diesel, usando um dos métodos ilustrados na figura 1.2, e descritos á seguir:

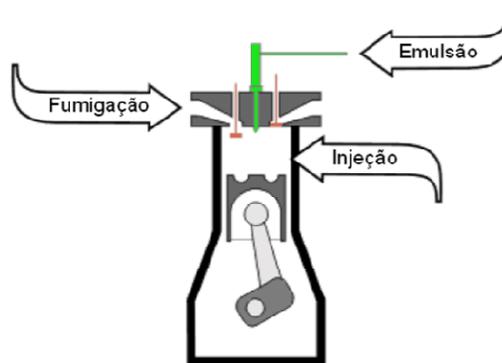


Figura 1.2 – Formas de adição da água na combustão do Diesel. Traduzida de *Dieselnet* (2007)

1.1. Injeções de água no cilindro e fumigação

A injeção de água no cilindro requer grandes modificações no motor, com a utilização de um sistema totalmente independente de injeção de água eletronicamente controlado, ainda com o agravante do aumento do desgaste do motor com a presença de água sendo injetada diretamente

no interior dos cilindros. No caso da fumigação, existe necessidade de grandes quantidades de água em forma de vapor ou névoa de fumigação, para pequena redução das emissões de NOx conforme observado em outros trabalhos como Velji *et. al.* (1995), além de também necessitar de modificações para sua utilização no motor Diesel.

1.2. Emulsões com combustível

A emulsão é um sistema de dois líquidos imiscíveis, no qual um é finamente disperso no outro sob a ação de um surfactante, conforme ilustrado na figura 1.3. No caso de emulsões de água em Diesel, é de fundamental importância a água estar dispersa em forma de gotículas na fase contínua correspondente ao Diesel combustível.



Figura 1.3 – Emulsão da água dispersa no Diesel. Traduzida de *Dieselnet* (2007).

O método de adição de água no Diesel, através da emulsão água em óleo Diesel torna-se mais atrativo perante os demais métodos de adição de água, devido ao fato da água estar incorporada as gotículas do spray de combustível, sendo introduzidas diretamente na câmara de combustão, onde as emissões se formam, conforme reporta Musculus *et. al.* (2002). Além disso, não é necessário nenhum tipo de alteração mecânica no motor para utilização da emulsão como combustível. Logo emulsões de água em óleo Diesel são uma das raras estratégias de controle de emissões, a qual pode reduzir NOx e MP, sem que haja necessidade de modificações mecânicas, fomentando assim o interesse em desenvolver o presente trabalho. Porém, a utilização de emulsões resulta em sensível aumento no consumo específico de combustível e perda de desempenho do motor.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1. Princípios básicos dos motores de combustão interna

Motores de combustão interna ou motores térmicos são máquinas conversoras de energia térmica gerada pela combustão em trabalho mecânico, ocorrendo a queima do combustível diretamente dentro de uma câmara de combustão, e sua energia térmica transformada em energia mecânica.

O motor de ciclo alternado ou recíproco de combustão interna recebeu esta nomenclatura em função dos movimentos alternados e repetitivos, ascendente e descendente dos pistões dentro do motor, o qual divide-se em três partes principais conforme ilustra a figura 2.1:

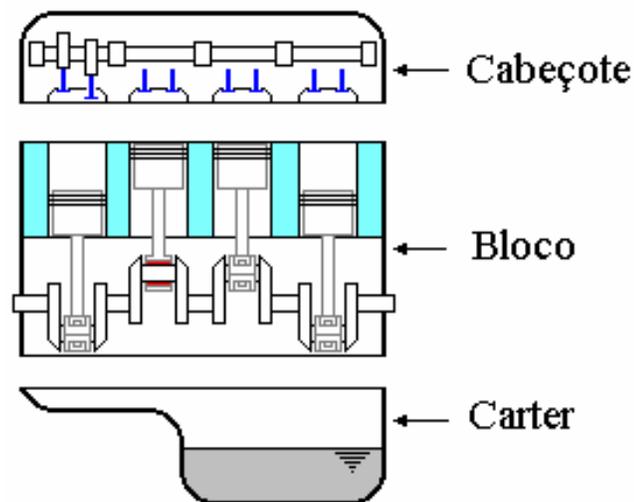
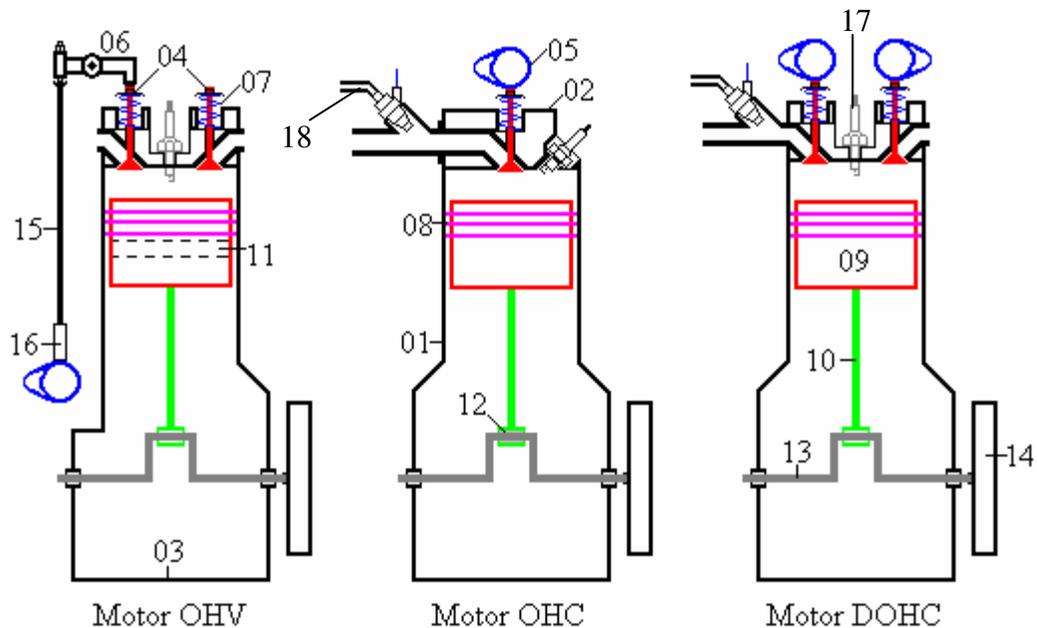


Figura 2.1 – Três partes principais dos motores de combustão interna – Oliveira Jr. (1997).

A figura 2.2 detalha os componentes básicos dos motores de combustão interna e os classifica em três tipos, conforme disposição de válvulas e respectivo acionamento.



Legenda:

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 01 - Bloco | 10 - Biela |
| 02 - Cabeçote | 11 - Pino do pistão |
| 03 - Carter | 12 - Casquilhos (Bronzinas) |
| 04 - Válvulas | 13 - Árvore de manivelas (Virabrequim) |
| 05 - Eixo comando de válvulas | 14 - Volante do motor |
| 06 - Balancim (eixo de balancins) | 15 - Vareta |
| 07 - Molas | 16 - Tucho |
| 08 - Anéis | 17 - Vela (ciclo ignição por faísca Otto) ou Injetor (ciclo ignição espontânea Diesel) |
| 09 - Pistão | 18 - Injetor (ciclo Otto) |

OHV - *over head valves* - válvulas no cabeçote

OHC - *over head camshaft* - eixo comando de válvulas no cabeçote

DOHC - *double over head camshaft* - dois eixos comando de válvulas no cabeçote, um para controle exclusivamente de abertura e fechamento das válvulas de admissão e outro dedicado ao controle exclusivamente de abertura e fechamento das válvulas de escape.

Figura 2.2 – Detalhamento dos componentes de um motor de combustão interna –
Oliveira Jr. (1997).

As tecnologias dos motores de combustão interna mais utilizadas atualmente podem ser classificadas pela forma como iniciam a combustão, a saber: primeiro ignição por faísca, com a construção do primeiro motor funcional por Nicolaus Otto em 1876, o qual batizou o nome do ciclo de funcionamento deste motor, conhecido como ciclo Otto. Segundo a ignição espontânea

do óleo Diesel combustível, caso do motor ensaiado no presente trabalho, resultado dos esforços de Rudolph Christian Karl Diesel, o qual batizou o óleo combustível por ele utilizado e o nome do ciclo de funcionamento como ciclo Diesel.

Para os motores de ciclo Diesel a cada volta do virabrequim do motor, ocorrem dois cursos ou tempos do pistão. No caso o motor ensaiado no presente trabalho trata-se um motor de combustão interna, ciclo Diesel de quatro tempos conforme detalhados na figura 2.3.

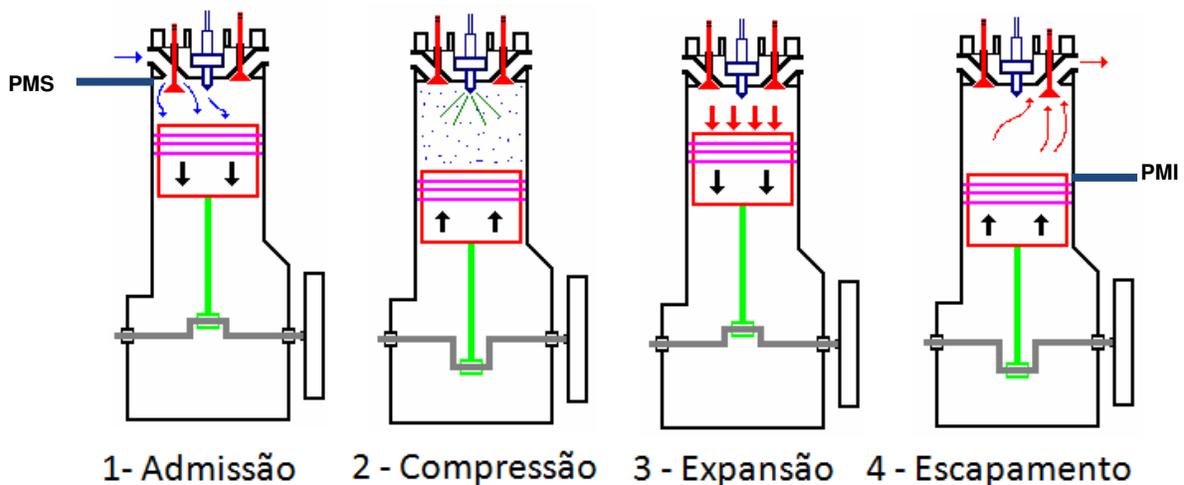


Figura 2.3 – Quatro tempos de um motor de combustão interna ciclo Diesel - Oliveira Jr. (1997).

Definindo os termos: CURSO, PMS e PMI da figura 2.3:

-PMS - Ponto Morto Superior é o ponto de máximo afastamento da face do pistão em relação à árvore de manivelas.

-PMI - Ponto Morto Inferior é o ponto de mínimo afastamento da face do pistão em relação à árvore de manivelas.

-CURSO (s) - É a distância entre o PMI e o PMS. É o dobro do raio da manivela ($s = 2r$)

Logo os quatro tempos de um motor de combustão interna ciclo Diesel podem ser resumidos em:

1 – Admissão - A válvula de admissão é aberta e a válvula de escape está fechada, e o pistão se desloca do PMS ao PMI admitindo para dentro do cilindro apenas ar;

2 – Compressão - A válvula de admissão é fechada e a válvula de escape está fechada, o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo o ar entre 100bar e 180bar (10MPa ou 18MPa) para motores sobrealimentados, ou seja turbocomprimidos – dotados de um turbocompressor do ar admitido pelo motor. Antes do pistão, atingir o PMS, ocorre a injeção do combustível, sob pressões máximas de 1600bar á 1800bar (160MPa á 180MPa) dependendo do sistema de injeção utilizado. Este combustível injetado se mistura com o ar aquecido, entre 700°C a 900°C devido à compressão, dando origem à combustão;

3 – Expansão ou Combustão - A válvula de admissão e a válvula de escape permanecem fechadas e a combustão provoca a expansão dos gases que empurram o pistão, fazendo este se deslocar do PMS ao PMI.

4 – Escapamento - Válvula de admissão está fechada e a válvula de escape é aberta. O pistão se desloca do PMI ao PMS, empurrando para fora os gases queimados na combustão.

O motor de combustão interna é caracterizado por alguns parâmetros que serão úteis ao longo do presente trabalho como descrito nas equações a seguir:

Capacidade volumétrica unitária (V_u): volume deslocado pelo pistão entre o PMS e o PMI, onde D é o diâmetro do pistão: (unidade cm^3)

$$V_u = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \quad (\text{equação 2.1})$$

Capacidade volumétrica total (V): é a capacidade volumétrica unitária multiplicada pelo número total de cilindros do motor. Onde z é o número de cilindros.

$$V = V_u \cdot z \quad (\text{equação 2.2})$$

Volume morto (V_2): é o volume no qual será comprimido o ar, volume da câmara de combustão.

Volume total do cilindro (V_1): $V_1 = V_u + V_2$ (equação 2.3)

Taxa de compressão (r_v): Razão entre o volume total do cilindro e o volume morto. (adimensional geralmente expresso como por ex. 17:1, no caso de motores Diesel pode variar de 16:1 até 24:1)

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (\text{equação 2.4})$$

Velocidade média do pistão (V_p) (unidade: m/s) : $V_p = 2.s.n$ (equação 2.5)

Onde “n” é a rotação do motor em rpm dividido por 60.

Relação estequiométrica : indica a massa de ar em quilos requerida para queima completa de 1 kg de combustível, ou seja, a relação ar/combustível estequiométrica para queima completa da mistura ar/combustível dentro da câmara de combustão. Para o óleo Diesel combustível esta relação é 14.5, conforme reportado por Bosch (2005) e Baranescu (1999).

Taxa de equivalência (ϕ): definida como a relação combustível/ar em determinada condição de funcionamento do motor dividida pela relação combustível/ar estequiométrica, segundo Baranescu (1999).

$$\phi = \frac{\text{Relação Combustível / Ar}_{\text{REAL}}}{\text{Relação Combustível / Ar}_{\text{ESTEQUIOMÉTRICA}}} \quad (\text{equação 2.6})$$

.No caso de um motor funcionando com uma relação ar combustível de 24:1 em uma condição qualquer com Diesel combustível, sua relação de equivalência será:

$$\phi = \frac{1/24}{1/14,5} = 0,6$$

Esses valores indicam que nesta condição está se utilizando mais da metade do ar disponível para combustão, condição típica em motores Diesel que intencionalmente utilizam misturas ar/combustível pobres em combustível.

Fator de excesso de ar (λ): o fator excesso de ar (λ) foi introduzido para indicar o grau pelo qual a mistura ar/combustível atual desvia-se da estequiométrica. Indica a relação de massa de ar admitida para uma massa de ar requerida para combustão estequiométrica, conforme Bosch (2005) reporta, então tem-se:

$$\lambda = \frac{\text{Massa de ar real}}{\text{Massa de combustível real x relação estequiométrica}} \quad (\text{equação 2.7})$$

Interpretação de acordo com Bosch (2005):

$\lambda = 1$: A massa de ar admitida é igual a massa de ar teoricamente requerida para queimar todo o combustível injetado.

$\lambda < 1$: A massa de ar admitida é menor do que a quantidade requerida para queimar todo o combustível injetado, logo, a mistura é rica em combustível.

$\lambda > 1$: A massa de ar admitida é maior do que a quantidade requerida para queimar todo o combustível injetado, logo, a mistura é pobre em combustível.

Ainda para facilitar a interpretação entre literaturas, existe uma relação entre λ e ϕ :

$$\lambda = 1/\phi \quad (\text{equação 2.8})$$

Logo para o exemplo exposto anteriormente com o valor de $\phi = 0,6$, teremos $\lambda = 1,67$.

Ainda como ferramenta para avaliação podemos utilizar o rendimento ou eficiência volumétrica dos motores de combustão interna ciclo Diesel que é dado pela fórmula, segundo Baranescu (1999):

$$\eta_v = \frac{m_{ar \text{ real}}}{m_{ar \text{ teórica}}} \quad (\text{equação 2.9})$$

Onde:

$m_{ar \text{ real}}$ = massa de ar admitida pelo motor sob condições de funcionamento

$m_{ar \text{ teórica}}$ = massa de ar teórica governada pela capacidade do cilindro.

Segundo Bosch (2005), para motores sobrealimentados ou turbocomprimidos Diesel, o valor de η_v pode variar de 0,85 até 3,0.

2.2. O processo de combustão em motores Diesel

Nos motores Diesel eletrônicos atuais de tecnologia moderna, o óleo Diesel combustível é injetado diretamente no ar extremamente comprimido á alta temperatura dentro da câmara de combustão no topo do pistão, quando este está próximo ao ponto morto superior (PMS). O combustível líquido que entra na câmara de combustão é disperso em finas gotículas, vaporizadas e misturadas com o ar, resultando em uma mistura ar/combustível heterogênea.

Devido as altas temperaturas e pressões, a combustão é iniciada por um processo de auto-ignição do óleo Diesel combustível em contato com o ar extremamente quente e submetido a alta compressão. A carga (torque e potência) do motor é controlada pela quantidade de combustível injetado. O início de combustão pode ser controlado pelo ponto de injeção em relação ao ângulo do virabrequim.

Apesar de motores Diesel funcionarem sob condições extremamente pobres de combustível com relação a mistura ar/combustível, o processo de injeção direta de combustível, forma áreas dentro da câmara de combustão com diferentes composições de mistura variando de muito ricas, passando por estequiométrica e muito pobre. Esta estratificação (passagem de rica em combustível para muito pobre) inevitavelmente leva à formação de poluentes, em particular

óxidos de nitrogênio e material particulado, conforme reportam Baumgarten (2006) e Heywood (1988).

A característica heterogênea da combustão do Diesel é responsável pelas grandes vantagens do motor Diesel, onde a injeção do combustível em ar comprimido garante uma mistura inflamável sempre existente em qualquer região da câmara de combustão, não importando o quão pobre em combustível esta mistura é, permitindo o controle da carga (potência e torque) do motor sem necessidade de borboleta.

Os motores Diesel de combustão interna modernos possuem em sua maioria o injetor de combustível, com diversos orifícios para injeção do combustível, posicionado de forma central. A posição central é determinada pela utilização de um cabeçote com quatro válvulas por cilindro. Para injetores centralizados em relação á câmara de combustão é produzido um spray de combustível atomizado conforme mostrado na Figura 2.4. Injetores que possuem de cinco a nove orifícios de injeção (*injection nozzles*) são comumente utilizados em motores de produção atualmente no mundo.

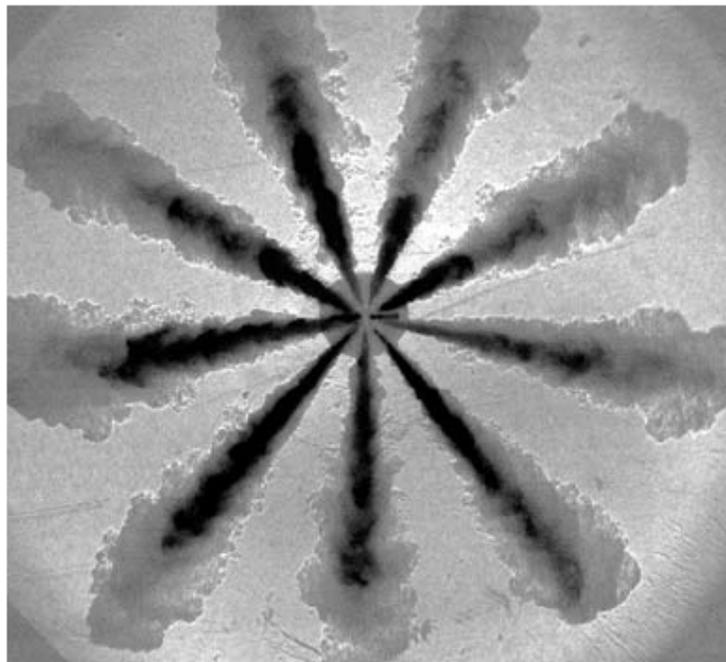


Figura 2.4 – Injeção direta de combustível sob alta pressão em motores de combustão interna ciclo Diesel de quatro tempos. Em cor preta – spray de gotículas mais densas e em cor cinza o spray de gotículas finas de combustível - conforme Baumgarten (2006).

Com o objetivo de avaliar a importância dos mecanismos físicos e químicos, relacionados com a introdução de água no processo de combustão do motor de combustão interna ciclo Diesel e suas consequências na emissão de poluentes, os processos fundamentais que ocorrem durante a combustão Diesel serão discutidos nas seções 2.2.1 a 2.2.3 deste capítulo.

2.2.1. A formação de mistura em motores Diesel

O processo de atomização do spray de combustível é esquematicamente mostrado na figura 2.5 utilizando como exemplo, parte de um bico injetor com extremidade em orifício cego ou tipo *sac*. Atualmente pressões de injeção de até 2000 bar (200MPa) são utilizadas, o combustível líquido entra com velocidades de 500 m/s ou mais na câmara de combustão, e o jato líquido de combustível é desintegrado ou quebrado de acordo com os mecanismos do regime de atomização do combustível com o ar dentro da câmara de combustão, conforme descreve Baumgarten (2006).

A figura 2.5 mostra dois aspectos macroscópicos de um cone completo de spray de Diesel, com ângulo ϕ e com comprimento de penetração S . Nesta figura, nota-se que o spray é formado a partir do jato líquido de combustível desintegrado imediatamente após sair de um dos orifícios do injetor de combustível. Esta primeira “quebra” do combustível em spray, é chamada quebra primária, ou *primary break-up* e resulta em um spray denso com gotículas maiores perto do orifício de injeção. O *break-up* primário é consequência dos mecanismos de cavitação e turbulência geradas dentro dos orifícios de injeção pelas altas pressões de injeção (até 200MPa ou 2000bar), do combustível, conforme reportado por Baumgarten (2006).

O fenômeno de cavitação reduz a área de fluxo efetiva e o atrito dentro do orifício do injetor de combustível e ao sair do injetor, as bolhas de cavitação colapsam (explodem) rapidamente, devido as altas pressões na câmara de combustão, aumentando muito a turbulência, e ocorrendo a desintegração completa do jato líquido em gotículas de combustível. Inicia-se assim o processo de atomização do combustível, segundo Kühnsberg *et. al.* (1999).

Os processos subsequentes de *break-up* das gotículas já existentes de combustível em gotículas ainda menores são chamados de *break-up* secundário e ocorrem devido as forças aerodinâmicas causadas pela velocidade relativa entre as gotículas e o ar existente na câmara de combustão, conforme descrito e detalhado por Baumgarten (2006) e Arcoumanis (1999).

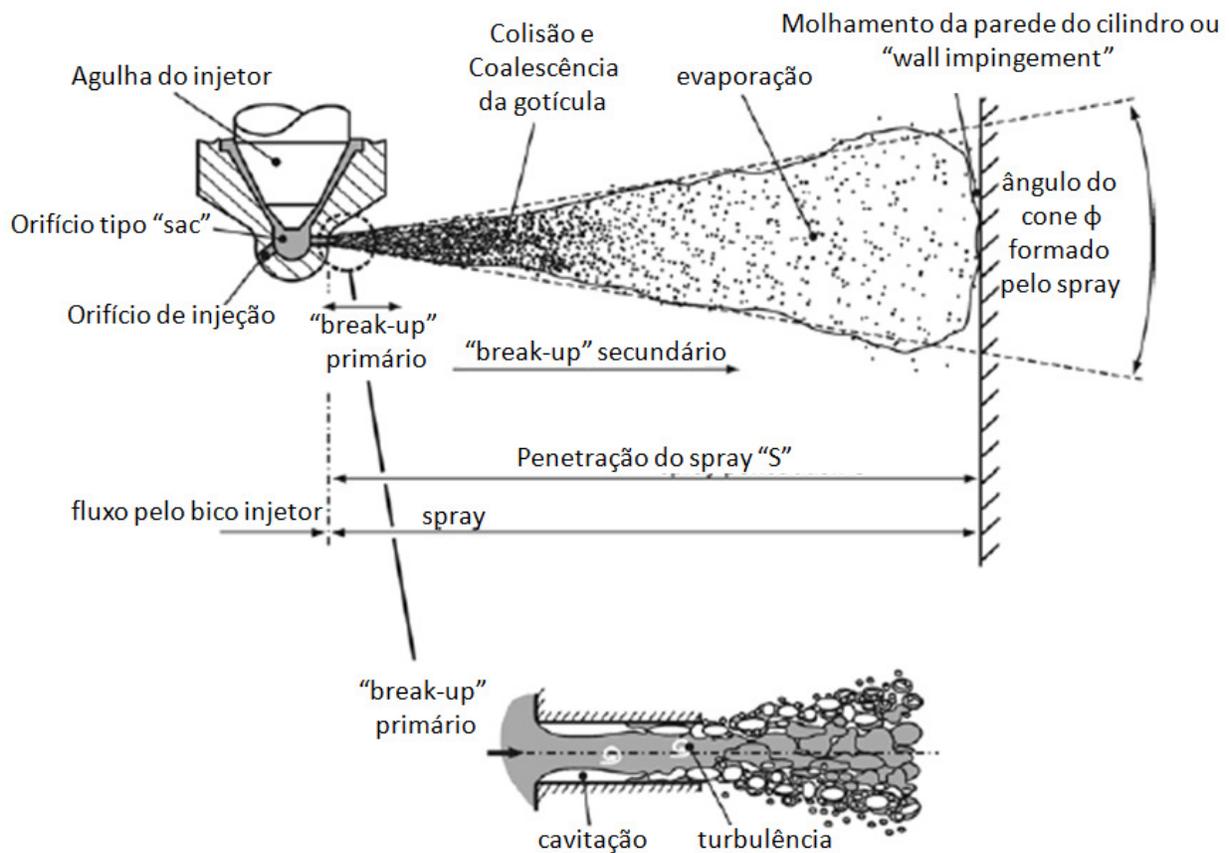


Figura 2.5 – Quebra ou *break-up* de um cone de spray de Diesel de um bico injetor. Traduzido de Baumgarten (2006).

Estas forças aerodinâmicas desaceleram as gotículas principalmente na extremidade do spray à direita da figura 2.5 onde sofrem o efeito de forças de arraste aerodinâmico maiores e por esta razão a penetração do spray de combustível "S" aumenta.

Como consequência destes mecanismos o spray de combustível cônico com ângulo ϕ é formado, sendo mais e mais diluído a jusante ou à direita do injetor pelo ar admitido dentro da câmara de combustão. A maior parte de massa líquida de combustível concentra-se perto do eixo do spray – figura 2.5, enquanto as regiões externas ao spray têm menos massa líquida e mais vapor de combustível – conforme mostra a figura 2.4. de Baumgarten (2006).

As gotículas de combustível têm velocidade máxima no eixo do spray, diminuindo na direção radial devido à interação com o ar admitido pelo motor na câmara de combustão. No spray denso de combustível, a probabilidade de colisões entre as gotículas é alta e estas colisões

podem resultar em mudança de velocidade e tamanho das gotículas de combustível. As gotículas podem quebrar-se em menores, podendo também combinar-se formando gotículas maiores, fenômeno denominado coalescência, conforme descrito por Baumgarten (2006).

No spray de combustível diluído pelo ar admitido pelo motor, bem à direita ou a jusante na figura 2.5, fatores importantes denominados condições de contorno impostas pela câmara de combustão influenciam na desintegração e evaporação do spray, como temperatura, densidade do gás no interior da câmara e fluxo de turbulência ou *swirl*.

O comprimento de penetração do spray é limitado pela distância entre o injetor e a câmara de combustão (localizada no pistão). No caso de altas pressões de injeção e longas durações de injeção, o spray pode impingir nas paredes do cilindro e da câmara de combustão, formando um filme líquido, tendo influência negativa em emissões uma vez que este filme demora à evaporar podendo ser apenas parcialmente queimado, segundo Heywood (1988) e Baumgarten (2006).

Dois diferentes comprimentos de penetração podem ser distinguidos: o comprimento líquido de penetração e o comprimento gasoso de penetração. Estas quantidades são macroscópicas e mensuráveis por técnicas de medição ópticas e exemplos de resultados são mostrados na figura 2.6 para vários combustíveis, conforme reporta Delebinsky *et. al.* (2005). Imediatamente, após o início da injeção, tanto o combustível líquido quanto o gasoso penetram quase na mesma velocidade dentro da câmara de combustão. No entanto, após um tempo determinado, o combustível líquido alcança um valor máximo no comprimento de penetração, enquanto a fase gasosa continua a penetrar, continuando até o vapor de combustível chegar as paredes da câmara de combustão, ou até o encerramento do evento de injeção ou ainda até que as reações químicas que ocorrem na combustão, consumam todo o combustível.

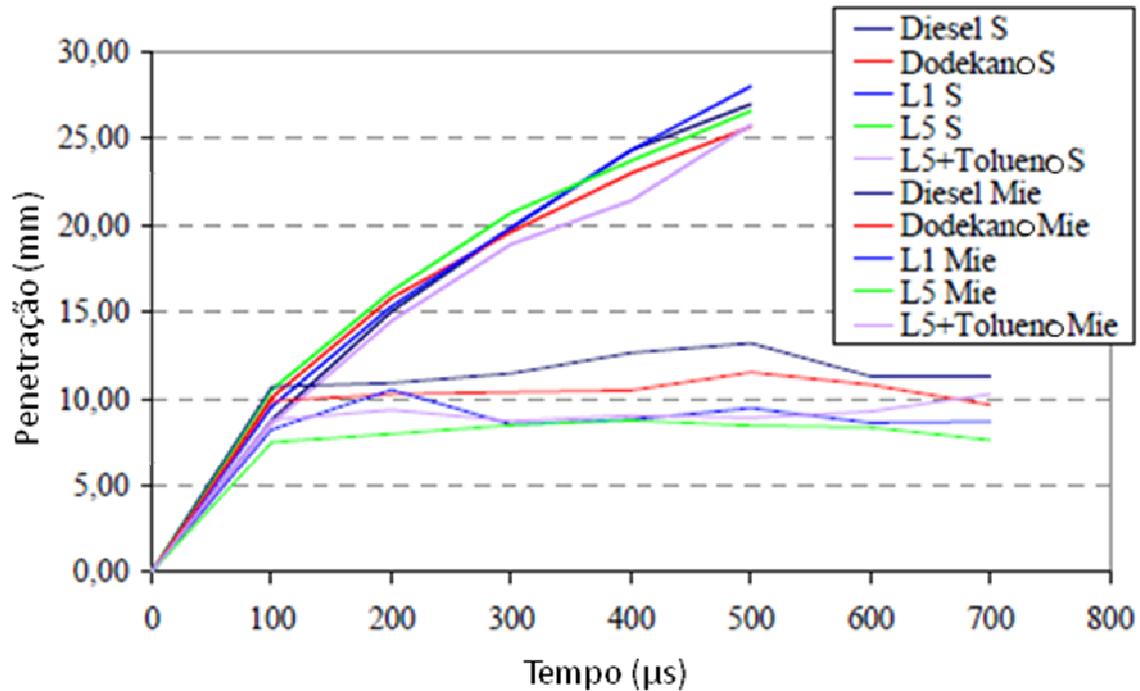


Figura 2.6 – Comprimento de penetração líquida(Mie) – curvas mais inclinadas e gasosa (S) – curvas menos inclinadas - de diferentes combustíveis – 15mg e180MPa .Traduzido de Delebinsky *et. al.* (2005).

A interação entre o spray de combustível com o fluxo de ar no cilindro influencia na formação da mistura, devido a duas principais estruturas de fluxo no cilindro importantes para a formação de uma mistura em motores de combustão interna de injeção direta em ciclo Diesel: turbulência ou *swirl* e fluxo de *squish* ou compressão, conforme ilustra a figura 2.7. A turbulência é um fluxo rotativo em torno da linha de centro do cilindro, é gerada pela geometria dos dutos de admissão do cabeçote e pela geometria das sedes de válvulas. O fluxo de compressão é gerado quando o pistão se aproxima do ponto morto superior, deslocando o ar na área de compressão ou *squish*. Tanto a turbulência e o fluxo de compressão podem melhorar a mistura entre combustível e o ar admitido pelo motor.

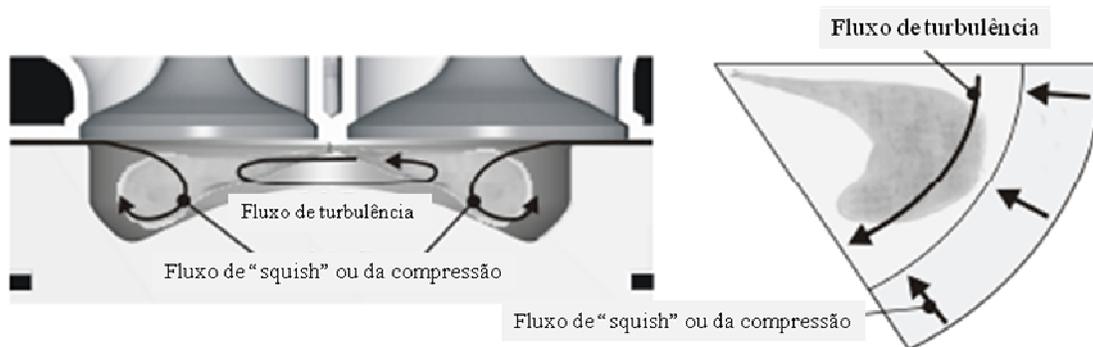


Figura 2.7 – Ilustração da interação entre o fluxo de ar dentro do cilindro e o spray de combustível. Traduzido de Eckert (2008).

2.2.2. Combustão em motores Diesel

Entenda-se por combustão, o conjunto de reações químicas que convertem a energia liberada na queima do combustível, onde o motor de combustão interna é o mecanismo que converte esta energia produzida em trabalho útil.

Os processos de combustão dos motores de combustão interna ocorrem rapidamente da ordem de milissegundos, os mesmos são aqui descritos e detalhados em etapas para um melhor entendimento.

A figura 2.8 ilustra a pressão de combustão (p_z), taxa de liberação de calor (q) e taxa de massa de combustível injetado (m_f) em função do ângulo do virabrequim, ilustrando as fases em que a combustão em um motor Diesel pode ser dividida para melhor compreensão do fenômeno:

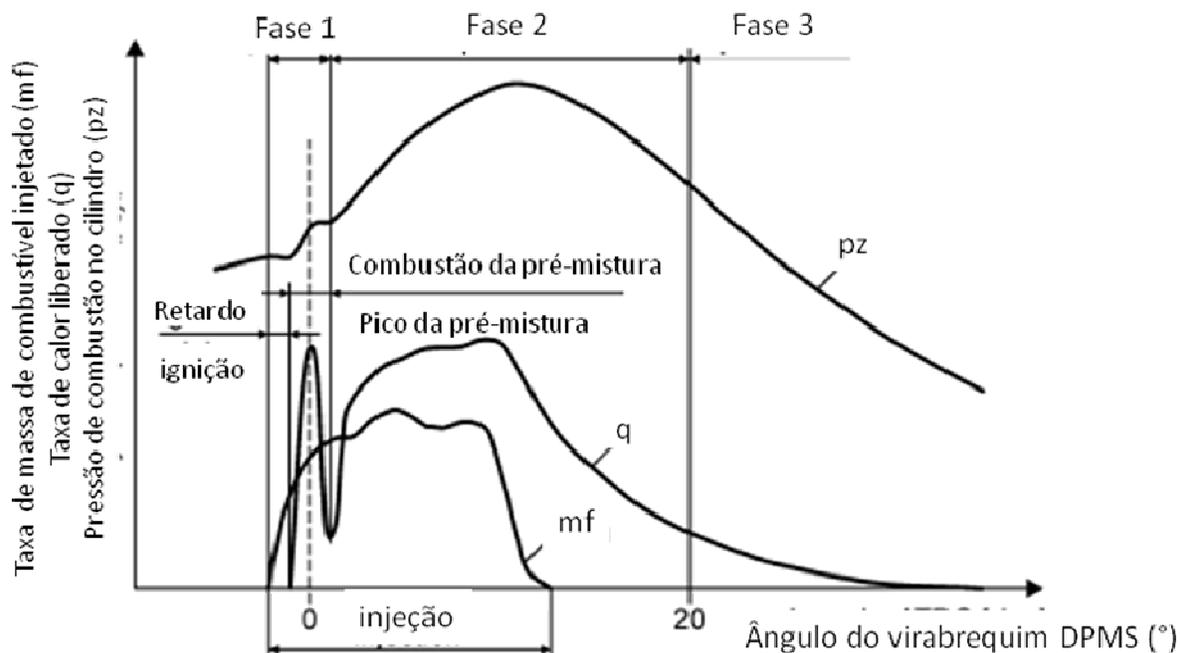


Figura 2.8 - Ilustração da pressão de combustão em motores Diesel identificando as diferentes fases da combustão em motores Diesel de injeção direta. Traduzido de Baumgarten (2006).

Retardo na ignição (FASE 1) – período entre o começo da injeção de combustível e início da combustão, é quando o combustível quebra-se em gotículas (*break-up*) vaporizando-se e misturando-se com o ar caracterizando o chamado retardamento físico, e também quando as primeiras reações químicas começam a ocorrer – denominadas reações de pré-chama caracterizando o denominado retardamento químico, para formação das primeiras espécies químicas necessárias para ocorrer a auto-ignição. Vale ressaltar que estes processos ocorrem simultaneamente.

Nesta fase é fundamental o chamado número de cetano, nome da propriedade química indicativa de auto-ignição do combustível, ou seja, quanto maior este número menor o retardo na ignição do combustível. Para se ter uma idéia temporal da ocorrência deste fenômeno, em motores turboalimentados como no caso do presente trabalho estes tempos de ignição são da ordem de 1 a 2 milissegundos.

Na combustão de motores Diesel de injeção direta, o retardo na ignição tem grande importância pela sua forte correlação com a quantidade de combustível queimada na fase de combustão da pré-mistura, onde quanto maiores os retardos na ignição, mais combustível pode ser injetado e preparado para combustão.

O retardo na ignição pode ser estimado por equações semelhantes as da cinética química da combustão, conforme a equação 2.10 abaixo, desenvolvida por Hardenberg e Hase citada por Heywood (1988) e Baranescu (1999):

$$ID = [0.36 + 0.22\bar{U}_P] \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_{im} r^{n_c-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{P_{im} r^{n_c} - 12.4} \right)^{0.63} \right]$$

(equação 2.10)

Onde:

ID = período ou intervalo de retardo na ignição, em graus do virabrequim.

\bar{U}_P = velocidade média do pistão (m/s)

$E_A = \frac{618840}{CN + 25}$

 CN + 25

CN = número de cetano

R = constante dos gases ideais = 8.31434 J/mol.K

T_{im} = Temperatura dos gases no coletor de admissão (K).

P_{im} = Pressão dos gases no coletor de admissão (bar).

r = taxa de compressão.

n_c = expoente politrópico para compressão = $C_p/C_v = 1,37$ para motores Diesel.

Combustão da pré-mistura inicial (FASE 1) – Inicia-se logo após o retardo na ignição. Parte do combustível injetado durante o retardo da ignição forma uma mistura quase homogênea com relações combustível-ar próximas da estequiométrica, onde o ar sendo admitido leva a combustão rápida, com alta taxa de liberação de calor. Em seguida, a combustão finalmente ocorre com violenta auto-ignição, conhecida como *Diesel knock* ou ruído do início da combustão do Diesel, de maneira rápida (entenda-se tempos da ordem de ¼ de milissegundo), espontânea e praticamente descontrolada devido à rápida liberação de calor, determinando rápido aumento de pressão no cilindro, caracterizado pelo gradiente de pressão dp/dt . A taxa de liberação de calor durante esta fase é limitada pela taxa de reações químicas e quantidade de combustível disponível durante a fase anterior de retardo na ignição.

O alto valor do gradiente de pressão dp/dt , nada mais é que a pressão de combustão dentro do cilindro, quanto mais alto o seu valor, maior a influência negativa nas solicitações e tensões mecânicas dos componentes do motor e no nível de ruído emitido pelo motor.

Como nesta fase a combustão ocorre praticamente homogênea, a combustão de pré-mistura influencia no processo de formação de poluentes, principalmente NO_x , formados inicialmente dos produtos da combustão de pré-mistura, conforme reporta Musculus (2004). Estes produtos em forma de gases são comprimidos pelas fases posteriores da combustão atingindo temperaturas elevadas por períodos de tempo mais longos, contribuindo para o mecanismo de formação de NO_x a ser detalhado mais a frente no presente trabalho.

Uma prática comum para redução de taxa de liberação de calor e pressão de combustão é a utilização de uma injeção piloto ou pré-injeção de combustível, pois a taxa de liberação de calor de uma pré-injeção é muito pequena para produção de um grande gradiente de pressão, porém a pré-injeção provoca um aumento da temperatura da pré mistura resultando em um menor retardo na ignição da injeção principal e também em menores picos de temperatura de combustão em relação a não utilização de pré-injeção, com influências positivas na formação de óxidos de nitrogênio e nível de ruído, segundo reporta Yamaki *et. al.* (1994).

Em outras palavras a pré-injeção de combustível, contribui em parte para melhor torque e potência no motor, pois reduz a quantidade de combustível da injeção principal, reduz o pico de pressão de combustão, ruído do motor, temperaturas de combustão e conseqüente formação de NO_x . Porém, Yamaki *et. al.* (1994) reporta que, dependendo da quantidade de combustível empregada na pré-injeção, aumenta a formação de fumaça, ou seja, fuligem e conseqüentemente MP.

Combustão controlada pela mistura (FASE 2) – A taxa de liberação de calor durante esta fase é controlada pela mistura turbulenta de combustível e ar, daí o nome combustão controlada pela mistura. Nesta fase a combustão é considerada quase estacionária, para melhor compreensão do fenômeno de combustão nesta e nas demais fases, a figura 2.9 mostra a representação da combustão totalmente desenvolvida de um spray diesel, segundo o modelo conceitual de Dec (1997) e outros colaboradores de Flynn *et. al.* (1999) e com características estabelecidas por medições a laser. Na figura 2.9, o ar é admitido e aquecido pela compressão nos cilindros antes da combustão, daí o nome ar admitido aquecido. Outra consideração

importante com relação à figura 2.9 é que ela representa um único evento de injeção e não a média de vários ciclos de injeção.

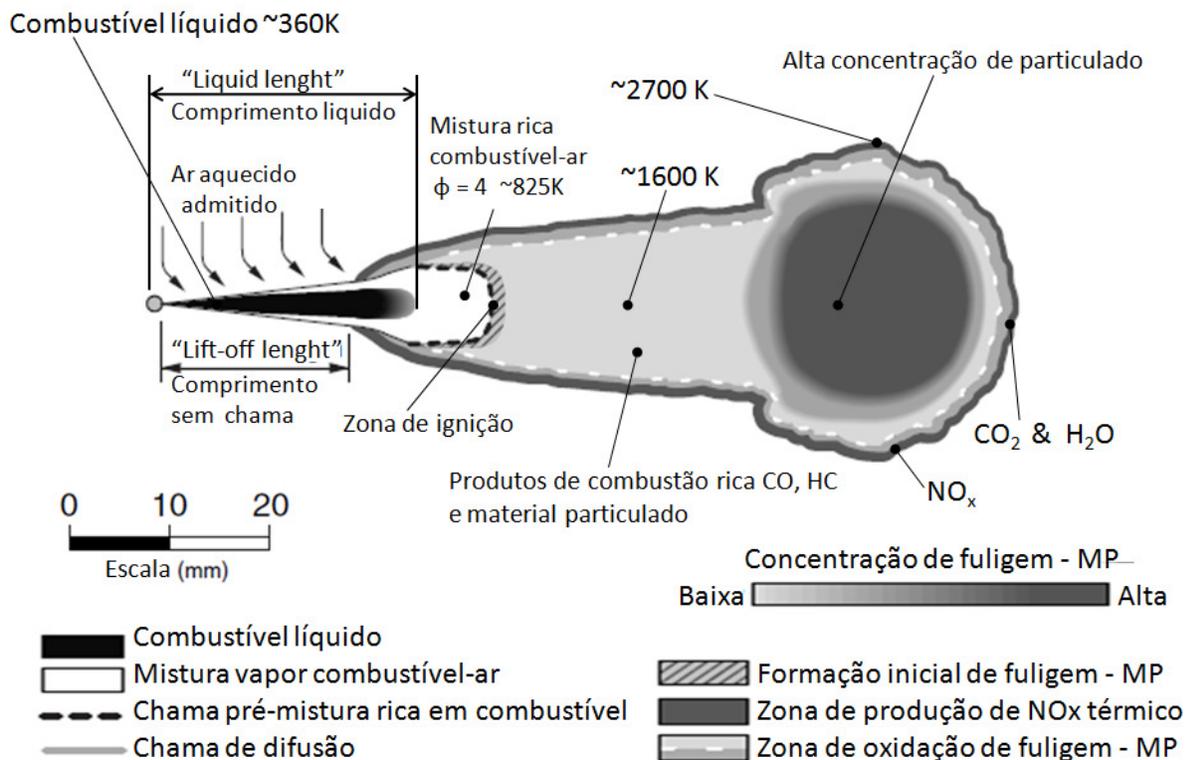


Figura 2.9 - Ilustração de Musculus *et. al.* (2002) do modelo conceitual de Dec (1997) de combustão do Diesel, com contribuições de colaboradores de Flynn *et. al.* (1999), traduzido.

O modelo de Dec(1997) representado na figura 2.9 aplica-se ao período durante a fase quase estacionária de mistura controlada e é válido apenas quando a combustão atinge condições quase estacionárias sendo o mais aceito e utilizado hoje em dia. Este modelo é utilizado em diversos outros trabalhos e foi concebido baseado em medições realizadas em motores oticamente acessíveis por Dec (1997), Flynn *et. al.* (1999) e Musculus *et. al.* (2002).

O modelo mostra que o jato de spray de combustível líquido atinge a câmara de combustão, arrasta ar aquecido e evapora-se. Próximo do orifício do injetor, a velocidade do combustível líquido, o processo de evaporação e tempo para que as reações químicas ocorram, determina o quão longe a chama de difusão encontra-se do orifício do injetor. Esta distância axial do orifício do injetor até o ponto onde inicia-se a chama de difusão é chamado comprimento sem chama ou

de *lift-off*. Este comprimento é uma característica fundamental para formação de fuligem, segundo Dec (1997), como será discutido mais a frente neste trabalho.

A energia térmica fornecida pelos gases entrando no cilindro aquece e vaporiza o combustível líquido, em uma distância à jusante deste, denominada comprimento líquido de penetração. A jusante do comprimento líquido de penetração forma-se uma zona de combustão de pré-mistura rica em combustível, que resulta em uma oxidação parcial do combustível com temperaturas nesta região de aproximadamente 1600K.

Segundo Flynn *et. al.* (1999) a taxa de equivalência desta região encontra-se entre $2.0 < \phi < 4.0$ com aproximadamente 15% do calor total de combustão liberado nesta região. Entre os produtos parcialmente oxidados da combustão de pré-mistura, estão as espécies precursoras que levam a formação de particulados à jusante do jato, conforme mostra a figura 2.5. No entorno do jato, uma chama de difusão se estabelece na superfície uniforme da mistura combustível-ar estequiométrica formada naquela região, uma vez que a taxa de equivalência na chama diminui em ambas as direções à jusante e radialmente para fora do jato, conforme reporta Eckert (2008).

Então, os produtos parcialmente oxidados da combustão de pré-mistura rica em combustível continuam a mover-se à jusante do jato de spray, são assim transportados para a chama de difusão. Na chama de difusão o combustível, hidrocarbonetos parcialmente oxidados e particulados são completamente oxidados para CO_2 e H_2O com temperaturas em torno de 2700K. Devido a estas altas temperaturas NO_x é formado na região pobre da chama de difusão, como será discutido no item 2.2.3.

Pós - Combustão (FASE 3) – Finalizada a injeção de combustível, o pistão expande-se para o ponto morto inferior (PMI) diminui então a temperatura na câmara de combustão, reduzem-se conseqüentemente as taxas de reação, tornando o processo de combustão quimicamente controlado novamente. Esta etapa da combustão é fundamental no processo de oxidação de fuligem, uma vez que as temperaturas nesta fase devem permanecer elevadas na medida do possível, pois, oxidação de fuligem diminui abaixo de 1300K, conforme reporta Glassman (2008). Logo, boa parte da fuligem é oxidada antes que a válvula de escapamento se abra, e a parte que se mantém no cilindro é expulsa para o escapamento, arrastando consigo hidrocarbonetos não queimados de grande peso molecular e sulfatos, identificados por órgãos

ambientais de controle de emissões como CONAMA (Brasil), EPA (Estados Unidos) e ECE (Europa) como material particulado ou simplesmente particulados.

2.2.3. Formação de poluentes em motores Diesel

Particulados e óxidos de nitrogênio são as duas principais fontes de emissão de poluentes em motores de combustão interna ciclo Diesel de injeção direta. O grande desafio diário na calibração de motores Diesel é de reduzir estas emissões devido as tendências opostas em formação e redução de material particulado e óxidos de nitrogênio. As técnicas que reduzem um dos poluentes normalmente aumentam o outro e vice-versa. Este comportamento é conhecido como compromisso NOx – fuligem (Material Particulado) – como mostrado na figura 2.10 para diversos motores. Além disso, há um compromisso entre as emissões de NOx e a eficiência térmica.

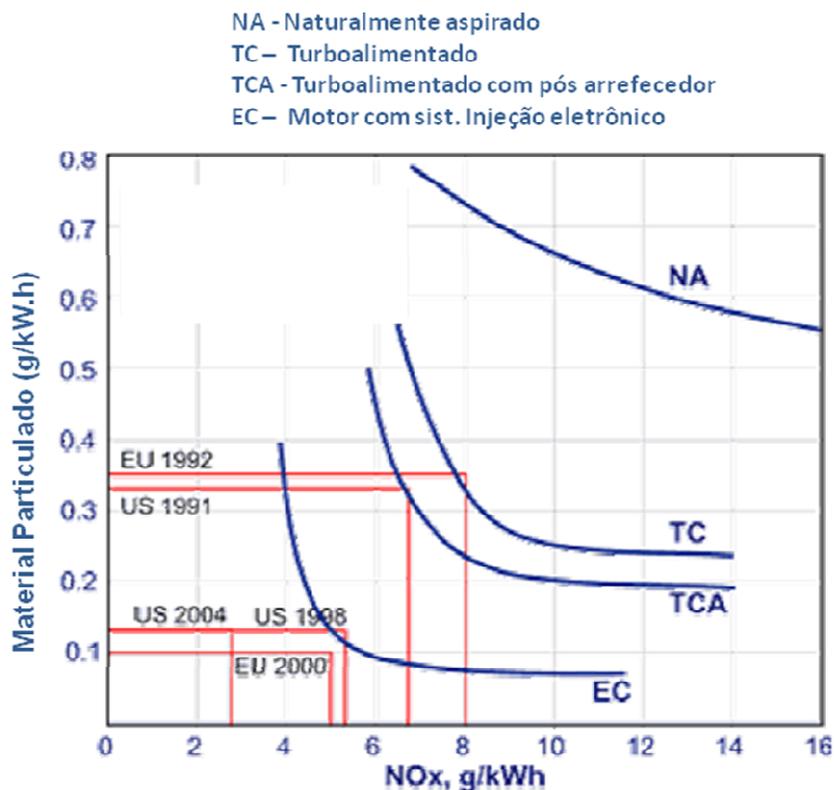


Figura 2.10 – Compromisso NOx e Material Particulado. Traduzido de *Dieselnet* (2008).

O processo de combustão heterogêneo dos motores Diesel leva indiscutivelmente a formação de diferentes espécies de poluentes originadas a partir de diferentes temperaturas e relações de equivalência na câmara de combustão, conforme descrito a seguir e ilustrado na figura 2.11, conhecida como mapa ϕ -T de combustão do Diesel. Este tipo de gráfico é muito utilizado para comparação de diferentes conceitos de combustão em motores Diesel, conforme ilustrado na figura para combustão convencional do Diesel heterogênea (linha vermelha) e para o conceito recente de HCCI – *Homogeneous Charge Compression Ignition* ou Ignição por compressão de carga homogênea (linha verde). No caso de motores Diesel, este conceito de HCCI, consiste na ignição de uma mistura de carga estratificada, ou seja, extremamente pobre em combustível.

A figura 2.11, no eixo das abscissas relaciona o λ , com a taxa de equivalência ϕ , com a relação ar combustível na câmara de combustão num dado instante. No eixo das ordenadas encontram-se as temperaturas na câmara de combustão.

Ainda a figura 2.11, relaciona temperatura e taxa de equivalência na câmara de combustão para formação e abatimento de poluentes como NO_x, CO e MP conforme determinado por Akihama *et. al.* 2001 após diversos experimentos com motor Diesel considerando uma parcela do combustível queimando em um motor num tempo de 2 milissegundos. Se esta parcela de combustível viaja rápido ou devagar através das regiões de formação destas espécies, isto determinará as diferentes quantidades de NO_x, CO e MP formados durante a combustão.

Nota-se também na figura 2.11 a inclusão de linhas por *Dieselnet* (2008), mostrando o caminho e complexidade dos diferentes tipos de combustão utilizados e em pesquisa atualmente para motores Diesel, onde a linha roxa sólida na figura é a temperatura máxima da chama adiabática alcançada para o Diesel combustível a 372 K reagindo com os gases na câmara de combustão à temperatura de 1000 K.

Baseado na figura 2.11, o ideal é ter uma combustão que passe entre as duas regiões com mínima formação de fuligem, ou seja, MP e também mínima formação de NO_x. Para tal devemos ter temperaturas de combustão reduzidas até no máximo 2200K e relações de equivalência de $0,4 < \phi < 1,0$, condições que também resultam em reduzida formação de CO, conforme mostra a mesma figura, controlada pela taxa de equivalência e temperatura de combustão.

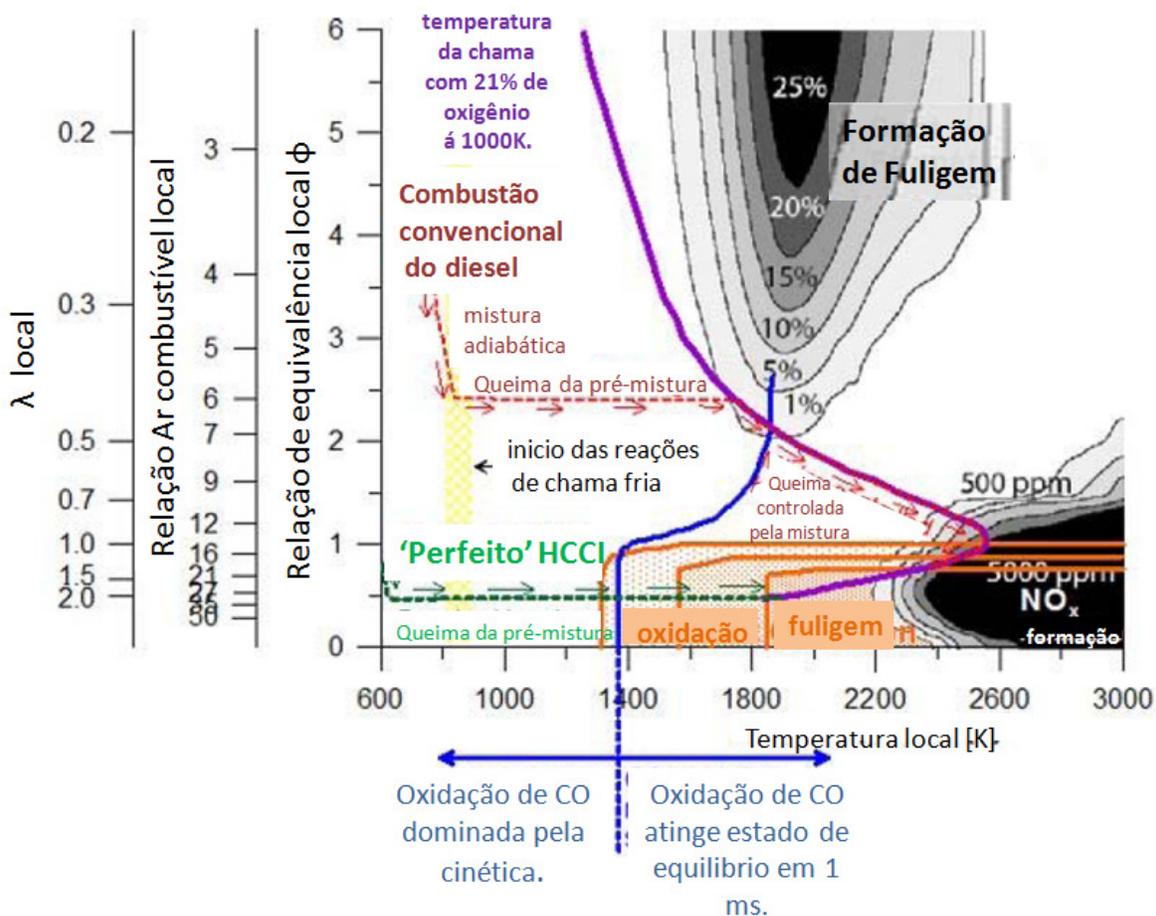


Figura 2.11 – Mapa ϕ -T, ilustrando a formação de diversas espécies de poluentes através dos processos de combustão existentes em motores Diesel. Traduzido de *Dieselnet* (2008).

MONÓXIDO DE CARBONO (CO) – gás tóxico sem odor e sem gosto inibe nos seres humanos a capacidade do sangue em absorver oxigênio, leva em grandes concentrações a asfixia lenta e fatal. Desenvolve-se do produto de combustão incompleta, sob regiões na câmara de combustão em condições de falta de ar e excesso de combustível (condição denominada rica) em relação a condição estequiométrica conforme Stone (1999), Merker *et. al.* (2006) e Bosch (2005).

Também pode se formar em condições de taxas de equivalência menores, aumentos de CO podem ser observados devido a temperaturas de combustão menores e combustão incompleta na área próxima a parede da câmara de combustão com taxas de equivalência maiores e oxidações menores dominadas por mecanismos de cinética química, lado esquerdo mais próximo ao eixo das abscissas do gráfico da linha azul figura 2.11, segundo reportado por Stone (1999), Merker *et. al.* (2006), Bosch (2005) e *Dieselnet* (2008).

De acordo com Merker *et. al.* (2006) e Eckert (2008) a oxidação de CO é altamente dependente da temperatura e taxa de equivalência, conforme ilustra a linha azul da figura 2.11, pois as taxas de reação diminuem durante o tempo de expansão, e com a taxa de equivalência ϕ . Sob taxas de equivalência de $\phi > 1$, a concentração de CO é aproximadamente linearmente dependente da temperatura, quanto maior a temperatura menor a formação de CO. Sob taxas de equivalência de $\phi < 1$, a concentração de CO é quase zero e praticamente independente da temperatura. Uma vez que a combustão ocorre a nível global pobre em combustível, ou seja, com taxas de equivalência globais de $\phi < 1$, em motores de combustão interna ciclo Diesel, a concentração de carbono e os hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono no momento da abertura da válvula de escape é, geralmente, relativamente pequena.

Adicionalmente conforme ilustrado na figura 2.11, a linha azul determina aproximadamente a fronteira entre a oxidação lenta e rápida de CO, no lado direito desta linha a cinética de oxidação de CO é muito rápida e o estado de equilíbrio é atingido quase que instantaneamente. No lado esquerdo desta linha, ao contrario, a oxidação é extremamente lenta, dependendo também da temperatura conforme reporta *Dieselnet* 2008.

HIDROCARBONETOS (HC) – designação genérica para a gama completa de componentes químicos unindo hidrogênio H com carbonos C.

O processo de combustão pode também gerar novos compostos de hidrocarbonetos não inicialmente presentes no combustível original (pela separação de cadeias moleculares extendidas, entre outros), conforme reportado por Bosch (2005).

Hidrocarbonetos alifáticos (alcanos, alquenos, alquinos, e seus derivativos cíclicos) são virtualmente inodoros. Hidrocarbonetos cíclicos aromáticos (como benzeno, tolueno e hidrocarbonetos policíclicos) emitem um odor discernível e provocam nos seres humanos ardor nos olhos no caso de concentrações um pouco mais elevadas. Alguns hidrocarbonetos são considerados carcinogênicos em caso de exposição prolongada. Hidrocarbonetos parcialmente oxidados (como aldeídeos e cetonas, etc) emitem um odor desagradável.

Nos motores Diesel cuja combustão não é homogênea, o processo de formação de hidrocarbonetos resulta de componentes nos combustíveis que não foram oxidados ou são apenas parcialmente oxidados no final do processo de combustão. Existem alguns mecanismos, dois principais, nos quais o Diesel escapa da combustão principal não sendo totalmente capturado pela

chama de difusão. Primeiro em regiões extremamente ricas, onde não pode ser totalmente convertido, devido a uma rápida diminuição na temperatura e pressão durante o ciclo de expansão ou ainda devido a regiões muito pobres em combustível da periferia do spray, estas formadas antes da ignição, favorecendo a formação de HC, conforme Baranescu (1999) e Stone (1999).

Se combustível líquido atinge as paredes da câmara de combustão, este combustível evapora e oxida lentamente e, assim, leva também a emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC). Ainda, segundo Merker *et. al.* (2006) os hidrocarbonetos não queimados podem formar-se através dos seguintes processos dentro da câmara de combustão:

- Na periferia do spray - a composição da mistura concentra-se em regiões fora da área de ignição (extremamente pobre em combustível);

- Na região central do spray, com composição muito rica em combustível;

- Extinção da chama de difusão por decréscimo rápido de temperatura e pressão durante o ciclo de expansão;

- Combustível aderido as paredes da câmara de combustão não é totalmente oxidado devido a temperaturas insuficientes para ocorrência de tal fenômeno – *wall wetting*.

- Pós injeção devido a reabertura da agulha do injetor após término da injeção. Originando-se destes resultam gotas extremamente grandes, as quais podem apenas evaporar-se e comburir-se lentamente, sem tempo suficiente para oxidação completa.

Á respeito do último ponto, segundo Heywood (1988) e Merker *et. al.* (2006) a influência do volume morto de combustível na ponta do injetor é importante nas emissões de HC em motores Diesel, representada pela figura 2.12. No gráfico presente nesta figura pode-se observar que as emissões de HC crescem linearmente com o volume morto na ponta do injetor – *sac volume*, o que não existe nos injetores de volume fechado *valve seat on nozzle hole* ou *valve closed orifice* – *vco*. Este último tipo utilizado no motor ensaiado no presente trabalho.

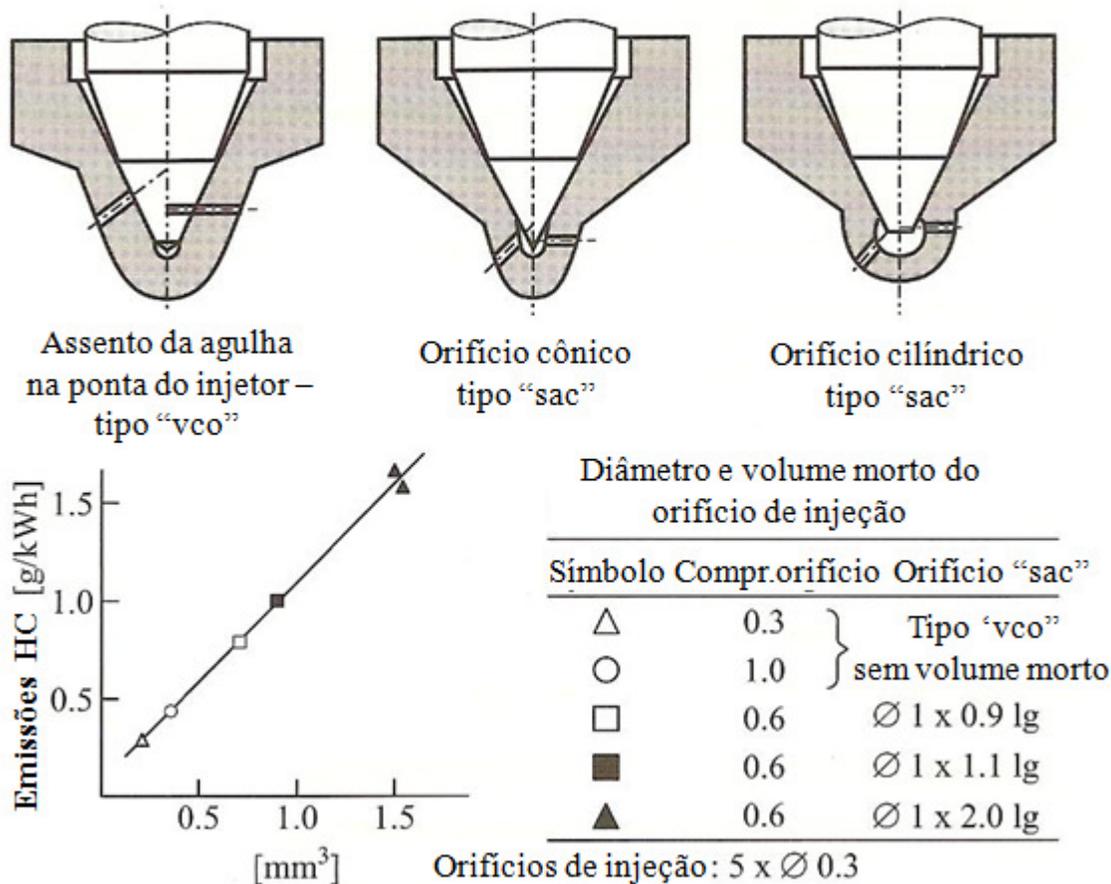


Figura 2.12 – Influência nas emissões de HC do volume morto na ponta do injetor. Traduzido de Merker *et. al.* (2006)

Uma outra consideração sobre emissões de HC envolve o efeito da carga a qual é submetido o motor na formação de hidrocarbonetos não queimados. A medida que aumenta a carga do motor, a relação ar combustível diminui, aumentando a formação de hidrocarbonetos. No entanto, se existe oxigênio suficiente na mistura para que, com a temperatura mais elevada nesta condição, as taxas de reação de oxidação aumentem, as emissões de hidrocarbonetos são reduzidas, ocorrendo redução na emissão de hidrocarbonetos. Para cargas parciais do motor, ocorre o efeito oposto conforme ilustra a figura 2.13 de *Dieselnet* (2008).

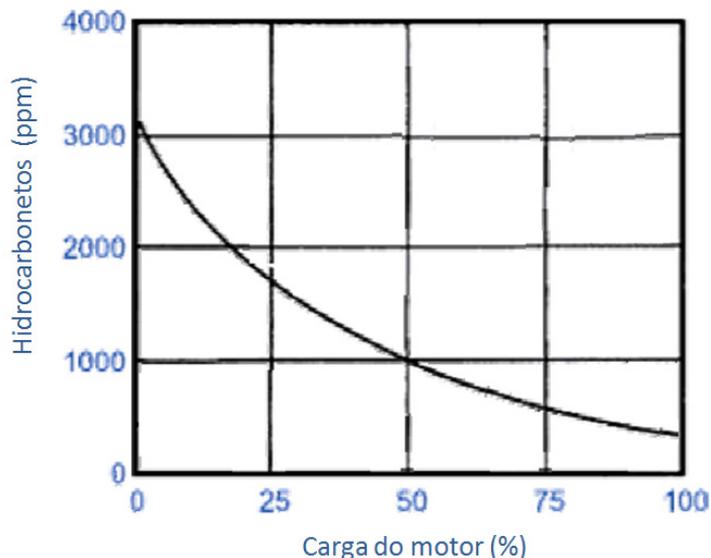


Figura 2.13 – Efeito da carga nas emissões de hidrocarbonetos não-queimados. Traduzido e adaptado de *Dieselnet* (2008).

Outro fator relacionado com a emissão de hidrocarbonetos não queimados, reside no fato de que o combustível próximo a fronteira do spray já se misturou além do limite pobre de combustão e não auto ignitará ou sustentará reações químicas. Esta mistura poderá apenas oxidar-se de forma incompleta por reações de oxidação lentas. Nesta região, combustível não queimado, produtos de decomposição do combustível e produtos de oxidação parcial (aldeídos e outros oxigenados) vão existir e alguns destes sendo expelidos junto com os gases de escape sendo parcialmente ou não queimados, conforme reporta Heywood (1988). Então, a quantidade de hidrocarbonetos não queimados provenientes destas regiões, dependerá da quantidade de combustível injetado durante a fase de retardo na ignição, da sua taxa de mistura com o ar neste período e ainda das condições as quais prevalecem no interior do cilindro que levam a auto-ignição. Conforme ilustrado na figura 2.14 de Heywood (1988), existe para motores Diesel de injeção direta, uma correlação entre emissões de Hidrocarbonetos não queimados com o valor do retardo de ignição, com maiores emissões de HC, à medida que o retardo na ignição aumenta.

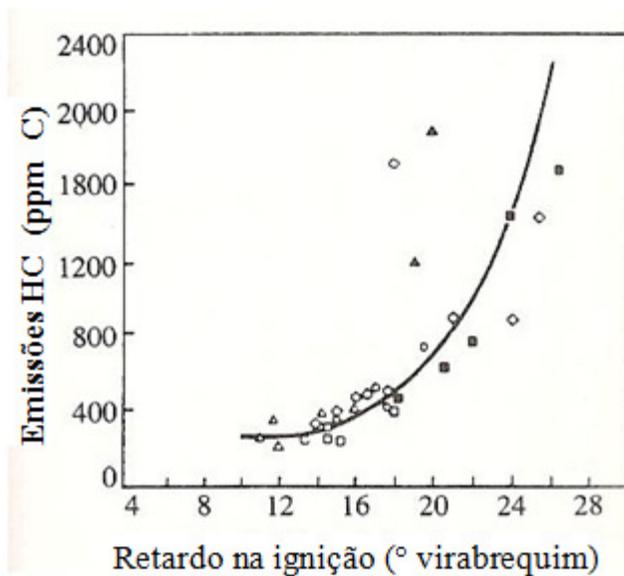


Figura 2.14 – Aumento das emissões de HC em função do aumento no retardo na ignição.

Traduzido de Heywood (1988).

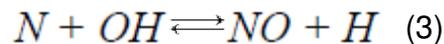
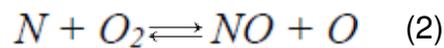
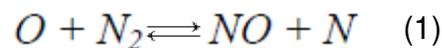
ÓXIDOS DE NITROGÊNIO (NO_x) – usualmente denominado NO_x, é o termo genérico que abrange componentes químicos, os quais consistem em nitrogênio e oxigênio. Resultam de reações secundárias que ocorrem em todos os processos de combustão, onde ar contendo nitrogênio é queimado. As formas primárias que ocorrem nos gases de escapamento dos motores de combustão interna ciclo Diesel, são caracterizados por óxidos de nitrogênio (NO) e dióxidos de nitrogênio (NO₂), representam de 70% á 90% do total de NO_x emitidos por motores Diesel, com concentrações mínimas de monóxido de dinitrogênio (N₂O).

O óxido de nitrogênio (NO) é caracterizado por ser inodoro e incolor, no ar atmosférico, é gradualmente convertido em dióxido de nitrogênio (NO₂), caracterizado quando puro, por ser um gás venenoso de coloração marrom avermelhado (castanho) com um odor penetrante. Nos seres humanos causa irritação das membranas mucosas quando presente em concentrações encontradas em ar altamente poluído. O NO_x contribui para destruir as florestas via o fenômeno de chuva ácida, e ainda age em conjunto com os hidrocarbonetos para gerar o chamado *smog* fotoquímico, conforme reportado por Bosch (2005).

O NO_x também pode ser definido para incluir outros óxidos de nitrogênio, como o N₂O, NO₃, N₂O₄, e N₂O₅. Estas espécies adicionais de óxidos de nitrogênio são insignificantes nas emissões de motores de combustão interna, mas podem reagir rapidamente com NO e NO₂. O

óxido NO geralmente representa mais de 90% do total de emissões de NO_x da queima de combustíveis fósseis, com o restante sendo NO₂. A formação de NO, pode ser explicada pelos quatro diferentes mecanismos de cinética química descritos a seguir: o térmico, de aparecimento rápido do NO conhecido como *prompt* NO, do óxido nitroso N₂O e o do combustível.

O mecanismo térmico de formação do óxido de Nitrogênio é o mais importante e conhecido nos motores Diesel. Inicialmente descrito por Zeldovich e mais tarde extendido por Baulch *et. al.* (1973), ficando conhecido como mecanismo extendido de Zeldovich, para três reações a seguir: (1,2 e 3)



A primeira reação possui uma alta energia de ativação, devido à tripla ligação estável da molécula de nitrogênio, conseqüentemente esta etapa possui forte dependência com relação a temperatura. As outras duas reações são mais rápidas, fazendo com que a primeira reação seja o passo limitante na taxa de reação. Assim, a formação de NO pelo mecanismo de Zeldovich só é significativa em altas temperaturas acima de 2000 K, sendo praticamente insignificante abaixo de 1700K, daí o nome formação de NO térmico. A figura 2.15 ilustra claramente a formação e abatimento de NO_x em função da temperatura, note como as taxas se igualam a partir de 2400K:

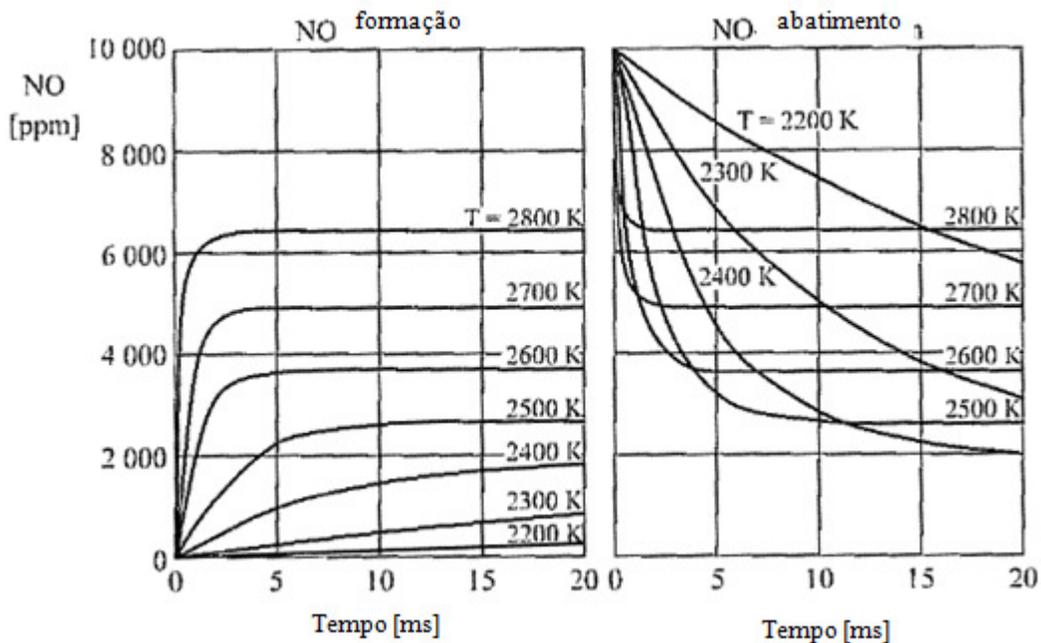


Figura 2.15 – Formação e abatimento de NOx – a partir de 2400K as taxas se igualam.
Traduzido de Merker *et. al.* (2006).

Conforme apresentado na figura 2.9, o NO térmico é formado inicialmente na porção pobre em combustível da chama de difusão, onde temperaturas e concentração de oxigênio são elevadas. A figura 2.11 também mostra esta tendência, à medida que a temperatura de combustão aumenta, aumenta a formação de NOx, em condições mistura pobre em combustível com $\lambda > 1.0$.

De acordo com Merker *et. al.* (2006), a Figura 2.16 ilustra o equilíbrio e a concentração cineticamente controlada de NO durante um ciclo em um motor Diesel. Devido à grande dependência da temperatura da reação (1), inicialmente, a concentração de NO cineticamente controlada é significativamente menor do que a concentração de equilíbrio ($\Delta 1$). Mais tarde, no processo de combustão, quando as temperaturas diminuem, a concentração de equilíbrio de NO também diminui. No entanto, as reações inversas de (1) a (3) também são muito dependentes da temperatura tendo velocidade reduzida na combustão nestas etapas de temperatura reduzida. Assim, mais NO permanece no ciclo de escape dos motores, tal como seria esperado no equilíbrio químico ($\Delta 2$). Fala-se em “congelamento” das reações.

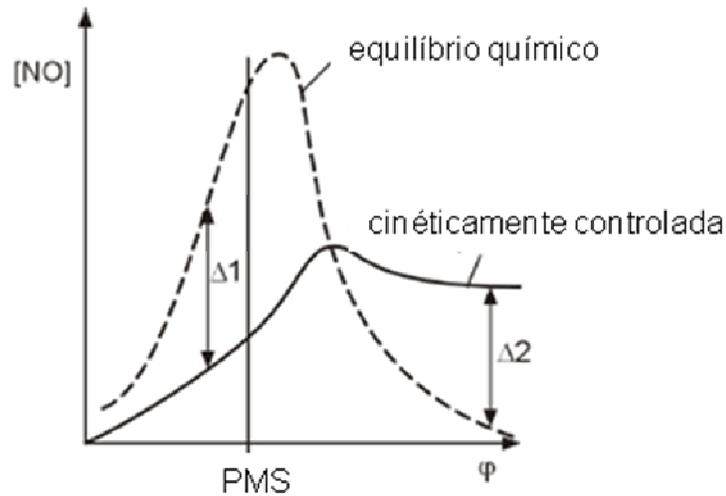
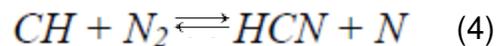


Figura 2.16 – Concentração de NO cineticamente controlada e no equilíbrio químico. Traduzido de Merker *et. al.* (2006).

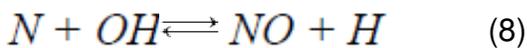
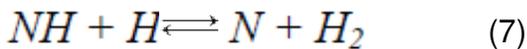
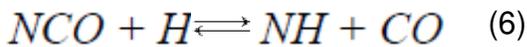
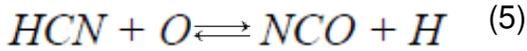
O mecanismo de aparecimento rápido de NO ou *prompt* NO foi primeiramente descrito por Fenimore em 1979, é bem mais complexo do que o mecanismo de NO_x térmico, pois seu processo está intimamente associado à formação do radical CH. O mecanismo de aparecimento rápido de NO ou *prompt* NO é associado às condições de mistura rica em combustível nas proximidades da frente de chama. Este mecanismo é bem rápido, com a formação de NO iniciada por reações entre radicais de hidrocarbonetos e moléculas de nitrogênio, levando à formação de aminas ou compostos de ciano que subsequentemente reagem formando NO. Sugere-se que na etapa limitante, o CH formado, maior contribuinte no mecanismo, reage com N₂ (nitrogênio) para formar HCN (ácido cianídrico) e nitrogênio atômico que reage rapidamente formando NO, daí o nome aparecimento rápido de NO ou *prompt* NO, conforme mostra a reação de iniciação principal (4) deste mecanismo, de acordo com Glassman (2008):



Essa reação tem uma pequena energia de ativação e ocorre a uma taxa de reação significativa em temperaturas muito menores que a reação (1) se significativas quantidades de radicais CH estão presentes, conforme reporta Eckert (2008).

Na sequência, a rápida conversão para NO é fortemente afetada por O e OH. O aparecimento rápido de NO ou *prompt* NO é mais significativo quando a combustão ocorre em

concentrações de combustível maiores que a estequiométrica, onde há uma alta concentração de radicais de hidrocarbonetos para formar HCN, e com concentrações de O e OH suficientemente altas para HCN transformar-se em NO através da seqüência de reações de (5) á (8) descrita por Glassman (2008):

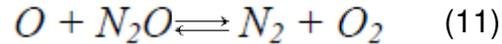
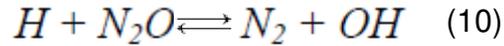


Outro mecanismo relevante, o de formação de NO formado via óxido nitroso (N₂O) conhecido também como caminho de N₂O, torna-se importante sob temperaturas relativamente baixas que suprimem a formação do NO térmico e sob condições de mistura pobre em combustível que suprimem formação de NO. Sob condições de mistura moderadamente pobre em combustível ($\phi < 0,9$), conforme ilustra a figura 2.11, e pressões suficientemente altas, N₂O é essencialmente formado através da reação de terceira ordem análoga a primeira reação limitante do mecanismo de Zeldovich, conforme ilustrado pela reação (9) em diante :

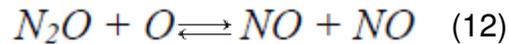


Onde “M” é o terceiro elemento ou molécula envolvida de qualquer composto necessário para remover energia com objetivo de completar a reação. Sem o terceiro elemento envolvido, a energia liberada na colisão (isto é formação de N₂O neste caso) entre os dois reagentes (O e N₂) seria suficiente para causar decomposição nestes e reverter aos reagentes originais (O e N₂). Além disso, devido ao terceiro elemento envolvido, essa reação tem uma menor energia de ativação, e ainda por serem reações de terceira ordem são sensíveis à pressão, logo a importância desta aumenta com taxa de reação significativa sob pressões elevadas.

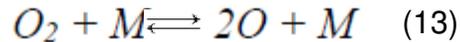
Logo N₂O geralmente reverte de volta para N₂ através do mecanismo descrito pelas reações (10) e (11):



Este nem sempre é o caso, sob condições onde a razão de equivalência ϕ é menor que 1, NO pode formar-se através da reação (12) de O com N_2O :



Com o oxigênio atômico originado na reação (13):



Nesta condição, sob altas pressões e baixas temperaturas, a reação de terceira ordem (primeira do mecanismo) começa a competir com a primeira reação do mecanismo térmico.

A conversão de nitrogênio ligado ao combustível para óxido de nitrogênio, não é um mecanismo representativo na combustão de motores Diesel, devido aos combustíveis dos motores de combustão interna não conter fração de nitrogênio. Porém, no caso de combustíveis de baixo grau de qualidade como óleos combustíveis pesados com conteúdo de nitrogênio, como por exemplo, Oriemulsion®, que é uma mistura baseada em surfactante com 71% de betume natural e 29% água conforme reporta Miller (2000) e possui uma fração de nitrogênio de aproximadamente 1%, neste caso, este mecanismo pode ter certa importância na formação de NOx.

Logo, conforme discutido, o processo de combustão do motor Diesel é caracterizado por grandes gradientes tanto em temperatura como em taxa de equivalência, todos os mecanismos acima descritos podem contribuir para a produção de NOx, porém o mecanismo térmico também conhecido como mecanismo de Zeldovich é inquestionavelmente, o mais importante mecanismo de produção de NOx em motores Diesel de combustão interna, conforme abordado em diversas literaturas sobre o tema como Heywood (1988), Merker *et. al.* (2006), Baranescu (1999), Stone (1999) e Glassman (2008).

Material Particulado (MP) – definido como a quantidade de todas as substâncias presentes nos gases de escape que são capturadas em um filtro padronizado em uma temperatura máxima de 52 ° C, após diluição dos gases de escape com ar limpo, conforme NBR 15634 (2008). MP são basicamente partículas de negro de carbono (fuligem), compostos de hidrocarbonetos condensados, sulfatos e sulfatos ligados com água, metais abrasivos, cinzas e outros componentes. As emissões de particulado em motores Diesel consistem em 71% de fuligem e 24% de componentes orgânicos dos hidrocarbonetos conforme reporta Merker *et. al.* (2006) – vide figura 2.17.

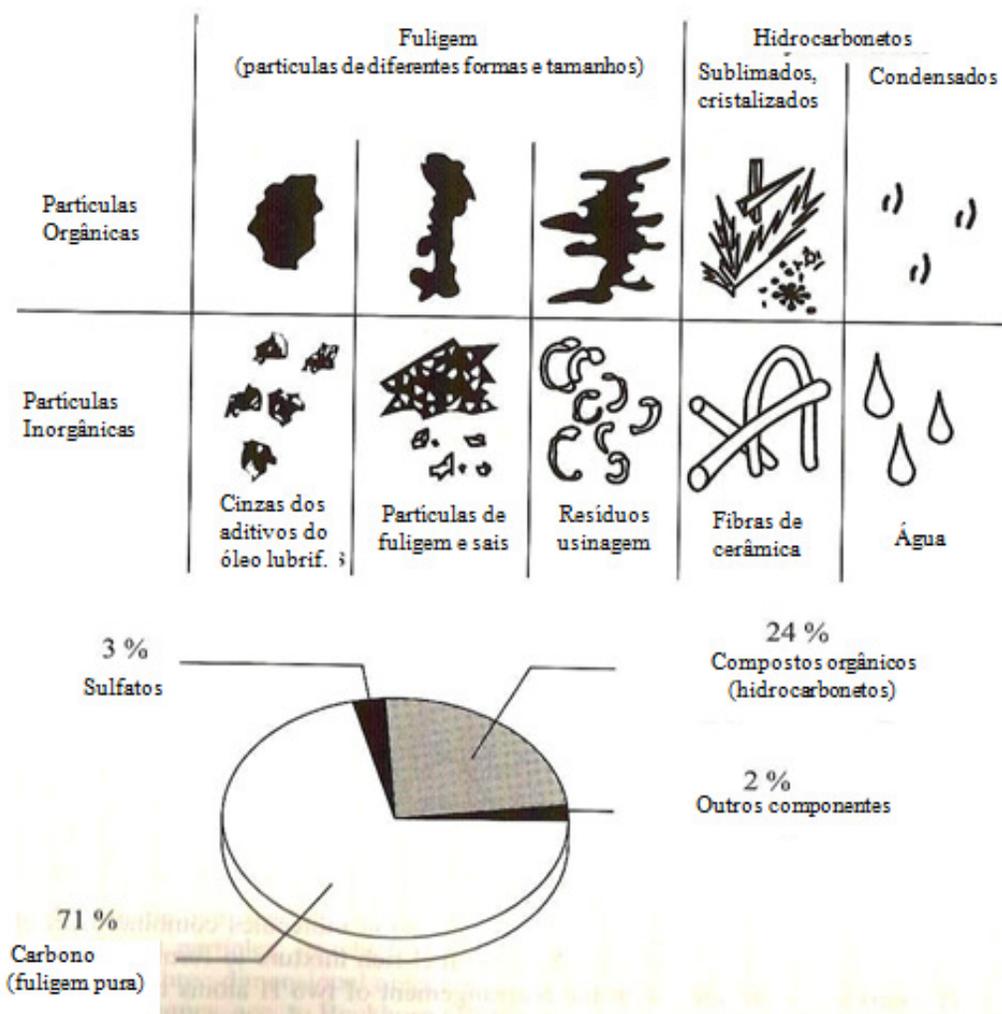


Figura 2.17 – Componentes e porcentagem de carbono do material particulado em motores Diesel. Traduzido de Merker *et. al.* (2006).

Particulados resultantes da combustão aparecem com dimensões de até algumas centenas de nanômetros. Partículas de fuligem deste tamanho são suspeitas de causar efeitos perigosos para a saúde humana, porque elas podem penetrar na vias respiratórias e causar efeito cancerígeno. Este efeito deve-se principalmente aos compostos orgânicos localizados na superfície das partículas, mas também pode ser causado pelas próprias partículas, segundo Baranescu (1999).

De acordo com Glassman (2008), é bem conhecido que a extensão de formação de fuligem é relacionada ao tipo de chama existente em um dado processo de combustão. Os gases de escape de motores Diesel são conhecidos por produzirem muito mais fumaça do que os dos motores de ignição por centelha, pois as condições de chama de difusão prevalecem em motores Diesel ao contrário dos motores de ignição por centelha, onde prevalece a combustão quase homogênea típica dos sistemas de pré-mistura ar-combustível.

Entenda-se então como fuligem ou carbono a ampla variedade de partículas carbonáceas sólidas, onde a maioria delas contém apreciável quantidade de hidrogênio, bem como outros elementos e componentes que devem estar presentes nos hidrocarbonetos originais do combustível, no caso Diesel, conforme citado por Glassman (2008).

Nos motores Diesel de injeção direta, as maiores concentrações de material particulado são encontradas na região central do spray de combustível, onde taxas de equivalência são muito ricas em combustível apresentando valores entre 3 e 4, com concentrações de fuligem crescentes logo que a injeção de combustível se inicia, conforme ilustra a figura 2.18, conforme dados de concentração de fuligem de um motor Diesel de injeção direta de grandes proporções (diâmetro de 300mm e curso de 381mm) obtidos de Heywood (1988).

Na figura 2.18 de Heywood (1988) a legenda ilustra as diferentes regiões onde a concentração de fuligem foi medida desde a linha de centro do spray de combustível até 36° radialmente para fora do spray e as letras a posição da válvula medidora de concentração de fuligem utilizada em relação a linha de centro do pistão, sendo B e A no centro, C na borda do pistão e D na câmara de combustão entre A e C. Mostra também concentrações maiores de fuligem na região de TC (ponto morto superior) imediatamente após a injeção. A escala da direita da figura 2.18, mostra a taxa de equivalência ϕ em relação ao ângulo do virabrequim.

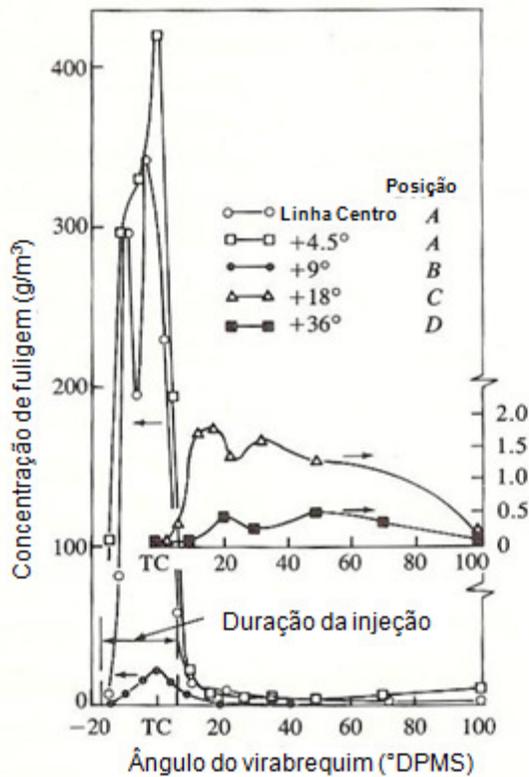


Figura 2.18 – Concentrações de fuligem crescentes logo que a injeção de combustível se inicia em um motor Diesel de injeção direta de grandes proporções. Traduzido de Heywood (1988).

Ao observar a figura 2.11, mostrada anteriormente, a formação de fuligem aumenta drasticamente com $\lambda < 0,6$ em regiões ricas em combustível. Como se pode ver, não é necessário uma mistura estequiométrica para eliminar completamente a formação de fuligem. Em vez disso, a formação de fuligem pode ser teoricamente reduzida se bastante oxigênio estiver disponível para oxidar parcialmente o combustível para H_2O e CO .

Estas observações concordam com o observado na figura 2.18, onde as concentrações de particulado no eixo do spray de combustível próximas ao orifício de injeção são elevadas, correspondente a fração elevada de carbono no combustível, no centro extremamente rico em combustível em forma de vapor, amostrado como material particulado (fuligem e espécies de HC condensadas). Assim, altas frações de particulado foram encontradas, nos centros das porções ricas em combustível das chamas de difusão turbulentas, sob alta pressão e alimentadas por combustível líquido, conforme apresentado no item 2.2.2 figura 2.9 no modelo esquemático conceitual de combustão do Diesel proposto por Dec (1997). Estas altas concentrações de

fuligem decaem rapidamente uma vez que a injeção é encerrada e esta porção com centro rico em combustível mistura-se a regiões de taxa de equivalência menores, segundo Heywood (1988).

Sob condições de mistura rica em combustível, hidrocarbonetos com cadeia carbônica pequena são formados no processo de oxidação do combustível. Para o processo de formação de fuligem, acredita-se que o acetileno (C_2H_2) tem particular importância. Estes hidrocarbonetos, em seguida, formam anéis primários de benzeno. Estes anéis primários crescem através da adição de novas moléculas de C_2H_2 através do mecanismo chamado HACA (abstração de hidrogênio, adição de acetileno), conforme Merker *et. al.* (2006).

Neste processo, a fração de carbono na partícula aumenta continuamente, enquanto a fração de hidrogênio diminui, ocorrendo a condensação e formação dos núcleos de fuligem – nucleação, com dimensões de aproximadamente 1-2 nm. Na sequência estas partículas colidindo podem formar por coalescência dos núcleos de fuligem, partículas maiores, as partículas primárias de fuligem (crescimento de superfície) com diâmetros de 20-30 nm tendo também a adição de várias outras substâncias. Segundo Heywood (1988), com aumento da dimensão, as partículas de fuligem não são mais reestruturadas quando colidem, mas começam a aglomerar formando estruturas contendo de 30 a 1800 partículas primárias de fuligem. O mecanismo de formação global de fuligem é esquematicamente mostrado na Figura 2.19.

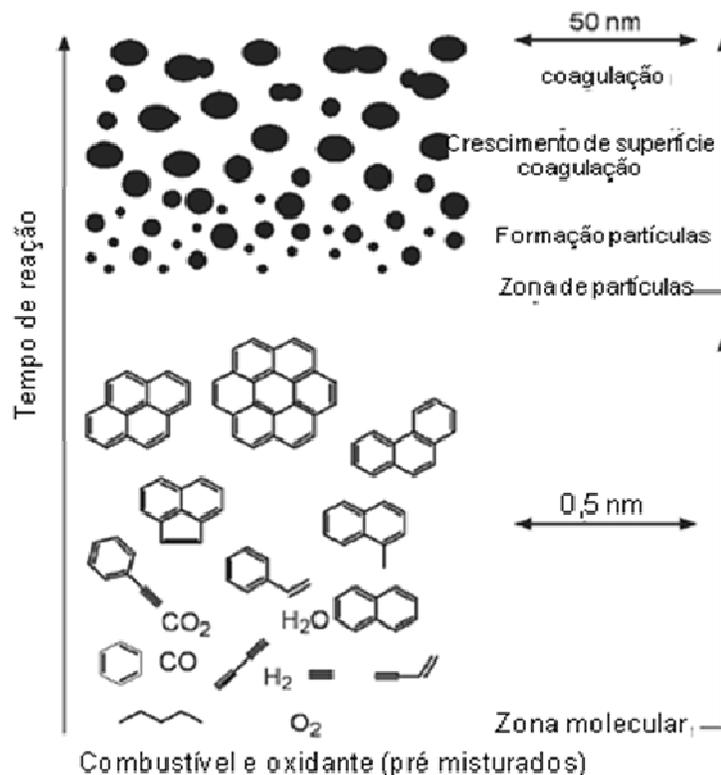


Figura 2.19 - Esquema com as etapas de reação para formação de fuligem em chama de pré-mistura. Traduzido de Merker *et. al.* (2006).

A influência da temperatura da combustão sobre crescimento de fuligem é muito complexa, pois em altas temperaturas favorecem tanto a formação como a oxidação, com início de formação sob temperaturas em torno de 1400K de acordo com Baumgarten (2006) e de oxidação em torno de 1300K de acordo com Eckert (2008).

A faixa de temperatura $1500 < T < 1900$ é crítica para formação de fuligem, como mostrado na figura 2.20 onde a porcentagem de crescimento de fuligem é representada como função da temperatura e taxa de equivalência. Identifica-se nesta faixa de temperatura um crescimento extremo na emissão de fuligem para $\lambda < 0,6$. Porém, segundo Glassman (2008) sob temperaturas mais elevadas, a taxa de oxidação cresce mais rápido do que a taxa de formação, com a oxidação ou quebra das partículas de fuligem ocorrendo inicialmente por oxigênio molecular (O_2) e ataque dos radicais hidroxil (OH), conforme também explanado por Merker *et. al.* (2006).

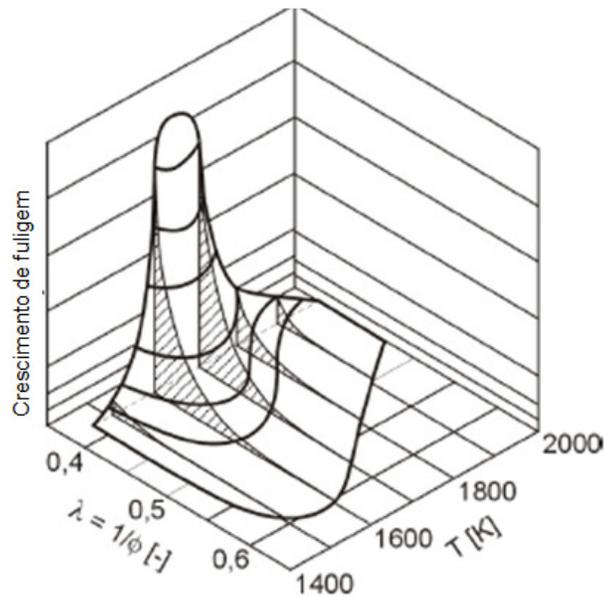


Figura 2.20 – Aumento de fuligem em função da taxa de equivalência e da temperatura.

Traduzido de Merker *et. al.* (2006).

2.3. Propriedades do óleo Diesel combustível

O óleo Diesel é um combustível derivado do petróleo, é constituído basicamente por hidrocarbonetos (compostos orgânicos que contém átomos de carbono e hidrogênio) e também enxofre.

Produzido a partir do refino do petróleo, o óleo Diesel é formulado através da mistura de diversas vertentes de refino como querosene, gasóleos, nafta pesada, Diesel leve, Diesel pesado, etc., provenientes das diversas etapas de processamento do óleo bruto.

Os tipos de óleo Diesel combustível comerciais, em utilização no Brasil atualmente são:

-Diesel Interior – Possui 1800 mg/kg ou ppm de enxofre, teor definido desde 1/1/2009, conforme resolução ANP nro. 41 de 24/12/08, utilizado em regiões mais afastadas do interior Brasil, geralmente utilizados em locomotivas, máquinas agrícolas, tratores, colheitadeiras e em alguns casos, em motores veiculares quando da indisponibilidade de outro tipo de Diesel. Este apresenta coloração avermelhada devido ao corante aplicado no caso da Petrobrás.

-Diesel Comum ou Metropolitano – Possui 500 mg/kg ou ppm de enxofre, desde 19/7/2006 conforme resolução ANP nro.15/16 e 4% de Biodiesel desde 05/2009, utilizado em todas as capitais, grandes centros urbanos de todo o território nacional até um raio de 40 Km dos grandes centros. Tendência de substituir o Diesel interior até 2012. Coloração amarelo ou alaranjado devido ao corante aplicado no caso da Petrobrás.

-Diesel S-50 ou Euro IV – Possui 50 mg/kg ou ppm de enxofre, comercializado para frotas cativas de ônibus e caminhões pela Petrobrás desde janeiro de 2009 nas cidades do Rio de Janeiro e São Paulo, desde maio de 2009 comercializado em Belém, Fortaleza e desde agosto de 2009 comercializado em Curitiba. A partir de janeiro de 2010, estará disponível na região metropolitana de São Paulo, Rio de Janeiro, Porto Alegre, Belo Horizonte e Salvador.

Algumas características importantes para caracterização do óleo Diesel combustível, devem ser consideradas e também para comparação com as emulsões combustíveis avaliadas neste trabalho, conforme pesquisado em Baranescu (1999) e Bosch (2005):

Número de cetano : expressa a capacidade de ignição do óleo Diesel combustível, quanto mais alto o número de cetano, maior a tendência do combustível de ignição. Como o motor Diesel é de ignição espontânea, sem necessidade de faísca provocada por vela de ignição, o combustível deve sofrer ignição espontânea e com retardo mínimo quando injetado no ar quente e comprimido dentro da câmara de combustão. Geralmente é ensaiado em um motor padrão monocilíndrico Diesel de injeção direta conforme norma ASTM D613, de acordo com o reportado por Baranescu (1999).

Índice de cetano: Quantidade calculada que representa uma boa aproximação do número de cetano medido em motor conforme a equação 2.11 proposta pela norma ASTM D976, segundo Baranescu (1999).

Índice de cetano = $454,74 - 1641,416D + 774,74D^2 - 0,554T_{50} + 97,803[\log_{10}(T_{50})]^2$.
(equação 2.11)

Onde: D = densidade do combustível á 15°C em g/ml

T_{50} = temperatura correspondente ao ponto de 50% na curva de destilação em °C.

Índice de ignição: propriedade que indica a propensão do Diesel de sofrer auto ignição nas temperaturas e pressões dentro do cilindro, quando o combustível é injetado. O número de cetano é uma medida padrão desta propriedade, porém sua dificuldade de medição foi criticada nos últimos anos (necessidade e disponibilidade de motor padrão para realização do ensaio).

Densidade: é definida pela equação 2.12:

$$\text{Densidade} = \frac{\text{Massa}}{\text{Volume}} \quad (\text{equação 2.12})$$

A densidade do combustível é um indicador secundário da sua faixa de destilação, geralmente expressa em kg/l ou kg/m³.

Poder calorífico: Atualmente dois poderes caloríficos são usualmente aplicados o superior ou bruto e o inferior ou líquido. O superior geralmente é mensurado com a utilização de um calorímetro ou bomba calorimétrica, que mede a transferência de calor dos gases quentes da combustão, à medida que são resfriados para a temperatura inicial dos reagentes. O poder calorífico superior assume que toda a água contida nos produtos da combustão é condensada em forma de líquido, enquanto o inferior, geralmente calculado, assume que toda água está presente na forma de vapor.

Uma relação simples pode ser utilizada entre o PCS e o PCI para determinação de ambos tendo apenas um deles, segundo Sears (1982) basta subtrair a entalpia de vaporização da água, conforme ilustra a equação 2.13:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - \Delta H_{\text{vap}} \quad (\text{equação 2.13})$$

$$\Delta H_{\text{vap}} = 2257 \text{ kJ/kg conforme Sears (1982).}$$

Viscosidade: medição de resistência de um combustível a fluir devido à fricção interna. As perdas por viscosidade muito alta causando atrito elevado, por exemplo, na bomba de alta pressão ou muito baixa causando vazamento interno excessivo e perda de eficiência para pressurização do combustível, podem afetar o desempenho de um motor Diesel e de seu sistema de injeção. Os valores típicos são da ordem de 1.6 á 2 cS de acordo com Baranescu (1999).

Ponto de fulgor: temperatura na qual a quantidade de vapor do combustível é suficiente para permitir que uma centelha ignite a mistura ar/vapor de combustível. Comumente utilizado em questões de segurança para transporte e armazenagem de combustível, porém é um bom indicativo para designar a facilidade de ignição de um combustível se comparado a outro.

Lubricidade: depois da introdução dos combustíveis dessulfurizados (com enxofre bem reduzido – 50ppm e 10ppm de enxofre) problemas de desgaste em bombas injetoras começaram a ser relatados, devido a falta de lubricidade. Como solução, o óleo Diesel combustível com estas quantidades de enxofre começou a receber aditivos reforçadores de lubricidade. A lubricidade dos óleos Diesel combustíveis hoje em utilização é em média $\leq 460\mu\text{m}$ conforme normas ANP (Brasil) e EN (Europa) segundo Bosch (2005).

2.4 Emulsões combustíveis de água em óleo Diesel combustível

Emulsões de água em óleo Diesel combustível são basicamente um combustível base, com ou sem surfactante e água. Dependendo da natureza, tipo, mistura, quantidade e concentração do surfactante, tanto micro como macro emulsões podem ser preparadas.

Para preparação de microemulsões, uma maior quantidade de surfactante é utilizada, resultando assim em custos elevados para utilização da mesma como combustível. A macro emulsão tem sido utilizada em motores de combustão interna em aplicações de frotas de caminhões e ônibus dedicadas, aplicações agrícolas, geradores de energia e aplicações estacionárias como picadores de madeira e para irrigação de água na agricultura, estes usos têm sido registrados nos E.U.A. e Europa, porém não há nenhum registro de utilização prática no Brasil, fomentando o interesse no presente trabalho.

No mercado mundial, as seguintes emulsões foram ou estão sendo utilizadas nas aplicações acima citadas:

- PuriNox® – Lubrizol® Corporation (2000) – EUA – Utilizado com sucesso em frotas – EUA – 2003/2005 => (aprox. 20% de água) – permaneceu em utilização até 2007.
- Proformix® – Chevron® - 2002 – grupo Texaco => (aprox. 14% água)
- Aquazole® – TOTAL ELF® – França – 2003 => (aprox.13% água)
- AquaDiesel® – Shell® – Austrália - 2003 => (aprox. 15% água)
- Pirelli® - ITÁLIA – Gecam® – 2008 => (10% água) - vide figura 2.21.

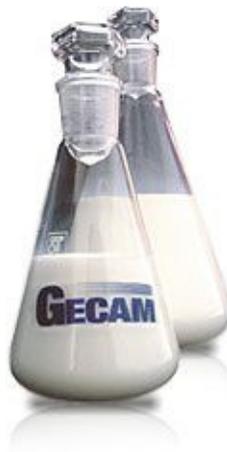


Figura 2.21 – Macro emulsão de água em óleo Diesel combustível – Gecam® desenvolvida pelo grupo Pirelli®.

A emulsão pode ser classificada em dois tipos: óleo em água (O/A) denominada também como normal ou água em óleo (A/O) denominada também como inversa, na emulsão de água em óleo Diesel (A/O) combustível, gotículas de água são finamente dispersas em uma fase contínua de óleo Diesel combustível e vice-versa para o caso oposto. A denominação normal ou inversa deve-se ao arranjo físico-químico das moléculas em cada tipo de emulsão segundo Sperl (2009).

Usualmente segundo Kadota (2002), elas apresentam características de combustão diferentes, mesmo com a mesma quantidade inicial de água. A figura 2.22 ilustra o papel do surfactante na emulsão – forma cilíndrica com cauda - e os dois tipos mais comuns de emulsões:

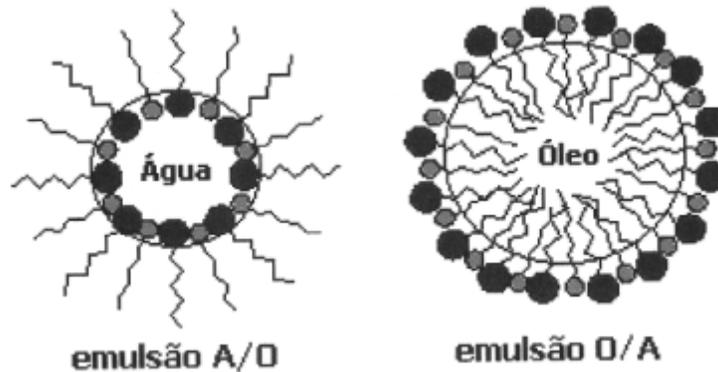


Figura 2.22 - Tipos de emulsões e o papel do surfactante nas emulsões.

Em aplicação para motores Diesel, o tipo de emulsão de água em óleo (A/O) é o mais utilizado, conforme as literaturas pesquisadas, pois como o óleo combustível é a fase contínua não existe preocupação quanto a filtros adicionais e corrosão do sistema de injeção de combustível.

Sem levar em conta o tipo de emulsão formada, os surfactantes utilizados devem ser combustíveis, o agente emulsificante, no caso surfactante, deve conter apenas espécies consistindo em hidrogênio, carbono e oxigênio. Preferencialmente não devem conter Nitrogênio e anéis aromáticos, não promovendo a formação de NOx e de precursores de fuligem os PAH's – policíclicos aromáticos.

Conforme já mencionado a utilização de emulsões de água em óleo Diesel combustível, é possível sem quaisquer alterações no sistema de injeção e no motor. Outra vantagem das emulsões combustíveis com água é que, devido a potencial redução de emissões de poluentes obtida com emulsões tanto com Diesel como com óleos pesados, emulsões combustíveis podem ser formadas a partir de óleos pesados de baixa qualidade, que não seriam combustíveis em motores Diesel de injeção direta, como é o caso da Orimulsion©, uma mistura contendo 71% de betume natural e 29% de água estabilizados por um pacote de aditivos, conforme Miller (2000).

Capítulo 3

Objetivos

Os objetivos do presente trabalho são:

- Preparar emulsões de água em óleo Diesel com a utilização de surfactantes. Determinar para as emulsões características como: densidade, viscosidade e estabilidade, adequadas à armazenagem e funcionamento em motores de combustão interna ciclo Diesel.

- Ensaiai as emulsões em um motor ciclo Diesel eletrônico em banco de ensaios com dinamômetro, conforme norma NBR1585 (1996), para avaliação de desempenho e NBR15634 (2008), para avaliação de emissões de poluentes, sem quaisquer alteração na calibração do motor.

- Verificar a redução de poluentes: NOx e Material Particulado utilizando bancada analisadora de emissões de poluentes.

- Determinar dentre as emulsões ensaiadas, a emulsão com melhores características para operação em motor ciclo Diesel sem alteração da calibração.

Capítulo 4

Métodos e Materiais

4.1. Caracterização dos combustíveis ensaiados

Para todos os ensaios realizados no presente trabalho e preparação das emulsões combustíveis, foram utilizados basicamente dois tipos de óleo Diesel combustível comercial e disponíveis no mercado: Óleo Diesel Comum Metropolitano (500 ppm de enxofre) e Óleo Diesel Euro IV (50 ppm de enxofre).

Para a preparação do Diesel com surfactante sem água e da Emulsão 1 utilizou-se óleo Diesel comum Metropolitano, da batelada padrão, comercial do mesmo lote que é fornecido a postos de abastecimento, o mesmo estava de acordo com as especificações da resolução da ANP número 15/16 de 2006.

Analogamente para as emulsões A e B foi utilizado óleo Diesel padrão Euro IV normal comercial, conforme da batelada padrão, comercial do mesmo lote que é fornecido a postos de abastecimento, o mesmo estava de acordo com as especificações da resolução da ANP número 15/16 de 2006.

Os combustíveis ensaiados, tanto Diesel como emulsões, foram caracterizados com relação às seguintes características: viscosidade, lubrificidade, densidade, porcentagem de água em massa, poder calorífico e ponto de fulgor.

A viscosidade dos combustíveis foi determinada com o emprego de viscosímetros capilares a 25°C. O viscosímetro capilar de Oswald utilizado, vide figura 4.1, permite uma determinação simples do coeficiente de viscosidade a partir de uma substância conhecida.



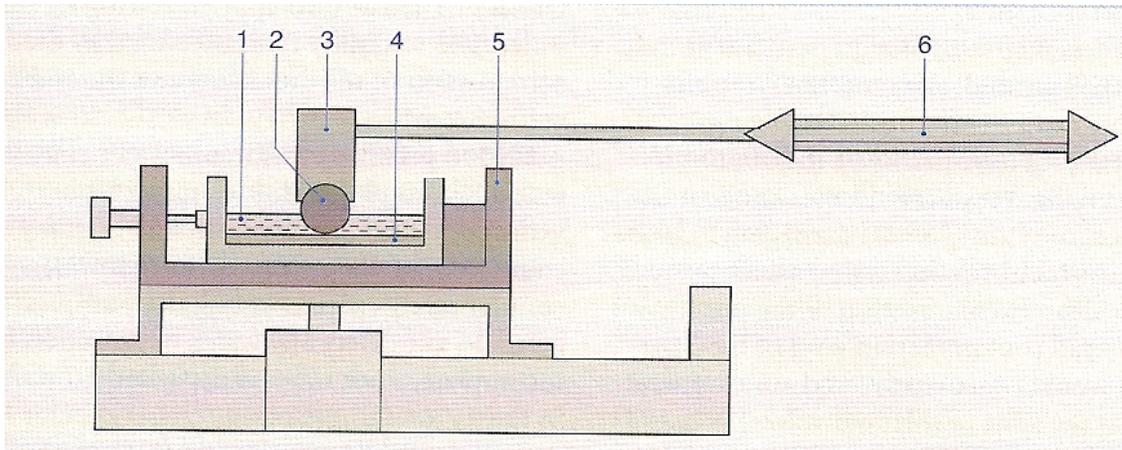
Figura 4.1 – Viscosímetro de Ostwald semelhante ao utilizado nas determinações de viscosidade.

Neste caso as medidas de viscosidade são feitas por comparação entre o tempo na vazão de um fluído de viscosidade conhecida, geralmente água, e o de um fluído de viscosidade desconhecida, a equação usada é:

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{d_1 \cdot t_1}{d_2 \cdot t_2} \quad (\text{equação 4.1})$$

-onde d_1 e d_2 são as densidades dos fluídos: conhecido e desconhecido respectivamente e t_1 e t_2 são os tempos correspondentes para que escoem volumes iguais dos líquidos.

A lubricidade é medida em uma bancada repetidora de alta frequência conforme descrito na figura 4.2 de Bosch (2005):



- 1 – Combustível
- 2 – Esfera de aço em teste
- 3 – Dispositivo para aplicação de força
- 4 – Plaqueta de aço em teste
- 5 – Dispositivo para aquecimento
- 6 – Dispositivo para realização de movimento oscilatório repetitivo imposto

Figura 4.2 – Bancada para determinação de lubricidade.

Uma esfera de aço e uma plaqueta de aço são acopladas a este mecanismo, onde o meio de contato entre elas é o combustível cuja lubricidade deve ser avaliada. A magnitude do desgaste da esfera, isto é, o diâmetro médio de desgaste medido em μm , especifica a quantidade de desgaste, logo determinando a lubricidade do combustível.

A densidade foi determinada a 20°C com o emprego de densímetros de imersão, conforme ilustra a figura 4.3, em condições controladas (sala climatizada).



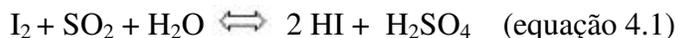
Figura 4.3 – Densímetro por imersão utilizado para determinação das densidades das emulsões combustíveis.

A porcentagem de água presente nas emulsões após preparação foi determinada pelo método de titulação de Karl Fischer, utilizando equipamento conforme ilustra a figura 4.4, e procedimento descrito á seguir.



Figura 4.4 – Equipamento para determinação de porcentagem de água em massa pelo método de titulação de Karl Fischer, nas emulsões combustíveis.

Um dos métodos mais importantes para a determinação de água em amostras diversas é o método de Karl Fischer, esse método está baseado na oxidação de SO₂ pelo I₂ em presença de água. Este também é o princípio de determinação iodométrica de SO₂ em solução aquosa.



Karl Fischer empregou a reação acima para a determinação quantitativa da água. Ele propôs um reagente preparado pela ação de dióxido de enxofre sobre uma solução de iodo numa mistura de piridina anidra e metanol anidro. A água reage com este reagente num processo de duas etapas, no qual uma molécula de iodo desaparece para cada molécula de água presente.

A determinação do ponto final da reação pode ser visual, isto é, quando for percebido um pequeno excesso de titulante. A viragem ocorre de amarelo para uma coloração parda.

O reagente Karl Fisher é preparado de modo que sua capacidade de combinação com a água é determinada pela concentração de iodo na solução. Existem várias técnicas para a preparação do reagente, mas usualmente não vale a pena o trabalho de prepará-lo, pois pode ser facilmente adquirido no mercado. Esse reagente deve ser padronizado diariamente, devido à presença do metanol em excesso, que confere ao reagente certa higroscopicidade. Foi verificado que esta higroscopicidade poderia ser diminuída substituindo-se total ou parcialmente o metanol por 2-metoxetanol.

Deve-se tomar bastante cuidado quando utiliza-se Karl Fischer para evitar contaminação do reagente e da amostra pela umidade atmosférica, todo material deve ser devidamente seco antes do uso. É empregado para a determinação de água livre ou de hidratação em compostos orgânicos ou inorgânicos, sólidos e líquidos. O método é adequado para a dosagem de água em uma ampla faixa de concentração, isto é, desde ppm até água pura, levando-se em conta a escolha do volume de amostra, a concentração do reagente Karl Fischer e o aparelho empregado.

Deve-se ter cuidado no manuseio do reagente Karl Fischer devido ao fato de conter substâncias prejudiciais à saúde, como descrito á seguir:

Piridina- tem o limite de tolerância de 4 ppm, causando sintomas como: irritação, lesão do fígado, atividade antivitaminica e depressivo do SNC. Sua contaminação pode ser tanto por inalação como por ingestão.

Iodo- tem limite de tolerância de 0,1 ppm (internacional), seus sintomas são: irritação por precipitação de proteínas, nefrites hemorrágicas e depressão de SNC, com ação corrosiva.

Aparelhagem: a aparelhagem requerida para a prática da titulação colorimétrica compreende um galvanostato capaz de fornecer uma corrente constante para a eletrólise – figura 4.4.

O poder calorífico superior (PCS) das emulsões combustíveis foi determinado com o auxílio de uma bomba calorimétrica no laboratório do Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos da FEM Unicamp, esquematicamente representada na figura 4.5.

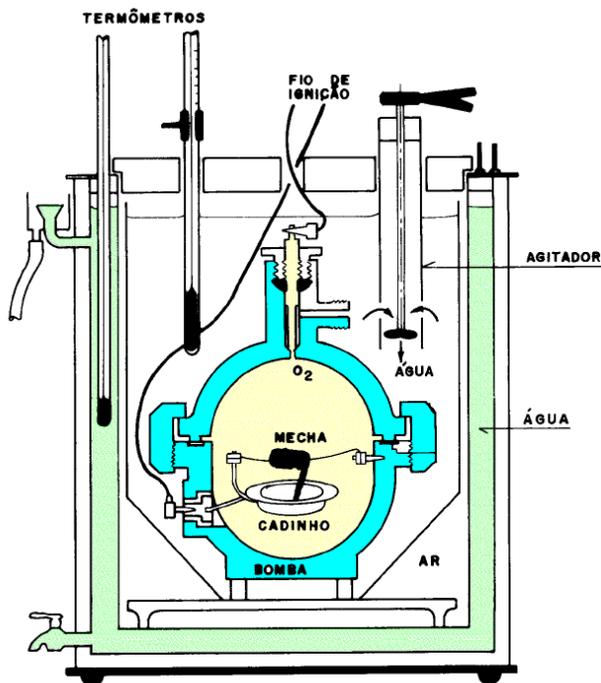


Figura 4.5 – Bomba calorimétrica utilizada para medição do poder calorífico superior dos combustíveis ensaiados.

4.2. Preparação das emulsões combustíveis

Diesel com surfactante – “Branco” (Diesel metropolitano)

Para avaliar o efeito do surfactante sobre as emissões foi preparada uma mistura com apenas 1% de surfactante VIII em Diesel metropolitano, sem qualquer adição de água.

Emulsão 1 (Diesel metropolitano)

Inicialmente preparou-se o surfactante a ser utilizado na emulsão o qual se denomina surfactante VIII. Esse surfactante é uma combinação de reagentes que atuam como emulsionantes fornecidos pela empresa Oxiteno do Brasil. A quantidade de surfactante adicionado na emulsão é igual a 1% da massa total da emulsão. Para preparar a emulsão o surfactante foi disperso em uma quantidade de água correspondente a cerca de 20% da emulsão. A dispersão água e surfactante foi adicionada de maneira lenta ao Diesel sob agitação constante, com velocidade de agitação entre 1200 a 1800 rpm.

Emulsão A (Diesel Euro IV)

A emulsão A foi preparada da mesma forma descrita para a emulsão 1, porém com o uso de Diesel Euro IV.

Emulsão B (Diesel Euro IV)

Nessa emulsão utilizou-se outro surfactante elaborado também com emulsionantes fornecidos pela empresa Oxiteno do Brasil o qual se denomina surfactante IX. A emulsão B foi preparada da mesma forma descrita para a Emulsão 1, porém com o uso de Diesel Euro IV. A composição dos surfactantes VIII, IX estão sendo avaliadas para patenteamento.

4.3. Motor, equipamentos e procedimentos utilizados:

Motor

Para os ensaios comparativos de desempenho e emissões de poluentes foi utilizado um motor de combustão interna de alta rotação, ciclo Diesel, de injeção direta turboalimentado com arrefecedor de ar, cabeçote de quatro válvulas por cilindro, sistema de injeção de combustível eletrônico com *common-rail* e injetores piezo elétricos capazes de atingir pressões de injeção de até 160MPa (1600bar) e taxa de injeção fixa (sem possibilidade de alteração), com as características apresentadas na tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Características do motor Diesel ensaiado:

Sobrealimentação	Turbocompressor Waste-Gate
Número e disposição dos cilindros	4 em linha
Diâmetro dos cilindros	96,00 mm
Curso do pistão	102,50 mm
Ciclo	Diesel, 4 tempos
Relação de compressão	17,0 : 1
Cilindrada total	3,0 l
Sistema de combustão	Injeção direta, eletrônico, Common Rail
Sentido de rotação (visto de frente)	Horário
Ordem de injeção	1 - 3 - 4 - 2
Início de abertura da válvula termostática	86 - 90°C
Temperatura de operação	86 - 102°C
Pressão de óleo lubrificante em marcha-lenta e temperatura normal de operação	2,5 - 3,5 kgf/cm ² (bar)
Pressão de óleo lubrificante em rotação máxima especificada e temperatura normal de operação	5,0 - 6,5 kgf/cm ² (bar)
Rotação máxima livre	4640 rpm
Rotação em marcha-lenta	800 rpm
Início de injeção estática do PMS	Não aplicável (Sistema eletrônico)
Arrefecimento	Líquido

Equipamentos

As características dos equipamentos utilizados na bancada para ensaio do motor ciclo Diesel, estão resumidos na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Características dos equipamentos utilizados:

Equipamento:	Fabricante:	Modelo:	Faixa de trabalho:	Incerteza:
Freio Dinamométrico	SCHENK	W-230	0 - 230kW	-
Célula de carga	HBM	U2A	0 - 80 kgf	± 0,5%
Sensores de temperatura	ECIL	PT100	0 - 200°C	± 1%
Sensores de temperatura	ECIL	K	0 - 950°C	± 1%
Sensores de pressão	DRUCK	PMP 1400	0 - 10 bar	± 0,5%
Sensores de pressão	DRUCK	PMP 1200	0 - 3 bar	± 0,5%
Sensores de pressão	DRUCK	PMP 1000	0 - 1 bar	± 0,1%
Transdutor de pressão de combustão	KISTLER	6000	0-250 bar	± 1%
Sensor de rotação magnético	TUROTEST	-	0 - 10000 rpm	± 10%
Balança de consumo de combustível	AVL	735	2 - 60 l/h	± 1%
Opacímetro	AVL	415S	0 - 9 F.S.N.	± 0,3%
Medidor de vazão de ar	AER ZEN	Rootz	0 - 1000 m ³ /h	± 0,5%
Bancada medidora de emissões	HORIBA	8000	esp. p/ cada gás	± 5%

O dinamômetro ou freio dinamométrico por correntes de Foucault utilizado, é basicamente constituído por um rotor acionado pelo motor em teste ou ensaio, que gira imerso em um campo magnético. A intensidade do campo é controlada através de uma bobina alimentada por corrente contínua, podendo-se, assim, variar a carga aplicada. Um circuito de arrefecimento a água dissipa o calor gerado pelas correntes parasitas. Como nos demais dinamômetros existentes, o esforço que tende transmitir movimento à carcaça é medido por célula de carga determinando assim os valores de torque e conseqüentemente potência.

O sistema do ar de admissão do motor foi controlado por sistema de ar condicionado dos bancos de ensaio, para controle de temperatura e umidade relativa do ar, com o objetivo de garantir repetibilidade dos ensaios realizados.

O sistema de escapamento utilizado foi o do banco de ensaio, com borboleta de ajuste de restrição de escapamento acionada por motor elétrico, onde o valor é ajustado de acordo com a necessidade do ensaio.

No caso do sistema de arrefecimento do motor, foi utilizado sistema de arrefecimento do banco de ensaio, porém sem bombas de água auxiliares, a única bomba d'água utilizada para circulação do fluido de arrefecimento do motor foi a que pertence ao motor.

Para os ensaios de emissões de poluentes, foi utilizada uma bancada analisadora dos gases poluentes ilustrada na figura 4.6, e conforme resumido na tabela 4.3.



Figura 4.6 – Bancada utilizada nos ensaios para medição de emissões de poluentes.

Tabela 4.3 – Características dos analisadores da bancada de emissões:

Componentes	Método
Monóxido de Carbono (CO)	Analisador infravermelho não dispersivo (NDIR)
Óxidos de nitrogênio (NOx)	Detector de Quimiluminescência (CLD) onde NO é interpretado como o total de NO ₂ e NO.
Hidrocarbonetos Totais (THC)	Detector de ionização por chama (FID)
Particulados ou Material Particulado (MP)	Procedimento gravimétrico (peso dos filtros de particulado antes e depois do teste)

No caso das emissões de material particulado, estas foram obtidas utilizando um sistema de diluição de fluxo parcial, onde parte do gás de escapamento é amostrado para o túnel de diluição e conduzido através do filtro de particulado. A quantidade de material particulado é determinada através da diferença de peso dos filtros. Esses valores junto com parâmetros do teste e da norma são inseridos no software do equipamento e o resultado final é determinado pelo mesmo. O túnel de diluição utilizado para retenção do material particulado, é ilustrado nas figuras 4.7 e 4.8.

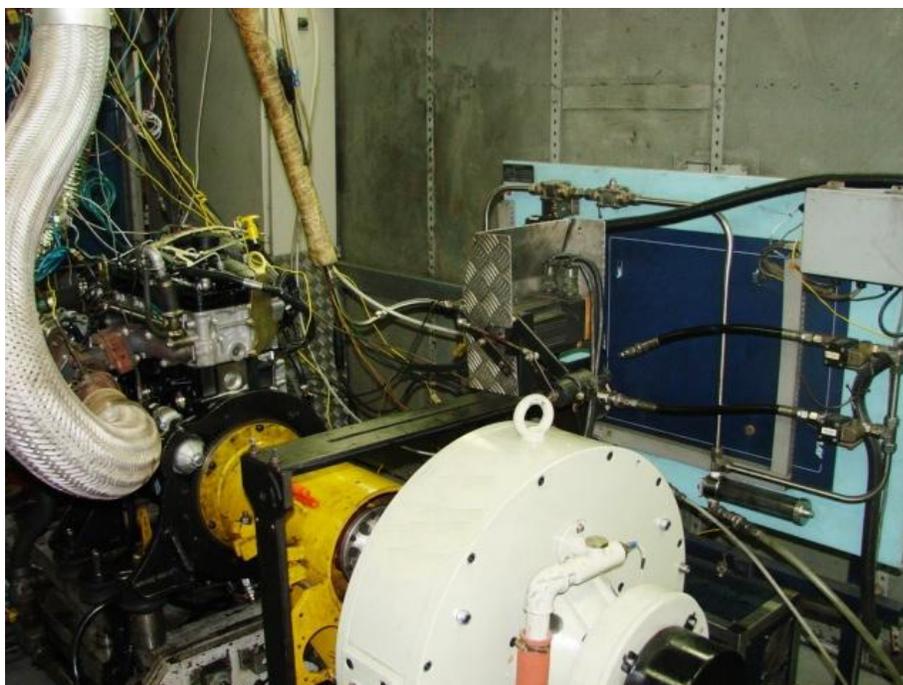


Figura 4.7 – Equipamento utilizado para medição de material particulado no ciclo ESC.

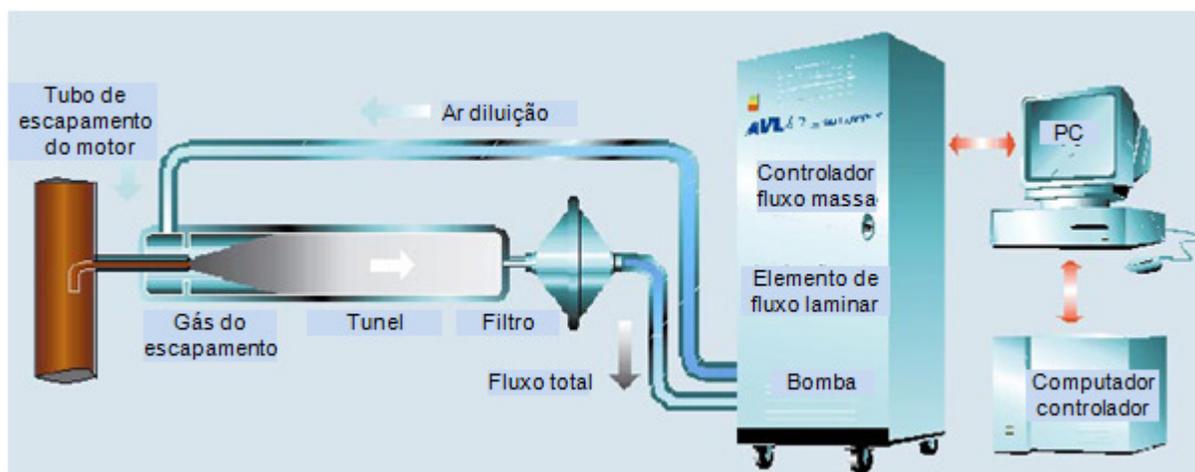


Figura 4.8 – Esquema do equipamento – túnel de diluição para medição de material particulado no ciclo ESC. Traduzida de AVL (2001).

Para as medições de fumaça foi utilizado um equipamento denominado opacímetro que utiliza o método de medição da luz refletida, denominado também método por filtro, pois uma quantidade específica (pequena amostra) de gás de escape é conduzida através de um

elemento filtrante AVL (2006). O grau de colorimento do filtro é um indicativo da quantidade de fuligem contida no gás de escapamento.

Todos os equipamentos e procedimentos utilizados nos ensaios, incluindo bancada, dinamômetro, opacímetro para medição de fumaça, ou seja, indicativo de fuligem ponto a ponto nos ensaios, bem como termopares e transdutores de pressão utilizados foram calibrados conforme normas ABNT ISO/TS 16949 (2004) e NBR ISO/IEC 17025 (2005) que também certificam o laboratório onde os ensaios foram realizados.

Procedimentos

O motor Diesel descrito no item acima foi instalado em bancada de ensaios com freio dinâmico por correntes de Foucault, conforme procedimento interno da MWM International, vide figura 4.9 e instrumentado conforme mesmo procedimento, nos pontos descritos na tabela 4.4.

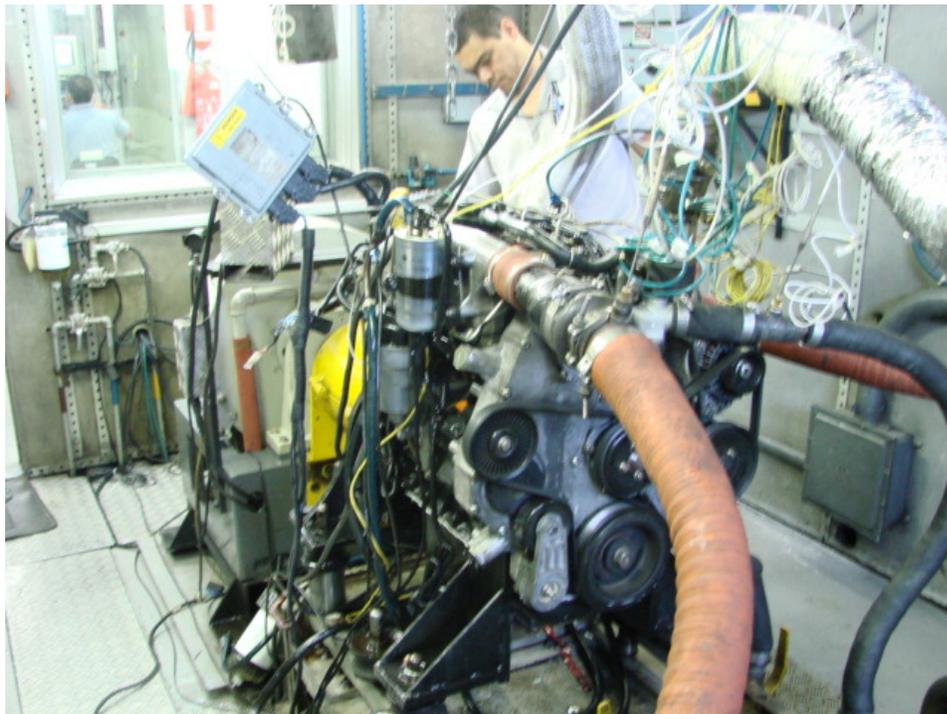


Figura 4.9 – Motor instalado na bancada dinâmométrica para ensaios de desempenho e emissões de poluentes.

Tabela 4.4 – Pontos de temperaturas e pressões instrumentados no motor Diesel ensaiado:

Temperaturas:
T1 - Temperatura do ar de admissão
T21 - Temperatura do ar após comprimido pelo turbocompressor
T22 - Temperatura do ar após arrefecedor de ar
T3 - Temperatura dos gases de escape no coletor de escape
T4 - Temperatura dos gases de escape no cano de escapamento
Temperatura de entrada do fluido de arrefecimento
Temperatura de saída do fluido de arrefecimento
Temperatura do óleo lubrificante no cárter
Temperatura de entrada do combustível
Temperatura do retorno do combustível ao reservatório
Pressões:
P1 - Depressão de entrada do ar na admissão
P21 - Pressão do ar após comprimido pelo turbocompressor
P22 - Pressão do ar após arrefecedor de ar
P3 - Pressão dos gases de escape no coletor de escape
P4 - Contrapressão dos gases de escape no cano de escapamento
Pressão do óleo lubrificante no cárter
Pressão de entrada do combustível
Pressão do retorno do combustível ao reservatório

O motor instalado em bancada dinamométrica de ensaios foi totalmente instrumentado para medição e controle de pressões e temperaturas necessárias ao ensaio, conforme normas NBR ISO 1585 (1996) e NBR 15634 (2008).

Para mensurar a pressão de combustão do motor, foi instalado um transdutor de pressão de combustão, dispositivo piezo elétrico com cristais de quartzo, que produz pequenas cargas elétricas quando carregado mecanicamente por pressão. Isto foi feito aproveitando-se o orifício da vela aquecedora do motor, praticamente centralizado na direção da câmara de combustão, conforme ilustrado na figura 4.10.

O transdutor de pressão de combustão foi montado no cabeçote do motor (cilindro número 1), referenciado a partir da polia do virabrequim, olhando o mesmo de frente. O sinal do transdutor foi amplificado por meio de um amplificador e aquisitado em osciloscópio, depois seu valor calculado por sistema de aquisição na seguinte proporção: 40 Volts por divisão.

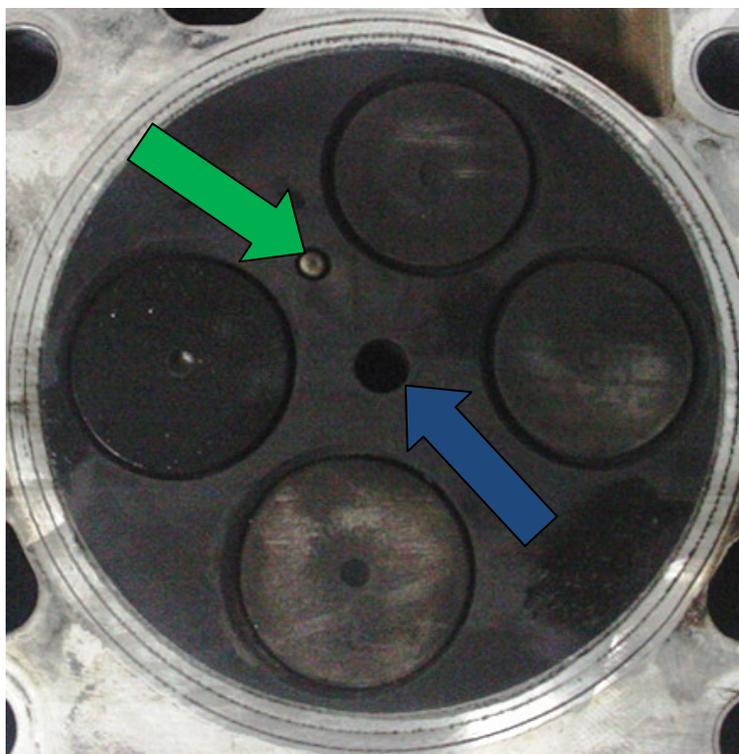


Figura 4.10 – Detalhe da face do cabeçote de cilindros (cilindro 1), a seta verde indica o orifício onde é instalada a vela aquecedora, utilizado para instalação do sensor de pressão de combustão, e a seta azul o orifício do injetor.

Os dados de taxa de liberação de calor total versus ângulo do virabrequim, apenas para emulsão B e Diesel Euro IV, foram aqisitados e calculados pelo equipamento FEV® – CAS® – *Combustion Analysis System* a partir do sinal de pressão de combustão versus ângulo do virabrequim. Para mensurar o tempo na combustão, em graus do virabrequim do motor, um codificador (ou *encoder*) marca Kistler é diretamente acoplado ao eixo do virabrequim, mais especificamente na polia do virabrequim. Este equipamento consiste de um disco rotativo, com linhas muito finas gravadas de forma radial. Uma fonte de luz ilumina o disco e um sensor ótico mede o sinal alternado produzido pelo disco à medida que este gira com as linhas bloqueando a luz. Dois canais de saída são providos: um fornece apenas um sinal de saída por volta, utilizado para sincronização do codificador e o outro fornece 1440 pulsos por volta (um a cada quarto de grau), com frequência de 20 KHz, além de passar por filtro de baixo sinal eletrônico e depois conversão analógico-digital. O sinal de pressão de combustão foi suavizado via filtro polinomial de 4ª

ordem antes de o equipamento realizar o cálculo de taxa de liberação de calor total. (apenas para Diesel Euro IV e Emulsão B)

Além deste valor de pressão de combustão, o equipamento FEV® – CAS® utiliza dados numéricos construtivos do motor, como diâmetro, curso, taxa de compressão, número de válvulas, diâmetro das mesmas, taxa de injeção dos injetores de combustível, *swirl* ou turbilhonamento, capacidade volumétrica e pressão de injeção, para cálculo da taxa de liberação de calor total (HR).

A taxa de liberação de calor total (HR) do ciclo de combustão (ignora-se o calor perdido para as paredes dos cilindros e trocas térmicas de arrefecimento, e efeitos de dissipação térmica por folgas internas do motor), foi calculada pelo equipamento FEV® – CAS®, primeiro derivou-se os valores aquisitados de pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim, conforme a equação 4.1, obteve-se a taxa de liberação de calor para cada instante e depois integrou-se todos os valores da taxa segundo a equação 4.2. Obteve-se assim a curva para taxa de liberação de calor total em função do ângulo do virabrequim.

Nas equações 4.1 e 4.2, $\gamma = C_p/C_v$ é a relação entre os calores específicos, P e V, a pressão e volume no cilindro, em um determinado ângulo do virabrequim dt ou d θ . Informações adicionais sobre estes cálculos podem ser encontradas em Heywood (1988) e Baranescu (1999), porém é um procedimento comum na engenharia automobilística no desenvolvimento de motores ciclo Diesel, para melhor compreensão do fenômeno de combustão, conforme reporta Husted (2007).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (\text{equação 4.1})$$

$$HR = \int \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (\text{equação 4.2})$$

A pressão de injeção foi mensurada via sensor de pressão de injeção, parte integrante do sistema de injeção eletrônica do motor Diesel ensaiado, que possui também galeria de alta pressão comum ou simplesmente *common-rail*.

Utilizou-se também interface de comunicação da unidade de comando eletrônica (UCE) do motor Diesel com computador, via software específico para calibração de motores, através do qual se monitorou os parâmetros de calibração como: ponto de início da injeção de combustível, pressão de injeção de combustível, débito da injeção principal, ponto de início da pré-injeção, débito da pré-injeção.

A instalação do motor, com relação ao circuito de alimentação e retorno de combustível, foi preparada para utilização de emulsões sem risco de mistura com Diesel, evitou-se desta forma quebra ou separação de fase das emulsões conforme ilustra a figura 4.11.

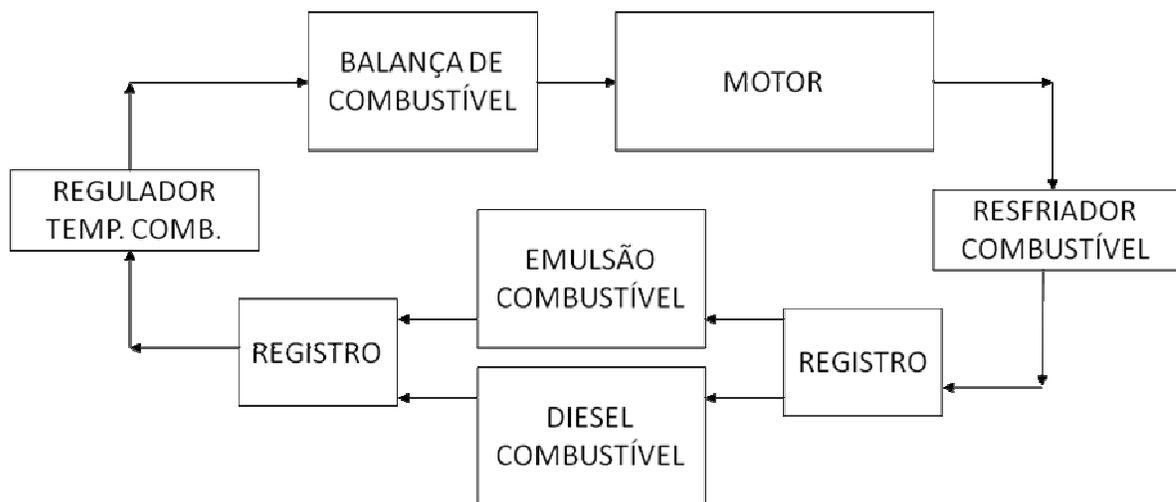


Figura 4.11 – Esquema simplificado dos circuitos de combustível para emulsões e Diesel na bancada de ensaio.

Para os ensaios com emulsões, o motor inicialmente foi aquecido com Diesel Euro IV, e em condição de potência máxima, acionavam-se os registros, trocava-se de combustível para emulsões combustíveis. Em seguida, foram executados os ensaios de desempenho e emissões de poluentes, conforme normas NBR ISO 1585 (1996) e NBR 15634 (2008) respectivamente. O motor em ensaio com emulsões é mostrado na figura 4.12.



Figura 4.12 – Motor em ensaio com emulsões.

Para avaliação do percentual efetivo de redução de emissões e impacto no desempenho de um motor Diesel, com a utilização das emulsões de água em óleo Diesel como combustível foram realizados ensaios comparativos para verificação de desempenho e consumo em plena carga – condição de máxima potência desenvolvida pelo motor, conforme normas: “NBR ISO 1585 (1996) – Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva” e emissões de poluentes conforme norma “NBR 15634 (2008) – Veículos rodoviários automotores – Análise e determinação do gás de escapamento segundo os ciclos ETC,ESC e ELR.”

O procedimento de ensaio para determinação quantitativa das emissões de gases poluentes de acordo com a fase PROCONVE-P5 em questão, é o ciclo ESC (ciclo europeu em regime constante) consiste em ciclo de ensaio destinado a medir a emissão de gases poluentes e de material particulado, obedece a uma seqüência de 13 modos, ou pontos em regime constante de torque e rotação, conforme norma NBR 15634 (2008).

Seis combustíveis foram ensaiados no mesmo motor para avaliação de desempenho e emissões de gases poluentes, os combustíveis de referência são Diesel Comum Metropolitano (500ppm enxofre) e Diesel Euro IV (50ppm enxofre), pois atualmente são os combustíveis comerciais disponíveis no mercado, para comparação com as emulsões denominadas 1, A e B. Ainda Diesel Metropolitano com surfactante sem água foi ensaiado, mostrou-se, assim, a não influência do surfactante nas emissões.

Foram realizados ensaios de desempenho e emissões de poluentes com todos os combustíveis acima mencionados, porém observou-se nos ensaios com as emulsões 1, A e B redução de desempenho do motor. Conforme recomendado em outros trabalhos sobre este tema, a quantidade de combustível injetada para o Diesel foi reduzida, para atingir desempenho igual aos observados para as emulsões 1, A e B, comparando o motor com os dois combustíveis exatamente nas mesmas condições das emulsões, estas denominadas *Derated A* e *Derated B*, para clara analogia com redução de potência. No caso específico dos ensaios com as emulsões 1 e A alguns leves desvios nos parâmetros de calibração foram observados, os mesmos foram claramente reproduzidos na condição *Derated A*.

Esta expressão *derated* em língua inglesa foi utilizada por ser muito comum em engenharia automobilística no desenvolvimento de motores. Usualmente fala-se em *rated power* que significa potência máxima. Logo o termo *derated* é usualmente utilizado na engenharia automobilística, para desenvolvimento de motores em casos de redução da potência de motores para mudança de aplicação, por exemplo: de motor veicular – utilizado em veículo, para motor gerador de energia elétrica – também denominado estacionário.

Sumário do procedimento para os ensaios de desempenho – conforme NBR 1585 (1996).

Este método de ensaio utilizado no presente trabalho é descrito e detalhado na norma NBR ISO 1585 (1996), destina-se a motores projetados para veículos automotores, avaliando seu desempenho, mais especificamente a apresentação das curvas de potência e torque e consumo específico de combustível a plena carga em função da rotação do motor.

Em resumo, a seqüência de ensaio utilizando como referência a norma NBR ISO 1585 (1996) consiste em:

-Acionar o motor. Uma vez em funcionamento em rotação de marcha - lenta, verificar quanto a possíveis vazamentos dos sistemas de arrefecimento, sobre alimentação e arrefecimento de ar, combustível e lubrificação.

-Acelerar o motor para 2 vezes a rotação de marcha – lenta, aplicar torque de modo a não ultrapassar 20% de potência máxima nominal do motor, com objetivo de iniciar o aquecimento do motor.

-Assim que a temperatura do óleo lubrificante atingir $62^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e do fluido do sistema de arrefecimento atingir $50^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, motor deve ser acelerado na rotação de 50% de máxima potência e aplicar torque de modo a não ultrapassar 50% de potência máxima nominal do motor.

-Assim que a temperatura do óleo lubrificante atingir $82^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e do fluido do sistema de arrefecimento atingir $70^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, motor deve ser acelerado na rotação de 80% de máxima potência e aplicar torque de modo a não ultrapassar 80% de potência máxima nominal do motor.

-Assim que a temperatura do óleo lubrificante atingir $90^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e do fluido do sistema de arrefecimento atingir $80^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, motor deve ser acelerado na rotação de máxima potência e aplicar torque gradualmente até atingir a máxima potência nominal.

-Nesta condição o motor não apresentando nenhum vazamento ou variação de carga que supere os 5% na potência e 6% no torque, deve iniciar-se procedimento para execução do ensaio de desempenho do motor.

-Na rotação de máxima potência o motor deve ter os valores de restrição do ar de admissão (P1) e de sistema de escapamento (P4) conforme aplicação veicular respeitando as tolerâncias conforme NBR ISO 1585 (1996), assim como ajustados os controladores de temperatura do combustível respeitando os limites determinados na norma NBR ISO 1585 (1996).

Conforme a NBR 1585 (1996) determina: “As medições devem ser tomadas com um número de rotações suficientes para definir completamente a curva de potência, incluindo a rotação na qual o motor produz sua potência máxima”.

-No caso o motor é acelerado até a rotação onde inicia-se o corte de combustível, no caso do motor ensaiado 200rpm acima da rotação de máxima potência, com acelerador em posição de plena carga – débito máximo de combustível.

-Com o acelerador na posição de plena carga a rotação é reduzida no dinamômetro em 200rpm aguardada estabilização de 2 minutos e realizadas as leituras de torque, potência, consumo de combustível, temperaturas e pressões registrados conforme determina a norma NBR ISO 1585 para cada rotação até atingir a rotação de 1000rpm.

Sumário do procedimento para os ensaios de emissões – ciclo ESC - conforme NBR 15634 (2008).

O ciclo de ensaio de emissões ESC é composto por 13 pontos ou modos de rotação e torque, onde durante cada ponto determina-se as emissões dos poluentes (NO_x, CO, HC e MP) emitidos pelo motor, sendo o resultado final do ensaio para cada poluente, a média ponderada das emissões nos 13 pontos medidos.

Para realização do ensaio ESC, é necessário determinar as rotações A,B e C do motor, necessárias para determinação dos 13 pontos. São determinadas conforme descrito a seguir, e ilustrado na figura 4.13:

-Determinação da rotação superior, denominada *n_{hi}*, rotação mais elevada do motor onde ocorre 70% da potência máxima declarada;

-Determinação da rotação inferior, denominada *n_{lo}*, menor rotação onde ocorre 50% da potência máxima declarada;

-Determinadas as rotações *n_{hi}* e *n_{lo}*, calcula-se as rotações A,B e C conforme as equações a seguir:

-Rotação A = $n_{lo} + 25\%(n_{hi}-n_{lo})$

-Rotação B = $n_{lo} + 50\%(n_{hi}-n_{lo})$

-Rotação C = $n_{lo} + 75\%(n_{hi}-n_{lo})$

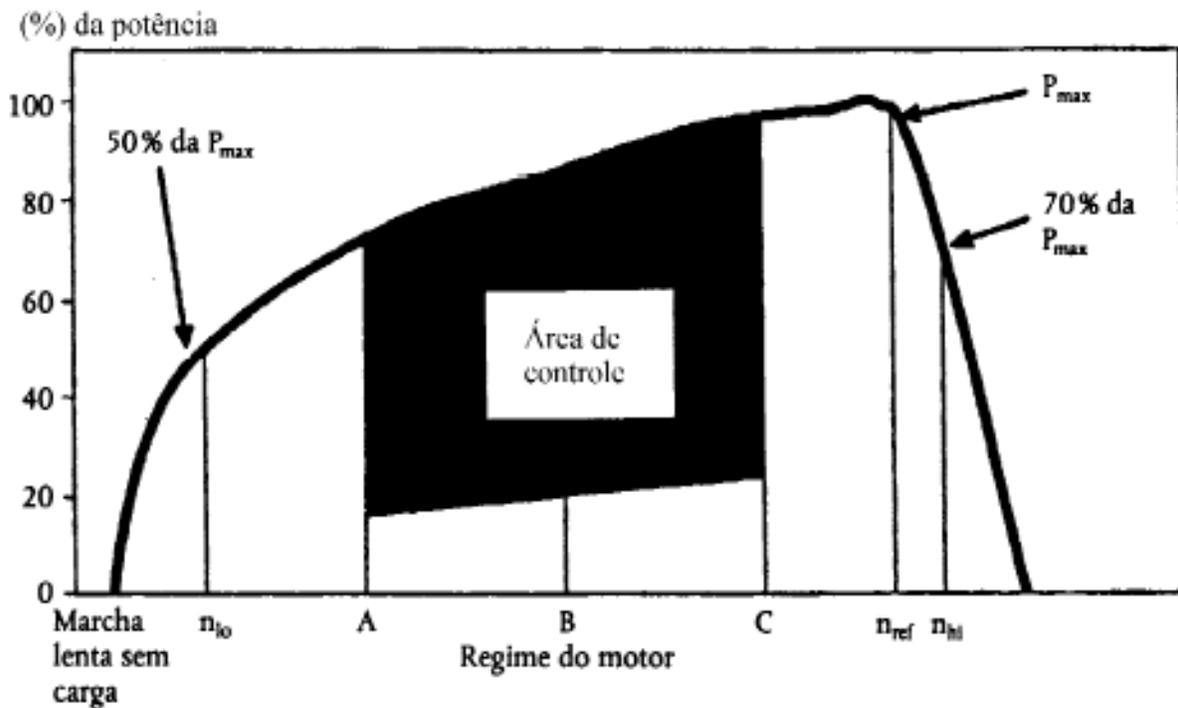


Figura 4.13 – Determinação das rotações A,B e C do motor. Figura de NBR 15634 (2008).

A tabela 4.5 mostra as rotações A,B e C e respectivos valores de torque para a curva de desempenho do motor ensaiado, obtidas conforme calculo descrito acima:

Tabela 4.5 – Rotações A,B e C e torques do motor no ciclo ESC de emissões.

Points	Speeds (rpm)	Load (%)	Load (N.m)	Weight Factor (%)	Duration (min.)
1	800	***	Residual	15	4
2	2347	100	240,00	8	2
3	2946	50	118,65	10	2
4	2946	75	177,98	10	2
5	2347	50	120	5	2
6	2347	75	180,00	5	2
7	2347	25	60,00	5	2
8	2946	100	237,3	9	2
9	2946	25	59,325	10	2
10	3545	100	227,5	8	2
11	3545	25	56,875	5	2
12	3545	75	170,625	5	2
13	3545	50	113,75	5	2

Para execução do ensaio ESC, o motor é aquecido e ajustado na condição de máxima potência, conforme descrito no item que descreve o ensaio de desempenho. Em seguida, é dada seqüência ao ensaio ESC conforme apresentado na tabela 4.6, de acordo com norma NBR 15634 (2008):

Tabela 4.6 – Sequência de ensaio 13 pontos ciclo ESC [NBR 15634].

Modos do ciclo	Rotação	Torque %	Fator de ponderação (WF)	Tempo min
1	Marcha lenta	---	0,15	4
2	A	100	0,08	2
3	B	50	0,10	2
4	B	75	0,10	2
5	A	50	0,05	2
6	A	75	0,05	2
7	A	25	0,05	2
8	B	100	0,09	2
9	B	25	0,10	2
10	C	100	0,08	2
11	C	25	0,05	2
12	C	75	0,05	2
13	C	50	0,05	2

Sumário do procedimento de pesagem do material particulado de acordo com NBR 15634 (2008):

Para medição do material particulado realiza-se sempre um primeiro teste, chamado em aberto, para determinação das vazões de gases de escape á serem inseridas no equipamento de medição dos gases de escape por diluição denominado *Smart Sampler*. Este ensaio em aberto é realizado para calibração do mesmo e para posterior cálculo do material particulado. Após, isto, são inseridos também os valores dos filtros primários e secundários pesados, conforme procedimento descrito a seguir:

-Uma hora antes do ensaio separa-se entre os filtros disponíveis, 2 amostras novas que serão utilizadas no respectivo teste, deixa-se estes em processo de estabilização durante 60 minutos dentro de uma Placa de Petri fechada mas não selada na sala de pesagem;

-Efetua-se então a pesagem inicial dos filtros primário e secundário, efetuando 5 pesagens de cada filtro de forma alternada;

-Anota-se os valores das pesagens efetuadas e insere-se no software do equipamento *Smart Sampler*, para os filtros, bem como os valores de temperatura ambiente e umidade relativa do ar no momento de cada pesagem.

-Ao final do ensaio ESC 13 pontos, remove-se imediatamente o porta filtros e repete-se os itens 1, 2 e 3 anota-se os valores das pesagens efetuadas e deve-se inserir os mesmos no software do equipamento *Smart Sampler*, bem como os valores de temperatura ambiente e umidade relativa do ar no momento de cada pesagem.

-Ao término do procedimento de pesagem, inserir os dados disponíveis no software do equipamento *Smart Sampler* e proceder ao *print-screen* da tela com o resultado final, salvar os arquivos no formato com extensão .jpeg ou .bmp na pasta de trabalho do motor ensaiado.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.0. Resultado da caracterização dos combustíveis utilizados.

Apresenta-se neste item os resultados das análises das bateladas de Diesel comum metropolitano figura 5.1 e Euro IV figura 5.2, utilizados para os ensaios e para preparação das emulsões 1, A e B.



SAO CAETANO DO SUL, 08 de Maio de 2009

Nota Fiscal: 000098211

Prezado Cliente,
MWM-INTERNATIONAL IND MOT AMER SUL LTDA
AV DAS NACOES UNIDAS 22002 - VL JURUBATUBA
SAO PAULO - SP - 04795000

CGC: 33.065.681/0001-25

A CIA BRAS PETROLEO IPIRANGA, em conformidade com as Portarias ANP nº 309/01 de 27/12/2001 (Gasolina), Resolução ANP nº 15/16 de 17/07/2006 (Óleo Diesel Automotivo) e Resolução ANP nº 36/05 de 06/12/2005 (Álcool Hidratado), transcreve abaixo as informações contidas nos Boletins de Conformidade, cujos originais encontram-se em poder de nossa filial:

BASE DE SAO CAETANO DO SUL
AV DO ESTADO 2950 PARTE
PROSPERIDADE - SAO CAETANO DO SUL - SP

Produto	NºBoletim	Batelada	Técnico	Nº do CRQ
Gas C Comum/Adt-F1 Master	xxxxxx	xx/xx/xxxx	xxxxxxxxxxxxxxxx	xxxxxxxxxx
Gas C Premium-F1 Master Premium	xxxxxx	xx/xx/xxxx	xxxxxxxxxxxxxxxx	xxxxxxxxxx
Diesel Metropol/BioDiesel/Adt	69	06/05/2009	SEBASTIAO BARBOZA DE	04261520
Diesel Interior/BioDiesel/Adt	xxxxxx	xx/xx/xxxx	xxxxxxxxxxxxxxxx	xxxxxxxxxx
Alcool Hidratado (AEHC)	xxxxxx	xx/xx/xxxx	xxxxxxxxxxxxxxxx	xxxxxxxxxx

Característica	Especificação	Resultados	
		Gas C (F1 Master)	Gas C (F1 Master Premium)
Massa Espec. a 20° C	Anotar	x,xxxx	x,xxxx
Destilação:			
10% evap., máx., °C	65,0	xx,x	xx,x
50% evap., máx., °C	80,0	xx,x	xx,x
90% evap., máx., °C	145,0 a 190,0	xxx,x	xxx,x
PFE, máx., °C	220,0	xxx,x	xxx,x
Resíduo, máx., °C	2,0	x,x	x,x
Percentual A. Anidro, %v/v	24,0 a 26,0	xx,x	xx,x
Teor Alcoólico A.E.A.C	99,3 a 100,0	xx,x	xx,x

Característica	Diesel Interior/BioDiesel/Adt	Diesel Metropol/BioDiesel/Adt
	Especificação	Especificação
Aspecto	Limp/Isento imp	Limp/Isento imp
Cor Visual	xxxxxxx	Amarelo a Castanho
Massa Espec. a 20° C kg/m3	820 a 880	820 a 880
Ponto de Fulgor Mínimo, °C	38,0	38,0

Produto	Característica	Especificação	Resultado
			Resultado
Alcool Hidratado (AEHC)	Aspecto	Limp/Isento imp	xxxxxxxxxx
	Cor	Incolor	xxxxxxxxxx
	Massa Esp. a 20°C, kg/m3	805,0 a 811,0	xxx,x
	Teor Alcoólico, %INPM	92,6 a 94,7	xx,x
	Potencial Hidrogeniônico (ph)	6,0 a 8,0	x,x
Conduct. Elétrica, máx. µS/m	500	xxx	xxx

Gasolina Original Aditivada Registro ANP nº 472/2006

Atua na limpeza do sistema de alimentação de combustível
Redução de depósitos com consequente melhora na combustão e na emissão de poluentes
Elimina a corrosão de tanques, linhas e demais componentes do motor

Gasolina Original Premium Registro ANP nº 472/2006

Maior desempenho para veículos com motores de alta taxa de compressão (maior que 9,5:1).
Atua na limpeza do sistema de alimentação de combustível
Redução de depósitos com consequente melhora na combustão e na emissão de poluentes
Elimina a corrosão de tanques, linhas e demais componentes do motor.

Diesel Original Aditivado Registro ANP nº 387/2003

Limpeza dos bicos injetores e demais partes do sistema de injeção
Reduz custos de manutenção com regulagem dos bicos injetores
Redução de depósitos com consequente melhora na combustão e na emissão de poluentes
Confere proteção anticorrosiva
Reduz a formação de espuma no tanque de combustível

Os benefícios serão melhor percebidos com a continuidade do uso desses combustíveis

Atenciosamente,
CIA BRAS PETROLEO IPIRANGA

Figura 5.1 – Características da batelada a qual pertence o óleo Diesel Comum Metropolitano utilizado no preparo do Diesel com surfactante sem água e da emulsão 1.



Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico

FISPQ n.º : 2671

Página (5 de 8)

Nome do produto: **ÓLEO DIESEL PADRÃO EURO IV**

- **Medidas de higiene :** *Roupas, luvas, calçados, EPIs devem ser limpos antes de sua reutilização. Use sempre para a higiene pessoal: água quente, sabão e cremes de limpeza. Lavar as mãos antes de ir ao banheiro, comer ou beber. Não usar gasolina, óleo diesel ou outro solvente derivado de petróleo para a higiene pessoal. Bons procedimentos operacionais e de higiene industrial ajudam a reduzir os riscos no manuseio de produtos químicos. Não beber, comer ou fumar ao manusear produtos químicos. Separar roupas de trabalho das roupas comuns.*

9.PROPRIEDADES FÍSICO – QUÍMICAS

- **Estado físico:** *Produto líquido, límpido e isento de impurezas a temperatura ambiente.*
- **Cor:** *Amarelado*
- **Odor:** *Característico.*
- **pH:** *N.D. Teste não realizado para esse produto.*
- **Enxofre Total:** *50 mg/kg (máximo)*
- **Destilação:** *50% vol recuperado, mínimo: 245°C
95% vol recuperado: 345 – 350°C*
- **Ponto de fulgor :** *>38 °C*
- **Ponto Final de Ebulição:** *370°C (máximo)*
- **Massa Específica:** *835 – 845 kg/m³ @ 20°C*
- **Viscosidade:** *2,5 – 3,5 cSt @ 40°C*
- **Ponto de Entupimento de filtro a frio:** *3°C (máximo)*
- **Número de Cetano:** *51-54*
- **Resíduo de carbono Ramsbottom no resíduo dos 10% finais da destilação:** *0,2% massa (máximo)*
- **Solubilidade:** *Em água : Desprezível*

Data de Elaboração : *Junho/09*

Data de Revisão :
N.º da Revisão : *00*

Figura 5.2 – Características da batelada a qual pertence o óleo Diesel padrão Euro IV utilizado no preparo das emulsões A e B.

Apresenta-se agora tabela resumo com o resultado das análises dos combustíveis ensaiados:

Tabela 5.1 – Características dos combustíveis ensaiados

Combustível	Diesel Metropolitano	Diesel Euro IV	Emulsão 1	Emulsão A	Emulsão B
Densidade (kg/L)	0,845	0,838	0,891	0,875	0,853
Viscosidade (cP)	2,01	1,97	-	24,02	124,19
Ponto de Fulgor (°C)	-	71	-	77	76
Enxofre (ppm)	<500ppm	<50ppm	<500ppm	<50ppm	<50ppm
Teor água (% massa)	-	-	22	22	22
Teor surfactante (%massa)	-	-	1	1	1
Poder Calorífico Superior (kJ/kg)	-	46017	-	41290	44053
Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)	-	43760	-	39033	41796
Lubricidade (µm)	-	398	-	380	386

As emulsões apresentaram valores de lubricidade melhores que os do óleo Diesel combustível, as emulsões A e B apresentaram valores de 380µm e 386µm respectivamente, enquanto que o Diesel obteve 398µm. Os valores de viscosidade obtidos para as emulsões apresentaram resultados inconclusivos, antagônicos a análise subjetiva visual, onde era clara a maior viscosidade das emulsões 1 e A em relação a emulsão B. Para as emulsões, uma relação entre viscosidade e densidade parece existir, conforme exposto por Nadeem *et. al.* (2006) e Sawa (1992), uma vez que as emulsões mais densas apresentavam aspecto mais viscoso do que a com menor densidade.

A emulsão B, conforme descrito na tabela acima apresentou facilidade de transferência entre recipientes e valor de densidade muito próximos do óleo Diesel combustível, entretanto, reduções no poder calorífico são verificadas para as duas emulsões em relação ao Diesel. Porém, não se verificou redução do poder calorífico proporcional à quantidade de 22% de água em massa existente nas emulsões. Conforme dados mostrados na tabela 5.1, a redução no PCI da Emulsão A em relação ao Diesel Euro IV foi de 11%, enquanto que a redução da Emulsão B em relação ao Diesel Euro IV foi de 5%.

O ponto de fulgor das emulsões apresentou valores maiores do que o óleo Diesel combustível, indicando necessidade de maior temperatura para auto ignitar. Baranescu (1999) comenta tendência de combustíveis mais pesados apresentarem ponto de ebulição mais alto. Uma relação entre ponto de fulgor e densidade parece existir também.

As quantidades de enxofre não foram alteradas pois o surfactante utilizado não possuía este elemento em sua formulação, da mesma forma para o elemento nitrogênio ausente nas formulações dos surfactantes aplicados para preparação das emulsões ensaiadas.

Com relação a emulsão B, foi realizada ainda, via microscopia ótica, uma micrografia ótica da emulsão B com óleo diesel tingido de preto, com a imagem obtida apresentada na figura 5.3.

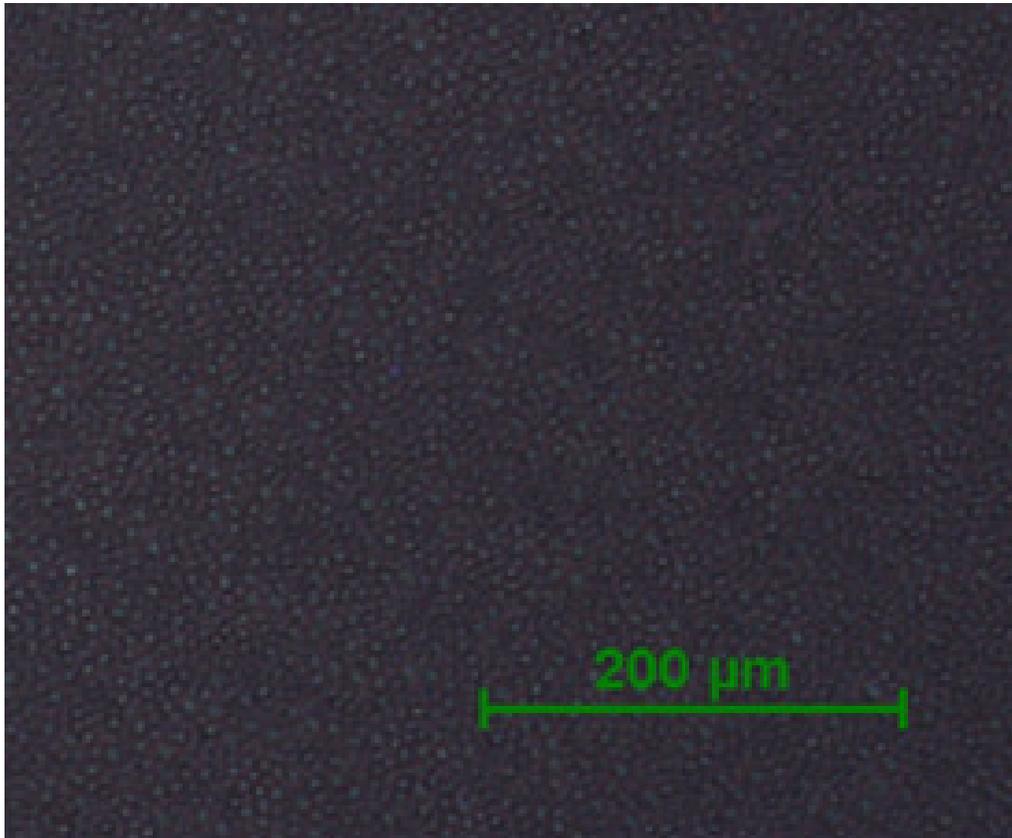


Figura 5.3 – Micrografia ótica da emulsão B com óleo diesel tingido de preto.

Observa-se na figura 5.3, a uniformidade das gotículas de água em cinza claro finamente dispersas no diesel combustível em preto, mostrando claramente o aspecto de uma macroemulsão de água em óleo Diesel combustível, justificada pela escala de 200μm. A distribuição uniforme das gotículas, explica em parte, a aparência mais fluida da emulsão B em relação as emulsões 1 e A, sua melhor estabilidade e comportamento no funcionamento do motor diesel.

5.1. Comparativo de desempenho entre os combustíveis ensaiados.

A figura 5.4 apresenta os resultados do ensaio de desempenho em plena carga realizado com o Diesel combustível e também com as emulsões 1, A e B conforme norma NBR ISO 1585. Os resultados dos valores de máximo torque e potência para cada valor de rotação do motor, medidos com intervalos de 200rpm de 400rpm até 1000rpm, bem como os valores de consumo de combustível específico.

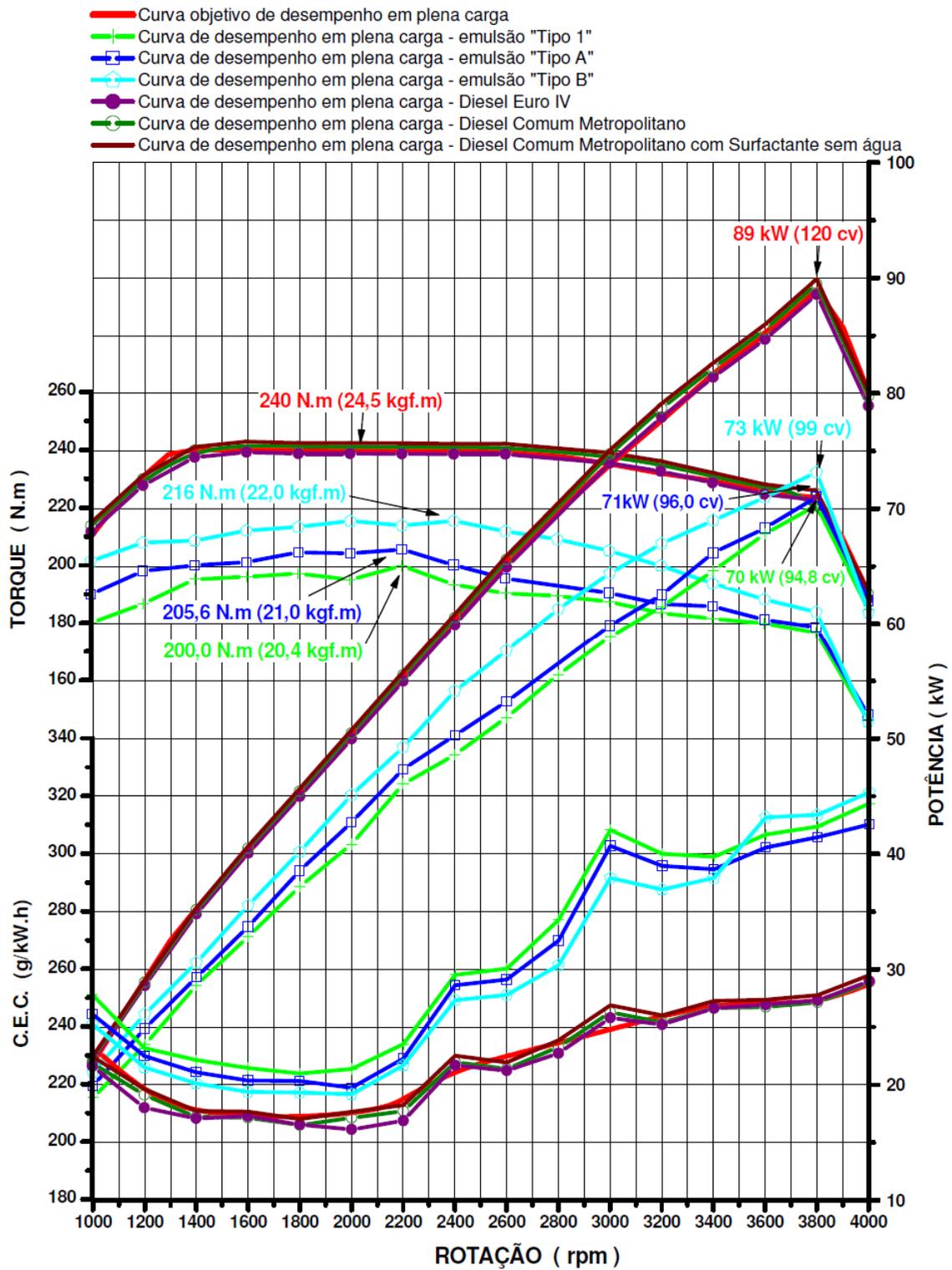


Figura 5.4 – Resultado comparativo dos ensaios de desempenho com emulsões e Diesel.

Comparando os valores de potência e torque obtidos, verifica-se que enquanto rodando com Diesel Metropolitano Comum, Diesel Euro IV e Diesel Metropolitano Comum com surfactante sem água os valores permaneceram inalterados, dentro das tolerâncias de produção de 3%.No entanto, com relação as emulsões, nota-se queda nos valores de potência máxima de 18% para a emulsão B, 20% para a emulsão A e 21% para a emulsão 1.

Com relação aos valores de torque máximo com as emulsões, verifica-se que o mesmo permanece dentro do patamar original entre 1400rpm e 2600rpm, porém, sem ser constante ao longo de toda a faixa de rotação apresentando pequenas oscilações entre as rotações, perceptíveis utilizando as emulsões 1 e A, principalmente nos chamados regimes transientes, ou seja, na transição entre as rotações, como numa aceleração de um veículo. As reduções no valor de torque máximo atingem 10% para emulsão B, 14% para emulsão A e 17% para emulsão 1 respectivamente, em relação ao Diesel.

No ponto de melhor consumo específico de combustível do motor @1800-2000rpm, o consumo específico apresentou aumento em relação ao Diesel da ordem de 8% para emulsão 1, 5% para emulsão A e 4% para emulsão B respectivamente.

5.1.1. Discussão dos resultados de desempenho de emulsões e Diesel.

Para a emulsão B e Diesel Euro IV foram obtidos dados de pressão de combustão em função do ângulo de virabrequim. A partir destes dados, a taxa de liberação de calor total foi calculada conforme descrito no item 4.3 na seção Procedimentos. A figura 5.5, apresenta, no ponto de potência máxima, o valor de pressão de combustão e taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a emulsão B e Diesel Euro IV.

A comparação dos valores da taxa de liberação de calor total para a emulsão B em relação ao Diesel Euro IV, mostra que houve uma redução de 30% na taxa de liberação de calor total para a emulsão B. Isto se deve a menor pressão de combustão, no caso 13% menor, causada pelo menor poder calorífico inferior da Emulsão B de 41.796 kJ/kg em relação ao Diesel Euro IV de 43.760 kJ/kg, calculado a partir do valor mensurado de poder calorífico superior, conforme apresentado nos itens 2.6 e 4.1 respectivamente. Este dado se associado ao fato que as emulsões possuem 22% de água em massa, isto é 22% menos combustível que o Diesel puro, mostra que é totalmente coerente a redução na taxa de liberação de calor de 30% em condição de potência máxima, fazendo um balanço energético de 22% da quantidade de água mais 13% de redução na

pressão de combustão obtém-se 35%, valor muito próximo aos 30% da redução na taxa de liberação de calor total mensurada com a emulsão B.

Analogamente para emulsão A, apesar das medidas de pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim não terem sido realizadas para a emulsão A, é razoável esperar comportamento análogo ao observado para a emulsão B considerando o valor do poder calorífico de 39.033kJ/kg.

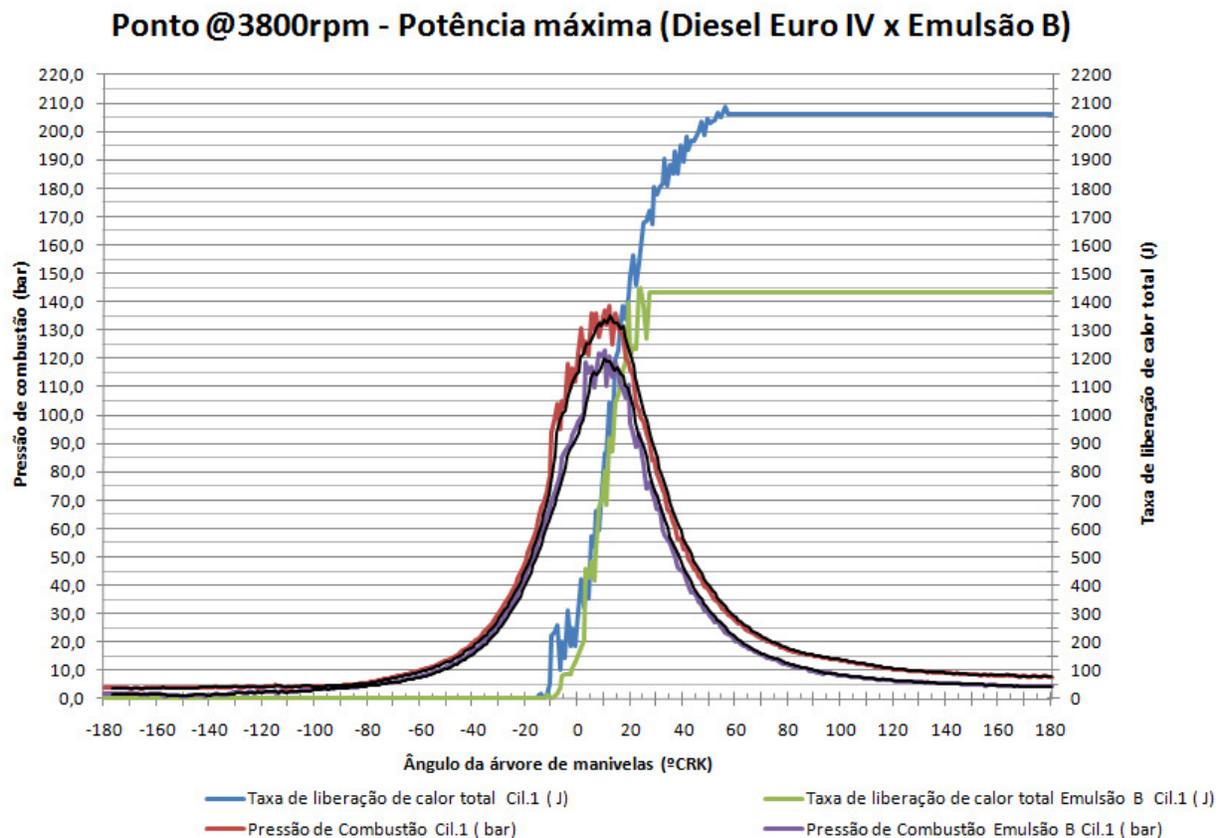


Figura 5.5 - taxa de liberação de calor total integrada para Diesel Euro IV e Emulsão B respectivamente, na condição de potência máxima, calculados a partir da pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim.

Os valores apresentados na figura 5.5, são próximos dos valores reportados para emulsões semelhantes à ensaiada por Musculus *et. al.* (2002), Velji *et. al.* (1995) e Ghojel *et. al.* (2006).

O trabalho de Sawa (1992) analisou os efeitos das propriedades físicas das emulsões no desempenho do motor, e também em condição denominada transiente, como de uma aceleração de um veículo. Concluiu que quanto maior a viscosidade na emulsão, maior seu efeito no retardo da ignição com efeito no desempenho do motor, principalmente em condições transientes.

Outro ponto importante que afeta o desempenho e emissões do motor Diesel, conforme extensivamente ilustrado por Siebers (1998), (1999) e (2001) e também Musculus *et. al.* (2002), é o comprimento líquido de penetração do combustível ou *liquid length* antes de ignitar-se, provocando maior comprimento sem chama ou *flame lift-off length*. Musculus *et. al.* (2002) mensurou comprimentos líquidos de penetração em um motor óticamente acessível, comparando emulsões combustíveis com 20% de água em óleo Diesel com Diesel, reportando comprimentos líquidos de penetração 50% maiores para emulsões em relação ao Diesel. Ainda segundo o autor, com um maior comprimento líquido de penetração, o combustível leva mais tempo para ignitar-se com a ignição ocorrendo de 15% a 20% mais a jusante do local da ignição para emulsões em relação ao Diesel puro.

O comprimento líquido de penetração e retardo na ignição, podem ser agravados ainda pelo ponto de fulgor das emulsões mais elevado que o do Diesel combustível.

Para melhor compreensão do fenômeno de retardo na ignição, vamos tomar como exemplo emulsões combustíveis com aproximadamente 20% de água em massa, com número de cetano de 43.7 mensurado por Musculus *et. al.* (2002), e Diesel Euro IV com número de cetano de 52.5. Aplicando estes valores na equação 2.10 apresentada no item 2.4, temos na tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Valores de retardo na ignição para emulsão e Diesel.

Combustível	Diesel Euro IV	Emulsão*
Retardo na ignição (°)	4,6°	5,8°

*emulsão com 20% de água em massa utilizada no trabalho de Musculus *et. al.* (2002).

Logo, observa-se uma diferença de retardo na ignição de 1,2°, ou seja, o combustível demora 21% a mais para ignitar-se na condição de potência máxima @3800rpm, para emulsão em relação ao Diesel Euro IV. Este resultado é semelhante aos obtidos por: Musculus *et. al.* (2002) com retardos de até 40% em diversas condições de operação, Eckert (2008) com retardo

de 1° para emulsões com 16% de água em óleo Diesel e ainda retardo de 2,5° reportado por Andrews *et. al.* (1988) utilizando motores mecânicos.

Em valores absolutos não parece uma grande diferença, mas levando-se em consideração que os fenômenos de combustão em motores de combustão interna ocorrem na ordem de milissegundos, esta diferença é bem expressiva. Afify *et. al.* (1987) mensurou retardos de ignição entre 1,4 milissegundos e 1,6 milissegundos com o motor mecânico funcionando numa rotação de 1000rpm. No caso de motores eletrônicos esses tempos são reduzidos para menos da metade.

Todos estes fatores associados justificam uma menor potência observada na curva de máximo desempenho do motor com emulsões combustíveis em relação ao Diesel.

5.2. Comparativo dos ensaios de emissões: Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

Os resultados de emissões de NOx em base úmida para o Diesel Metropolitano com adição apenas dos surfactantes (sem água) são mostrados na figura 5.6, mostram a não influência do surfactante nas emissões de NOx. Os valores apresentados são praticamente idênticos aos obtidos com Diesel. Os desvios verificados ao longo dos 12 pontos de emissões considerados, referem-se a tolerância da própria bancada de emissões.

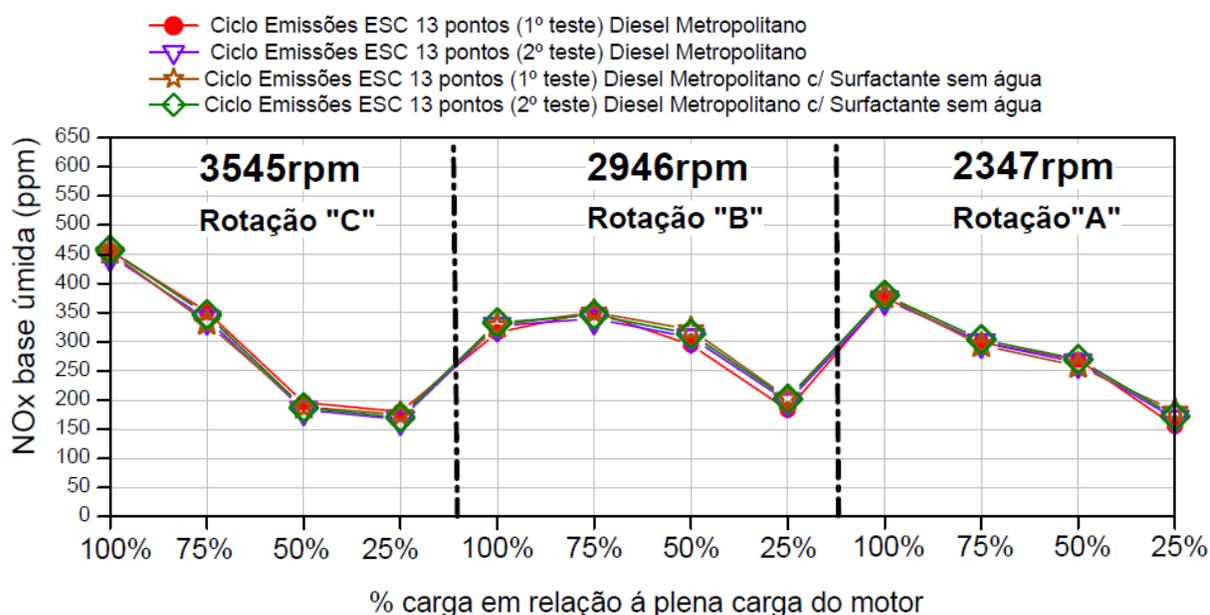


Figura 5.6 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

Os valores de fumaça para os ensaios de Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano, são mostrados na figura 5.7.

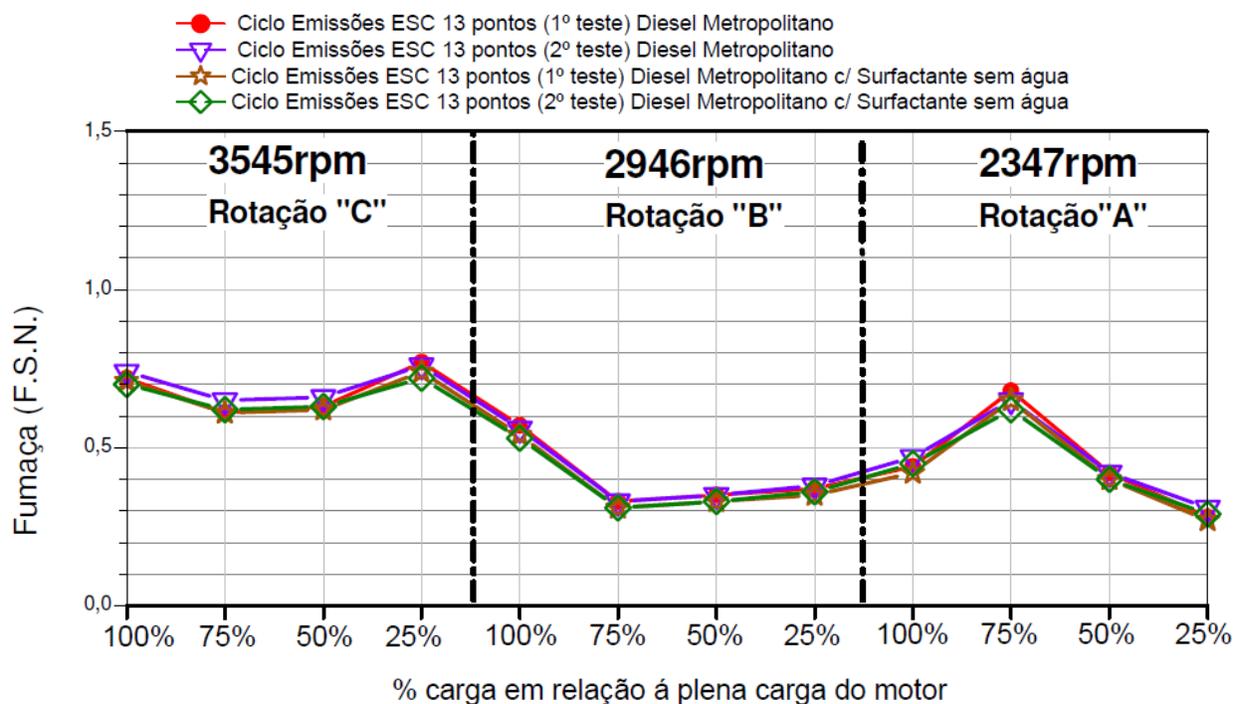


Figura 5.7 – Valores de fumaça comparativos nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

Como pode ser observado de maneira análoga ao observado para as emissões de NO_x, as medições de fumaça não indicam diferenças entre o Diesel Metropolitano e o Diesel Metropolitano adicionado de surfactante sem água.

Na tabela 5.3 apresenta-se os valores de peso de material particulado para Diesel Metropolitano e Diesel Metropolitano com surfactante sem água. Novamente não se observa diferenças significativas entre eles, estas variações são comuns em ensaios apenas com Diesel.

Tabela 5.3 – Valores de peso de material particulado após ensaio de emissões para Diesel Metropolitano e Diesel Metropolitano com surfactante sem água.

Combustível ensaiado	Peso Material Particulado (g/kW.h)
Diesel Metropolitano	0,114
Diesel Metropolitano com surfactante sem água	0,110

A figura 5.8, mostra os valores de potência para os testes com o Diesel Metropolitano e Diesel Metropolitano adicionado de surfactante sem água. Observa-se novamente que os valores de potência não foram afetados com a adição do surfactante ao Diesel Metropolitano.

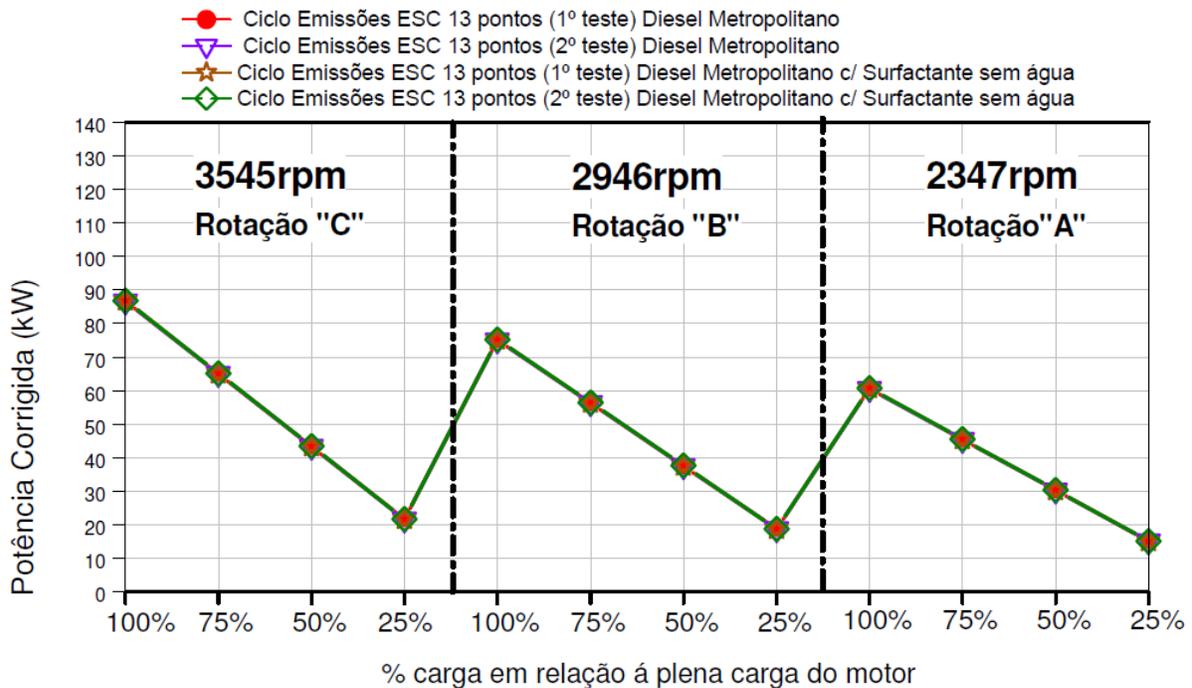


Figura 5.8 – Valores de potência corrigida comparativos nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

O consumo específico de combustível também não apresentou variações significativas comparando o Diesel com surfactante em relação ao Diesel conforme mostrado pela figura 5.9. O consumo específico do motor, é calculado conforme a equação 5.1, a partir da vazão do combustível e da potência do motor.

$$C.E.C. (g/kW.h)_i = \{ [C_i(g/h)] / [P_i (kW)] \}$$

Equação 5.1 – cálculo do consumo de combustível específico.

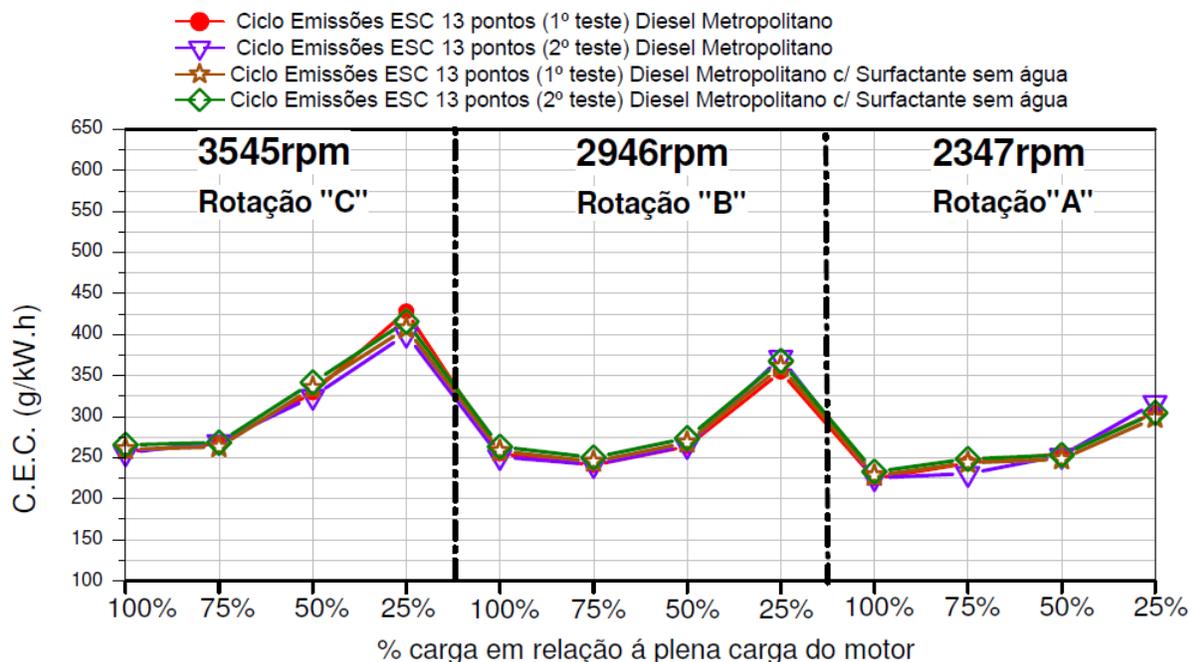


Figura 5.9 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

Os valores de calibração do motor como: ponto de injeção principal e ponto de pré-injeção de combustível em função do ângulo do virabrequim, também permaneceram inalterados com o Diesel com surfactante, conforme apresentado na figura 5.10.

Note na figura 5.10, que os valores são negativos ou positivos dependendo das condições, pois a referência é °DPMS, ou seja, ponto de injeção principal de 3°, por exemplo, significa injetar diesel 3° depois do pistão ter atingido o PMS. Para ponto de pré-injeção de -19° significa que esta pequena quantidade de combustível, foi injetada 19° antes de o pistão ter atingido o PMS. Daí o valor negativo, pois a referência é °DPMS. Isto pode mudar em função do fabricante de sistema de injeção do motor, alguns utilizam referência inversa ou seja °APMS.

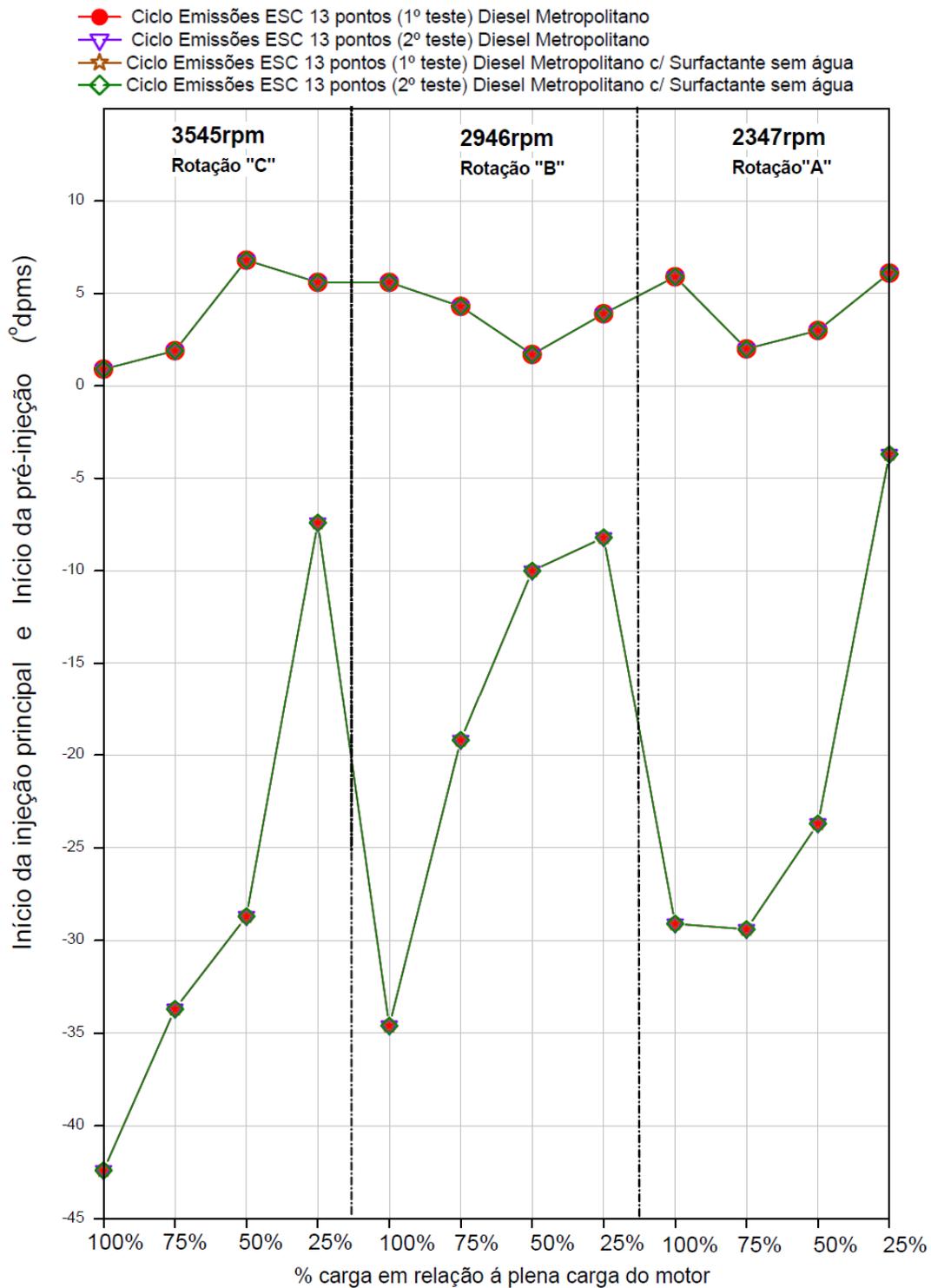


Figura 5.10 – Valores do ponto da injeção principal e pré injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e

Diesel Metropolitano. A linha inferior mostra o ponto da pré-injeção em relação ao PMS e a linha superior o ponto da injeção principal em relação ao PMS. Referência °DPMS.

Na figura 5.11, verifica-se valores inalterados de pressão de injeção de combustível para o Diesel com surfactante em relação ao Diesel. Importante salientar que a pressão de injeção aplicada é a mesma tanto para pré-injeção como para injeção principal de combustível.

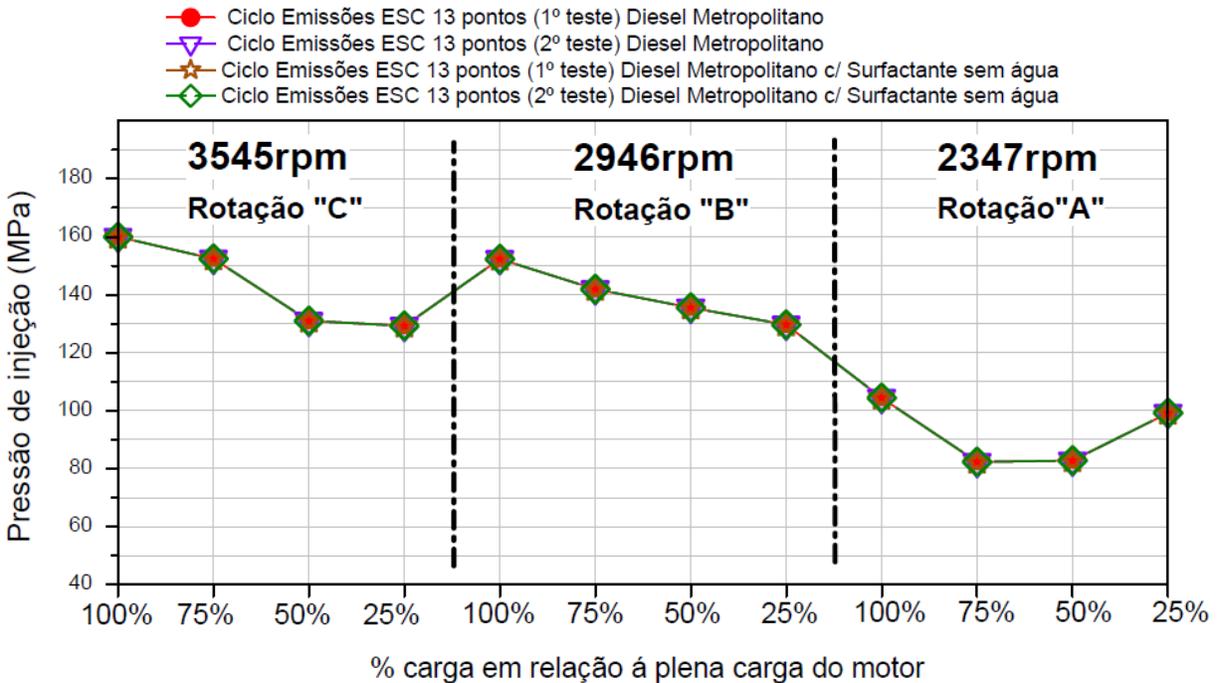


Figura 5.11– Valores da pressão de injeção nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

A figura 5.12 mostra que os picos de pressão de combustão mensurados no interior do cilindro, com sensor piezoelétrico, também não apresentaram variação significativa entre a combustão do Diesel Metropolitano com surfactante sem água e sem surfactante.

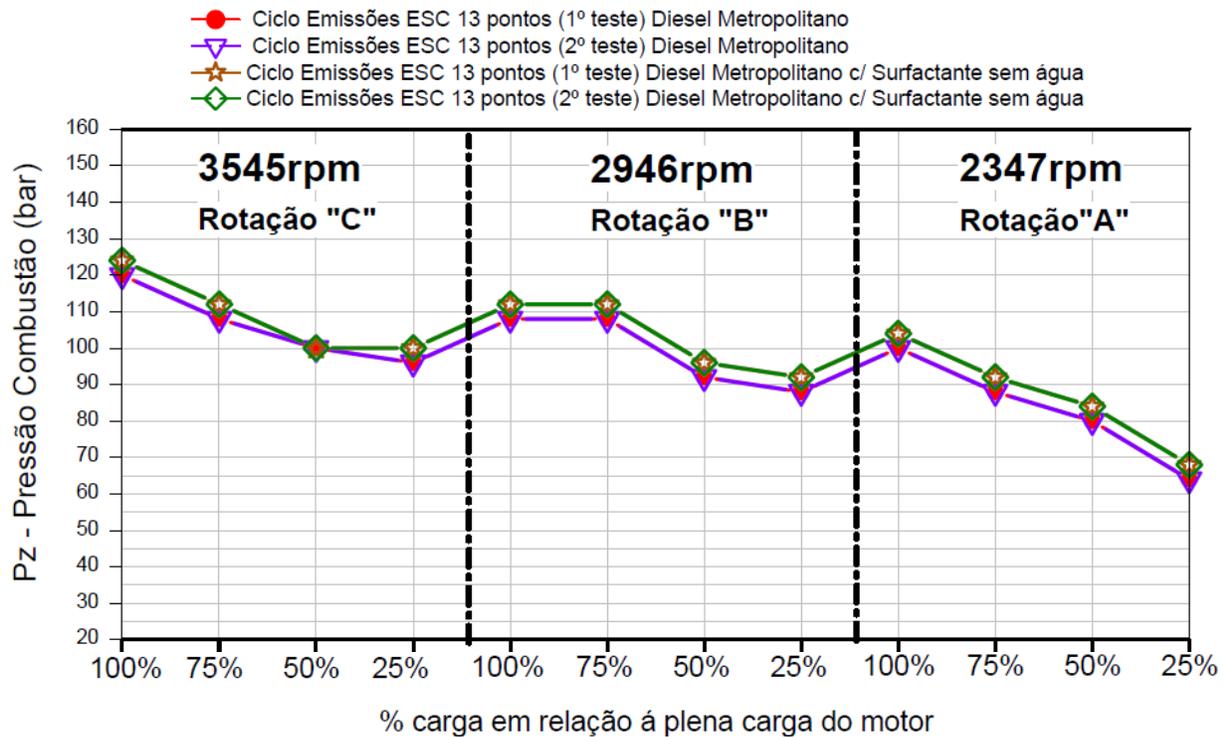


Figura 5.12– Valores da pressão de combustão mensurados nos ensaios de emissões com Diesel Metropolitano com surfactante (sem água) e Diesel Metropolitano.

5.3. Comparativo dos ensaios de emissões: emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Redução de NOx – Emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

As emissões de NOx em base úmida medidas na bancada de emissões de poluentes são mostradas na figura 5.13. Os resultados apresentam reduções de emissões NOx nos 12 pontos ensaiados de 28% em média para as emulsões 1 e A respectivamente, em relação aos valores de emissões de NOx com Diesel, medidas nas mesmas condições de funcionamento – *Derated A*.

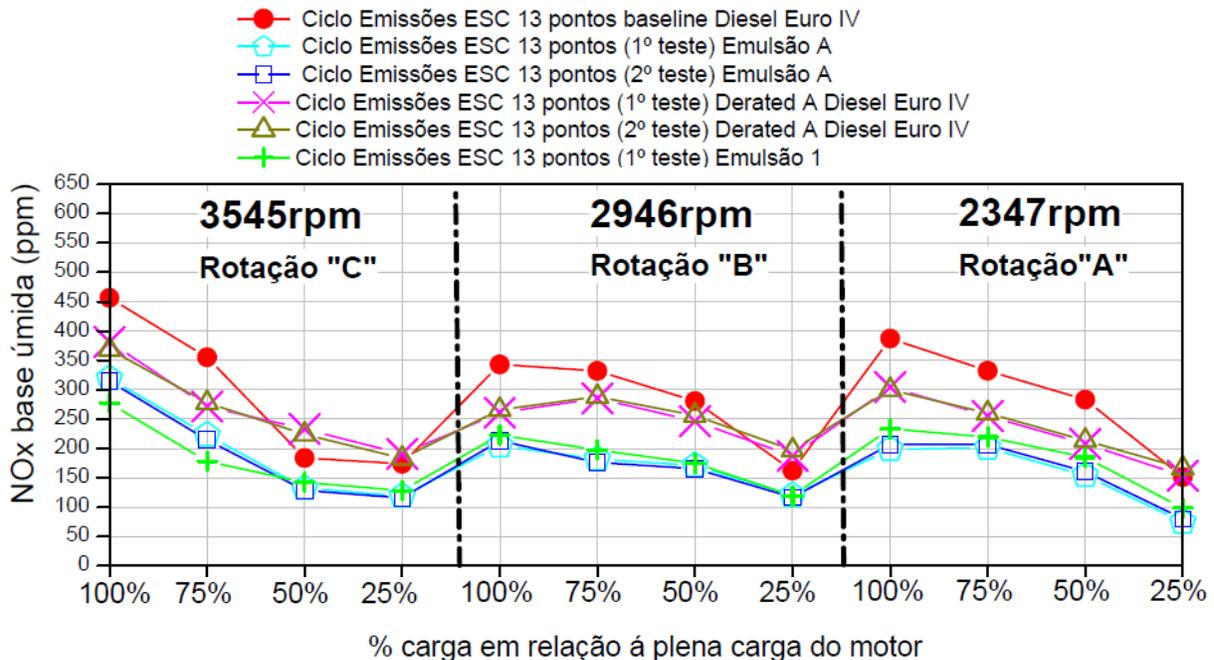


Figura 5.13 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

A emissão de NOx ponderada, apresentada na figura 5.14, representa a contribuição de cada uma das medidas nos 12 dos 13 pontos considerados. Inclui também correção por temperatura, umidade do ar e potência desenvolvida em cada ponto, mais os fatores de ponderação de cada ponto conforme a norma NBR15634 (2008) estabelece.

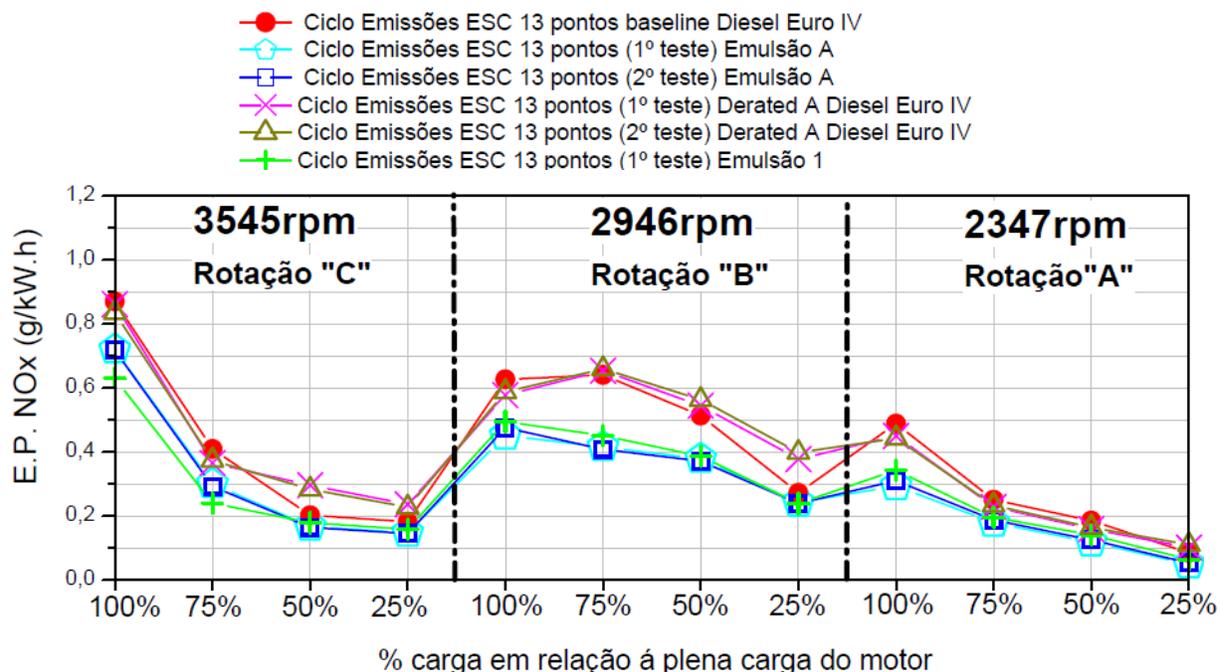


Figura 5.14 – Valores de emissões ponderadas de NOx nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Ao comparar os valores de emissões de NOx ponderadas, nos mesmos valores de potência do motor tanto para Diesel (condição *Derated A*) como para emulsões, a redução média nas emissões ponderadas de NOx foi de 29%.

A figura 5.15 mostra que houve uma redução média de 37°C na temperatura dos gases de escapamento (T3) com a utilização das emulsões 1 e A como combustível em comparação ao Diesel na mesma condição de potência e torque das emulsões, ou seja, *Derated A*. Esta redução de temperatura dos gases de escapamento indica menores temperaturas de combustão, logo, justifica em parte a redução de NOx visto que este forma-se principalmente devido ao mecanismo térmico.

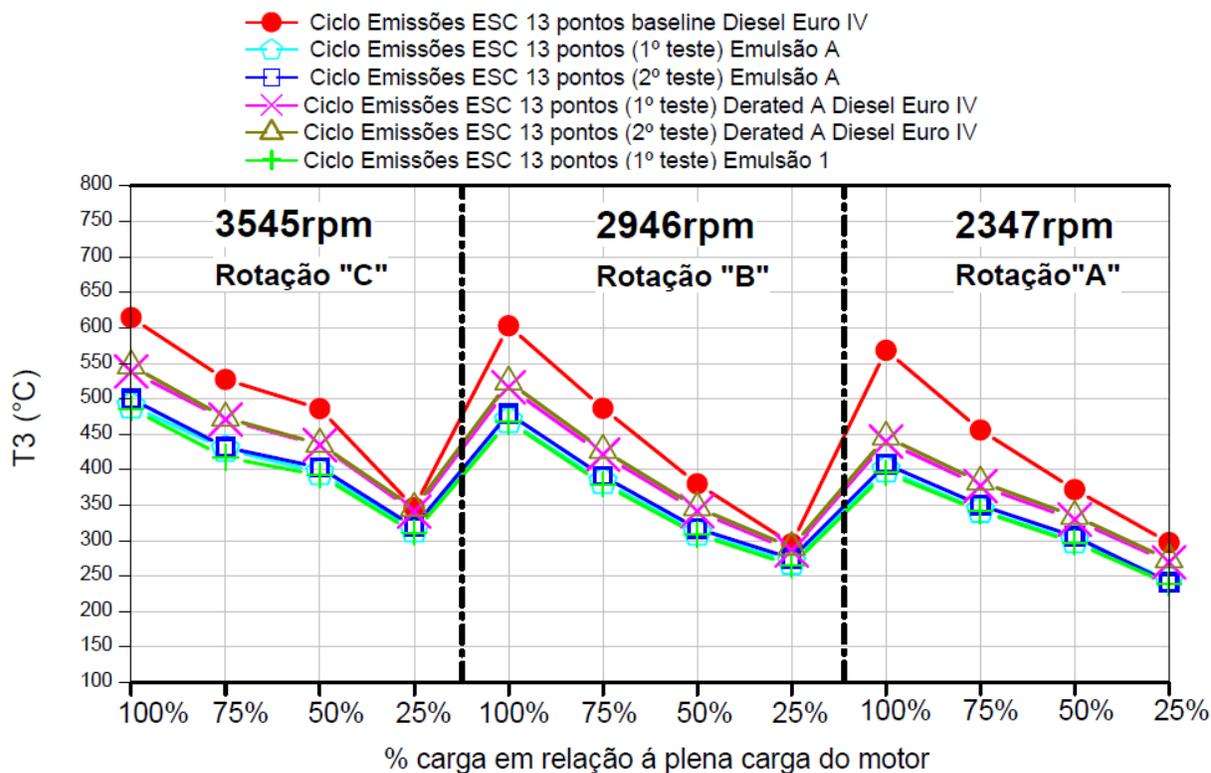


Figura 5.15 – Valores da temperatura dos gases de escapamento nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Note ainda na figura 5.15, que em relação a condição de referência denominada *baseline*, com Diesel Euro IV puro sem redução de débito de combustível para atingir mesma potência das emulsões 1 e A, as diferenças de temperaturas dos gases de escape chegam a 100°C em algumas condições de funcionamento. Isto reforça a necessidade de comparação das emulsões 1 e A com Diesel, na mesma condição de potência e torque, ou seja, com a condição *Derated A* com Diesel Euro IV, com a utilização de menos quantidade de combustível (débito), conforme recomendado em diversos trabalhos sobre o tema desta dissertação. Caso contrário seriam comparações em condições diferentes de funcionamento.

Redução de Fumaça e Material Particulado – Emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Os resultados da figura 5.16, mostram uma redução muito significativa de 80% na fumaça com a utilização das emulsões 1 e A em relação ao Diesel Euro IV. Os valores de pré-injeção da calibração não foram alterados evitando influenciar os ensaios comparativos, conforme premissa descrita no capítulo 3 nos objetivos deste trabalho.

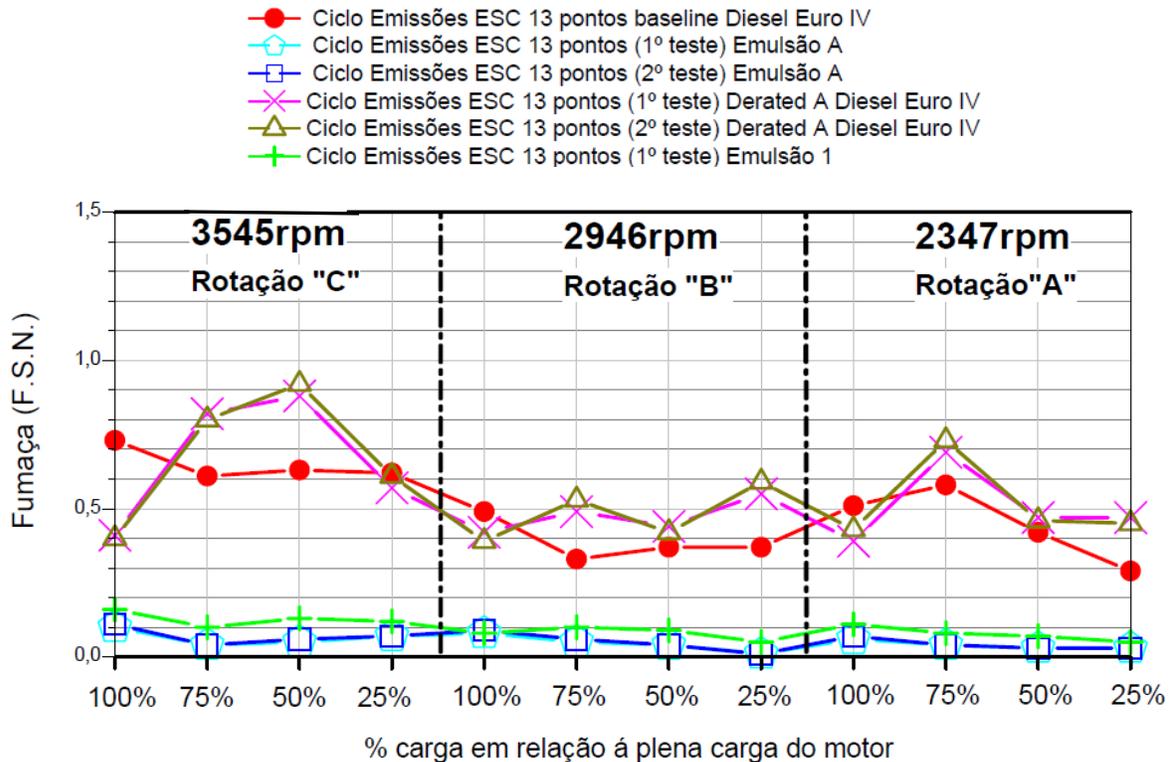


Figura 5.16 – Valores de fumaça mensurados nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Conforme descrito no item 4.3 em Procedimentos, além da determinação de fumaça realizada em cada ponto do ensaio, o gás de escape foi amostrado durante todo o ensaio (13 pontos) e o material particulado presente nesta amostra foi retido em um sistema filtrante padrão. A diminuição de fuligem, relativa a combustão das emulsões pode ser avaliada pela coloração das fotos do material retido no sistema filtrante, mostradas na figura 5.17.

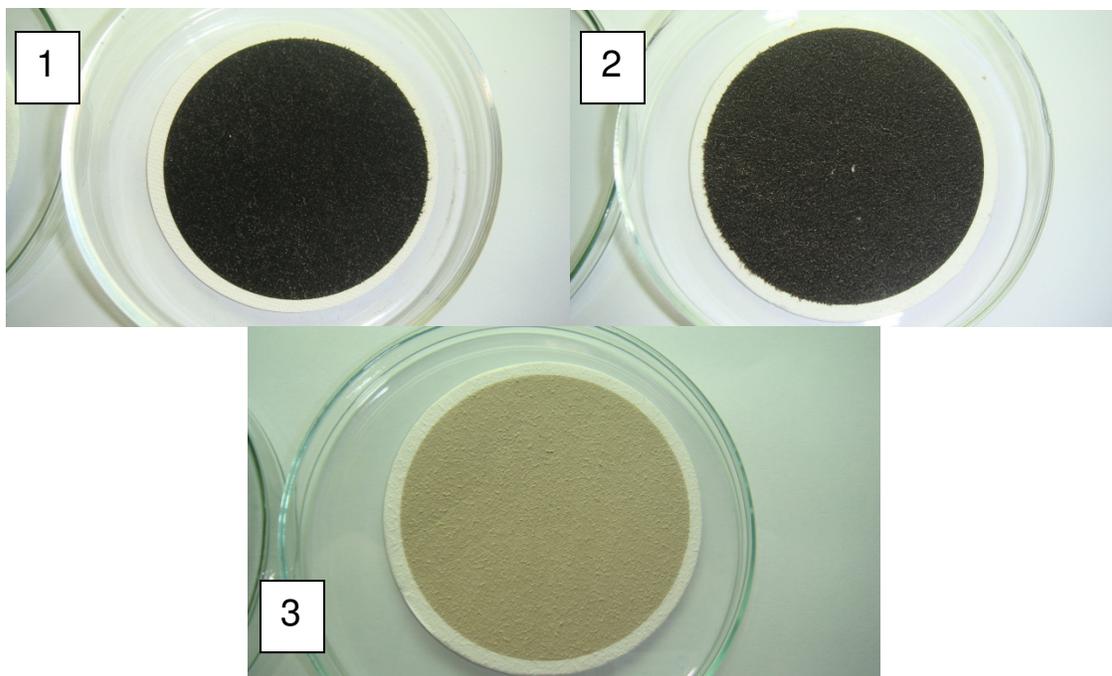


Figura 5.17 – Aspecto do material particulado nos ensaios de emissões com: 1 – Diesel Euro IV, 2 – Diesel Euro IV *Derated A*, isto é, nas condições de potência fornecida com a emulsão A e 3 – emulsão A.

Observou-se, além, da notável mudança na coloração do material particulado, conforme ilustrado na figura 5.17, redução de peso de 35% em relação a condição Diesel *Derated A*, conforme mostram os dados representados na tabela 5.4. A diferença entre peso de MP da condição *baseline* para a condição Diesel *Derated A*, pode ser explicada devido ao débito da pré-injeção ter mantido-se o mesmo (premissa de não alteração da calibração), para uma quantidade bem menor de injeção principal na condição Diesel *Derated A*, provocando assim maior valor de MP, entre as condições ensaiadas Diesel *Derated A* e Diesel *baseline*.

Tabela 5.4 – Peso de material particulado para Diesel *Derated A*, correspondente a foto 2 da figura 5.17 (superior) e peso de material particulado para emulsão A, correspondente a foto 3 da figura 5.17 (inferior).

Combustível ensaiado	Peso Material Particulado (g/kW.h)
Diesel "Derated A"	0,153
Emulsão A	0,099

Para análise mais apurada do conteúdo dos filtros, buscou-se análise química do MP dos filtros, porém o próprio material dos filtros (papel fibroso) impediu um análise química com resultados conclusivos.

Análise comparativa dos demais parâmetros do motor – Emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

A figura 5.18 mostra os valores de potência com Diesel Euro IV nas condições *baseline* e *Derated A*, comparados aos valores de potência com a utilização das emulsões 1 e A. Os resultados mostram uma redução de 21% em média na potência, com a utilização das emulsões 1 e A em relação ao Diesel Euro IV na condição *baseline* – sem redução de débito de combustível.

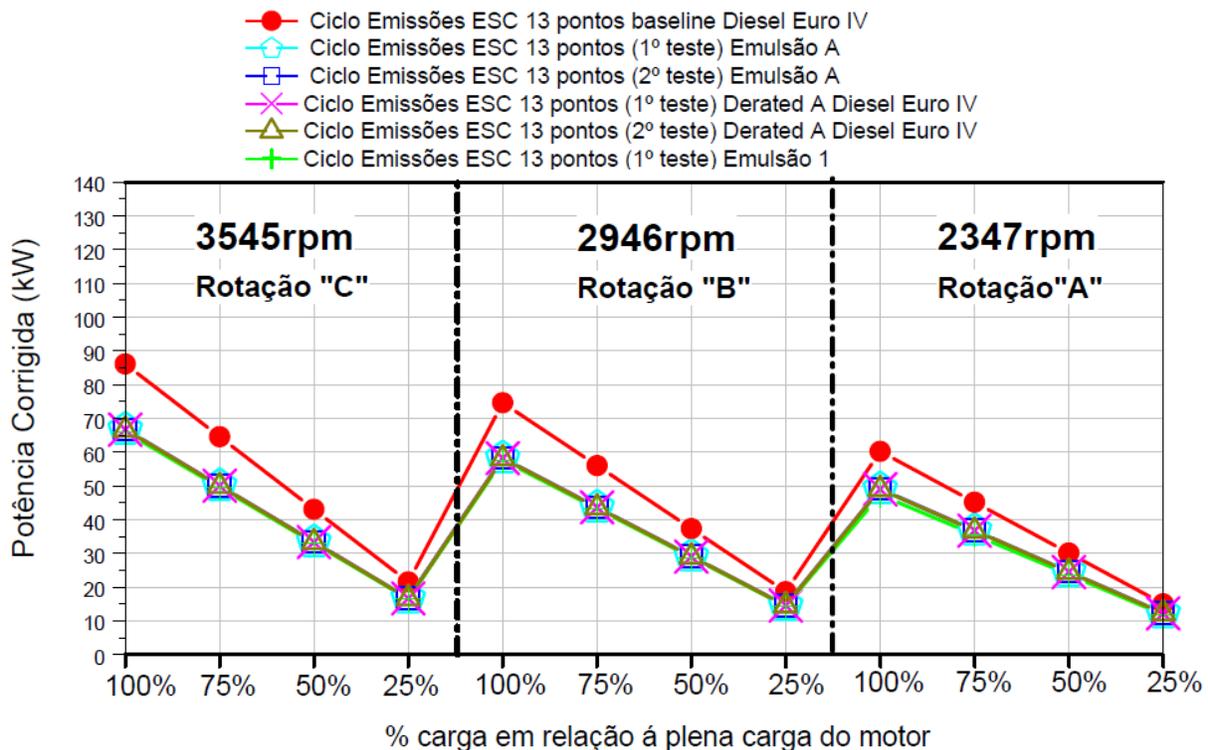


Figura 5.18 – Valores de potência corrigida alcançados nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

A figura 5.19 mostra que o consumo específico de combustível para as emulsões 1 e A aumentou em média 22%. Conforme apresentado no item 5.2, o cálculo do consumo específico considera a potência, desta forma, diminuindo a potência, o consumo específico aumenta. A

comparação da condição *Derated A* com a condição *baseline* de referência sem redução de débito de combustível, não mostra esta tendência, porque, para a condição *Derated A* reduziu-se quantidade de combustível e potência ao mesmo tempo, obtendo-se valores de consumo específico de combustível semelhantes.

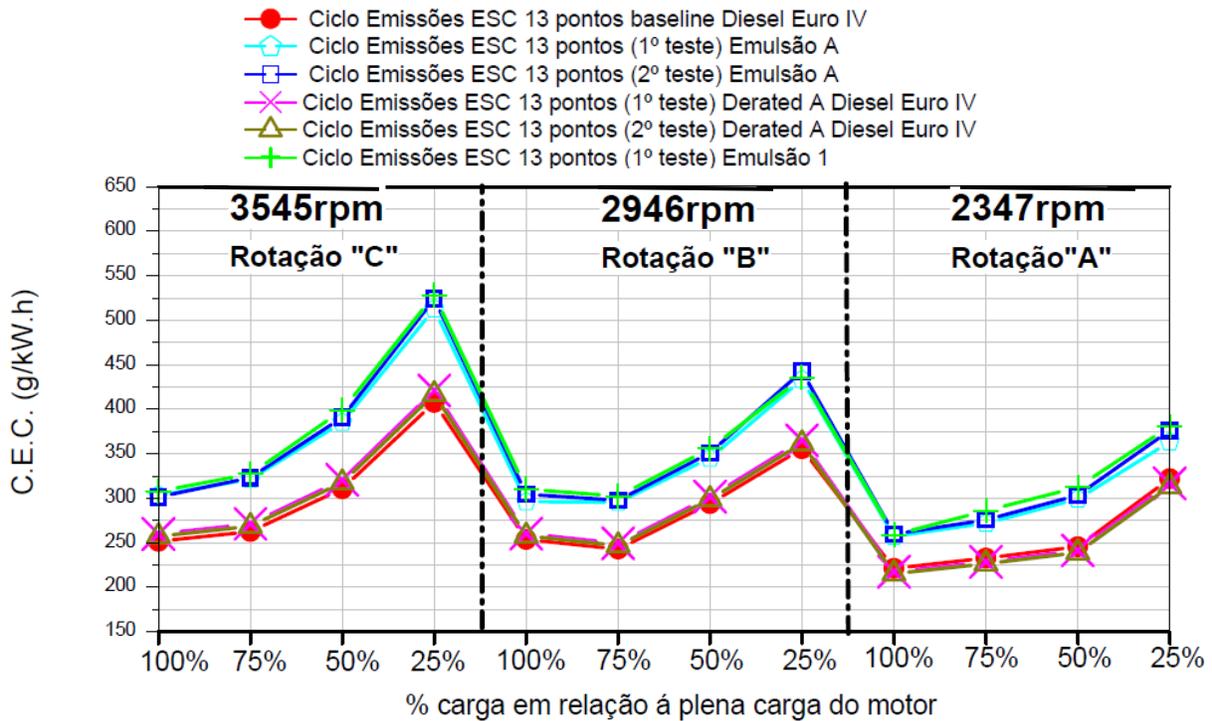


Figura 5.19 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

Para melhor compreensão dos resultados de consumo específico de combustível do motor, a figura 5.20 apresenta os valores de consumo de combustível para cada um dos pontos de emissões acima (12 pontos ciclo ESC), o ponto de marcha-lenta é excluído por sua baixa representatividade, baixa rotação (em torno de 800 e 900rpm) sem carga – torque e potência.

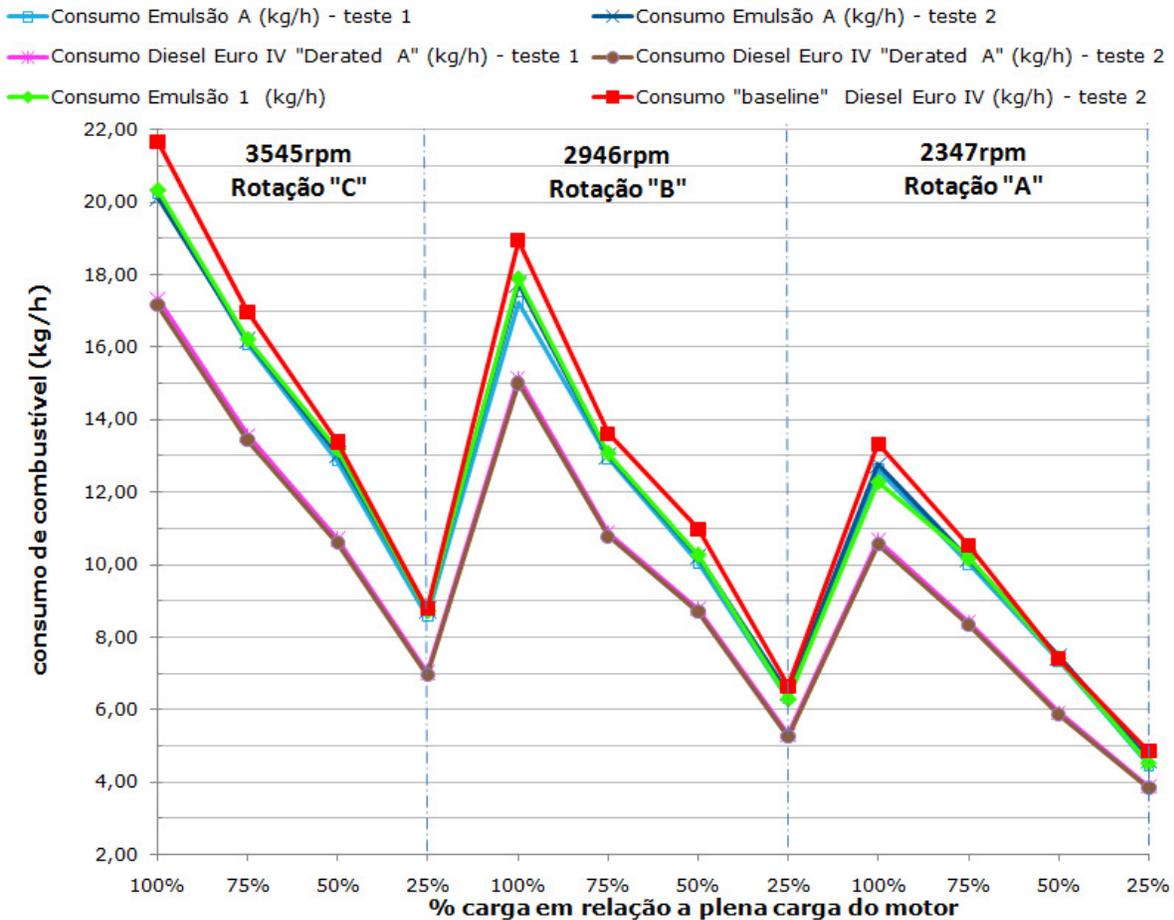


Figura 5.20 - Valores de consumo de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Na figura 5.20, as linhas rosa e marrom são consumo de combustível nas mesmas condições de potência e torque alcançadas com as emulsões 1 e A, denominada Diesel Euro IV *Derated A*, as linhas verde e azul são consumo de combustível do motor funcionando com emulsões 1 e A. Logo o motor consome mais combustível com as emulsões 1 e A do que com Diesel Euro IV para atingir os mesmos valores de torque e potência. A linha vermelha é a condição original denominada *baseline* do motor operando com Diesel Euro IV puro sem emulsão, em potência maior do que funcionando com emulsões e do que na condição Diesel Euro IV *Derated A*.

Os parâmetros de referência de calibração do motor como: ponto de injeção principal, ponto da pré injeção de combustível em função do ângulo do virabrequim e pressão de injeção, apresentaram ligeiros desvios no ensaio com emulsões, provavelmente em função da maior

densidade das emulsões 1 e A em relação ao Diesel, conforme observado também em outros trabalhos tanto com motores eletrônicos, no trabalho de Ghojel et. al. (2006) (desvios menores como os aqui apresentados) como, com motores mecânicos (desvios maiores) conforme Sawa (1992) e Tsukahara et. al. (1989), apresentados nas figuras 5.21 e 5.22.

Os desvios observados se devem a maior densidade das Emulsões 1 e A em relação ao Diesel. A densidade maior dificulta o trabalho das válvulas controladoras de pressão e de vazão da bomba de alta pressão em modular a quantidade e pressão de combustível injetados em determinadas condições de funcionamento do motor, afetando também o controle do ponto das injeções. Estes desvios nos parâmetros de calibração no funcionamento com as emulsões 1 e A mostrados nas figuras 5.21 e 5.22, explicam em parte também a diferença de peso de MP entre as condições ensaiadas Diesel *Derated A* e Diesel *baseline*.

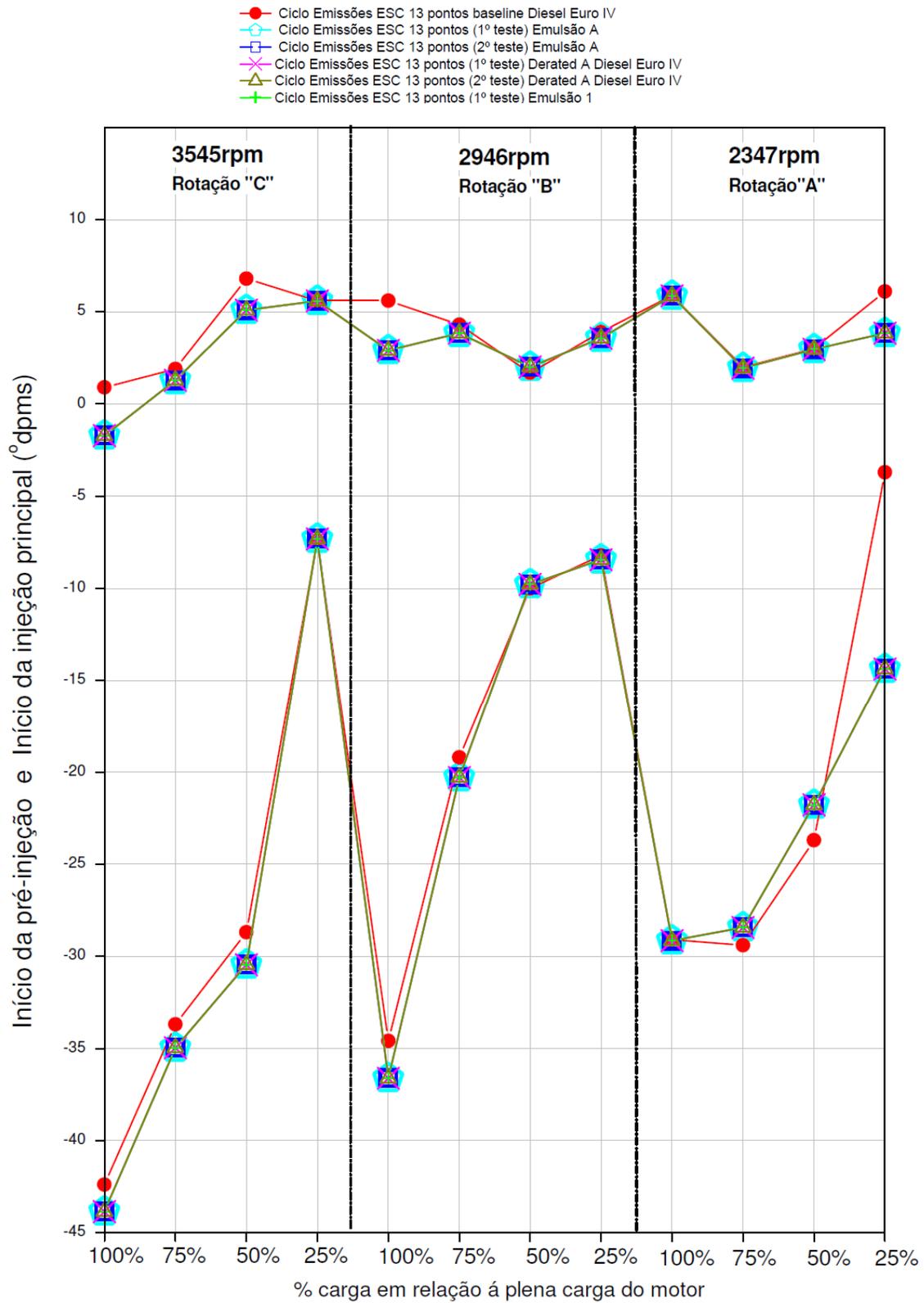


Figura 5.21 – Valores do ponto da injeção principal e pré injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV. A linha inferior

mostra o ponto da pré-injeção em relação ao PMS e a linha superior o ponto da injeção principal em relação ao PMS. Referência °DPMS

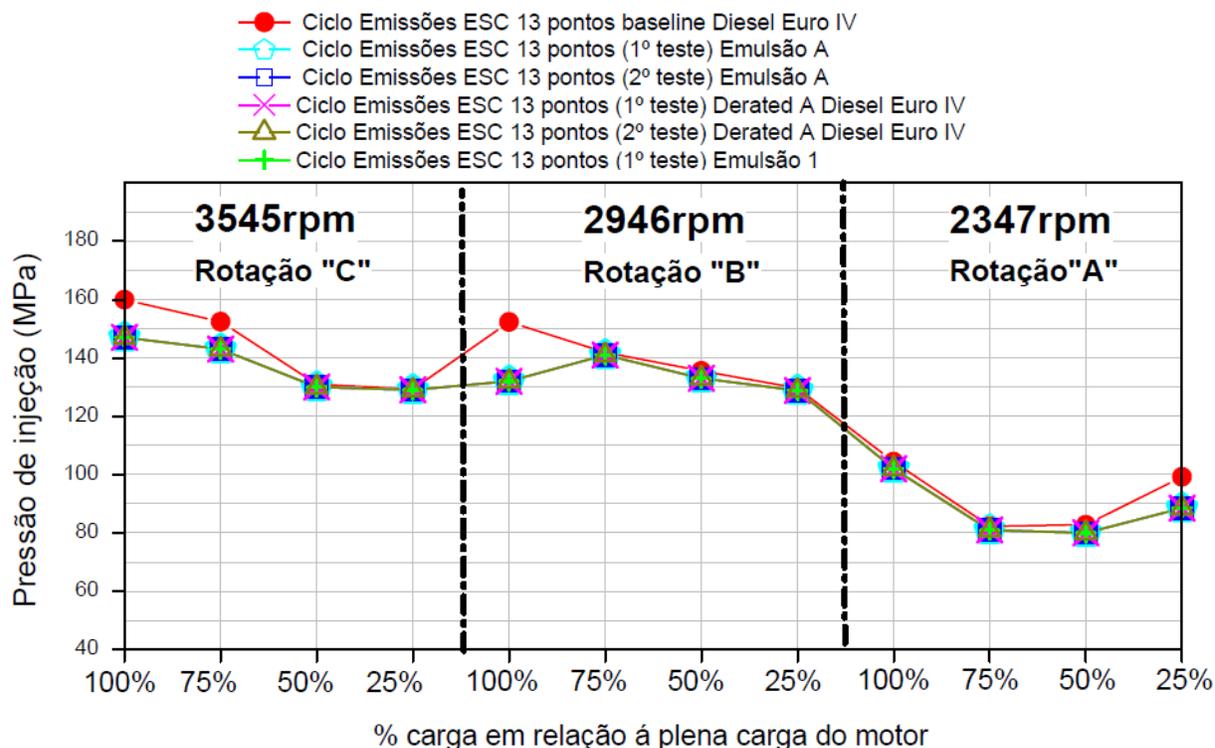


Figura 5.22 – Valores de pressão de injeção nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

A pressão desenvolvida pela combustão no interior do cilindro (valor de pico) foi medida pelo sensor piezo elétrico montado no cabeçote do motor, conforme detalhado na item 4.3 na seção Procedimentos. A figura 5.23 mostra que houve uma redução do valor médio da pressão de combustão de 10% para a emulsão A e 12% para a emulsão 1. A redução da pressão de combustão é consequência principalmente do menor poder calorífico das emulsões e em parte nos pontos C100%, C75%, B100% e A25% devido a menor pressão de injeção de combustível alcançada pelo sistema devido a densidade elevada das emulsões 1 e A. Este efeito fica bem claro no ponto B100% na figura 5.23.

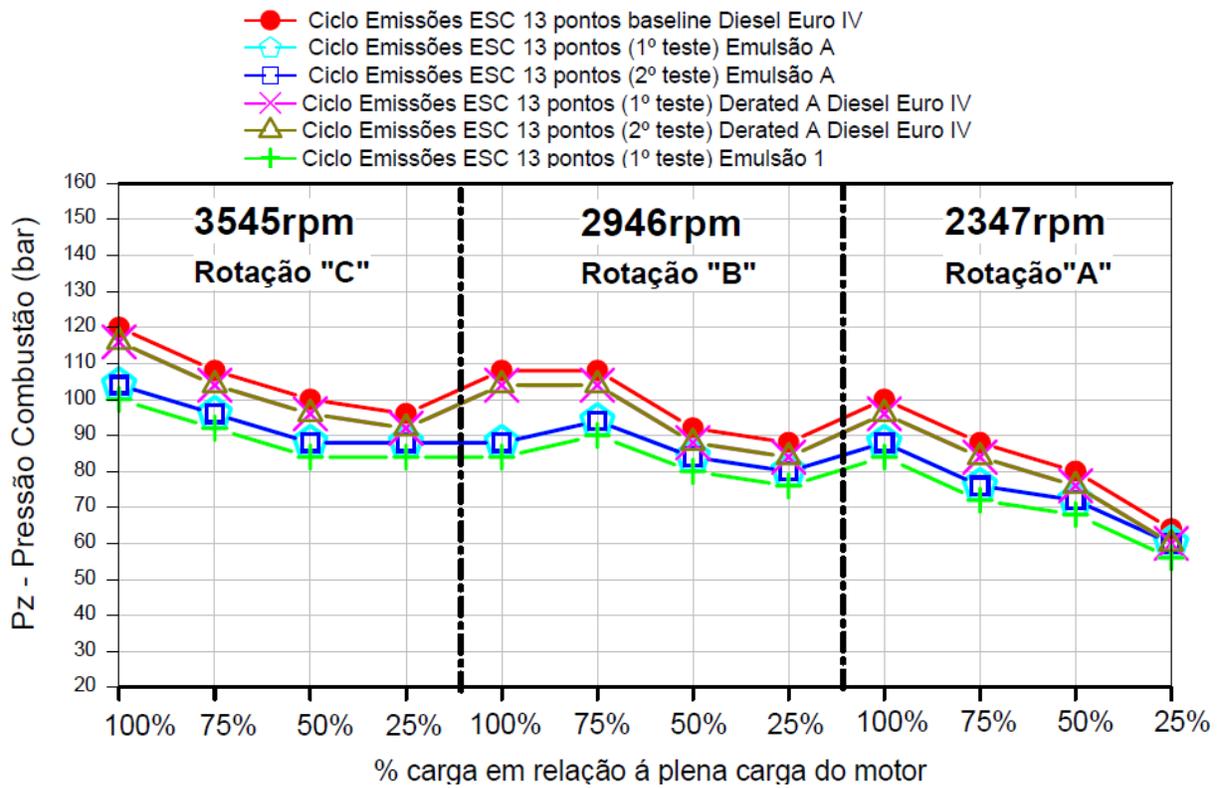


Figura 5.23– Valores de pressão de combustão nos ensaios de emissões com emulsões 1, A e Diesel Euro IV.

5.4. Comparativo dos ensaios de emissões: emulsão B e Diesel Euro IV.

Redução de NOx – Emulsão B e Diesel Euro IV.

As emissões de NOx em base úmida medidas na bancada de emissões de poluentes são mostradas na figura 5.24. Os resultados mostram reduções médias nos 12 pontos ensaiados de 22% em média de NOx para a emulsão B, em relação aos valores de emissões com Diesel Euro IV, medidas nas mesmas condições isto é *Derated B*.

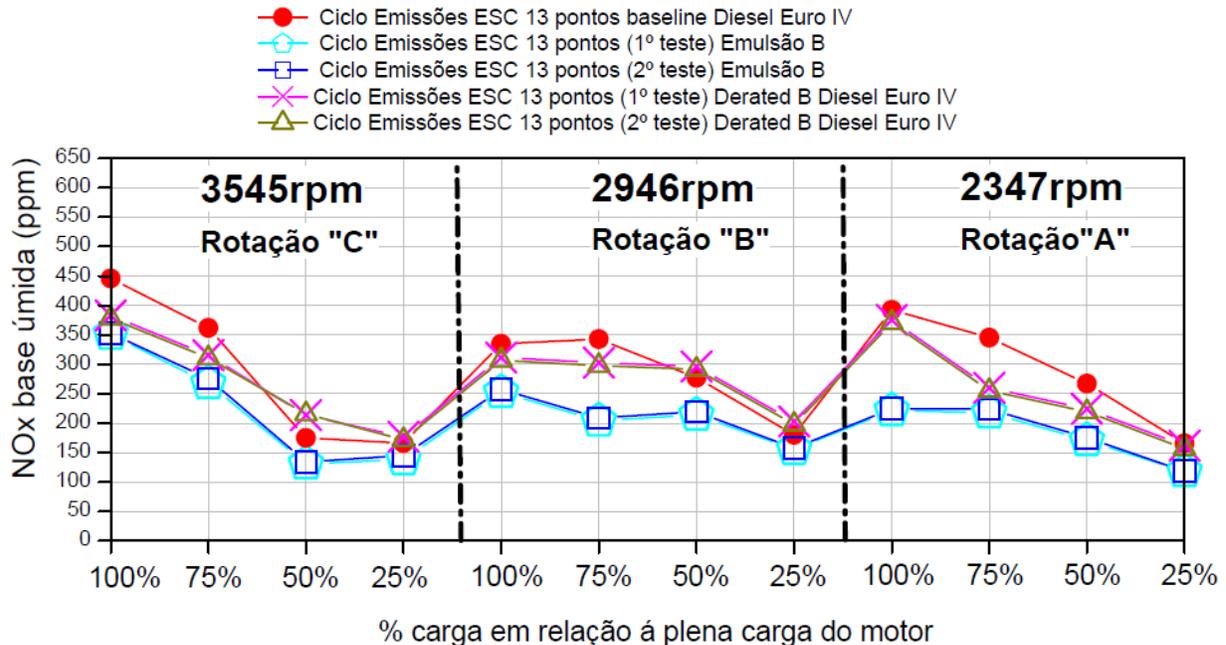


Figura 5.24 – Valores de NOx em base úmida nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

A emissão de NOx ponderada, apresentada na figura 5.25, representa a contribuição de cada uma das medidas nos 12 pontos dos 13 considerados. Inclui também correção por temperatura, umidade do ar e potência desenvolvida em cada ponto, mais os fatores de ponderação de cada ponto conforme a norma NBR15634 (2008) estabelece.

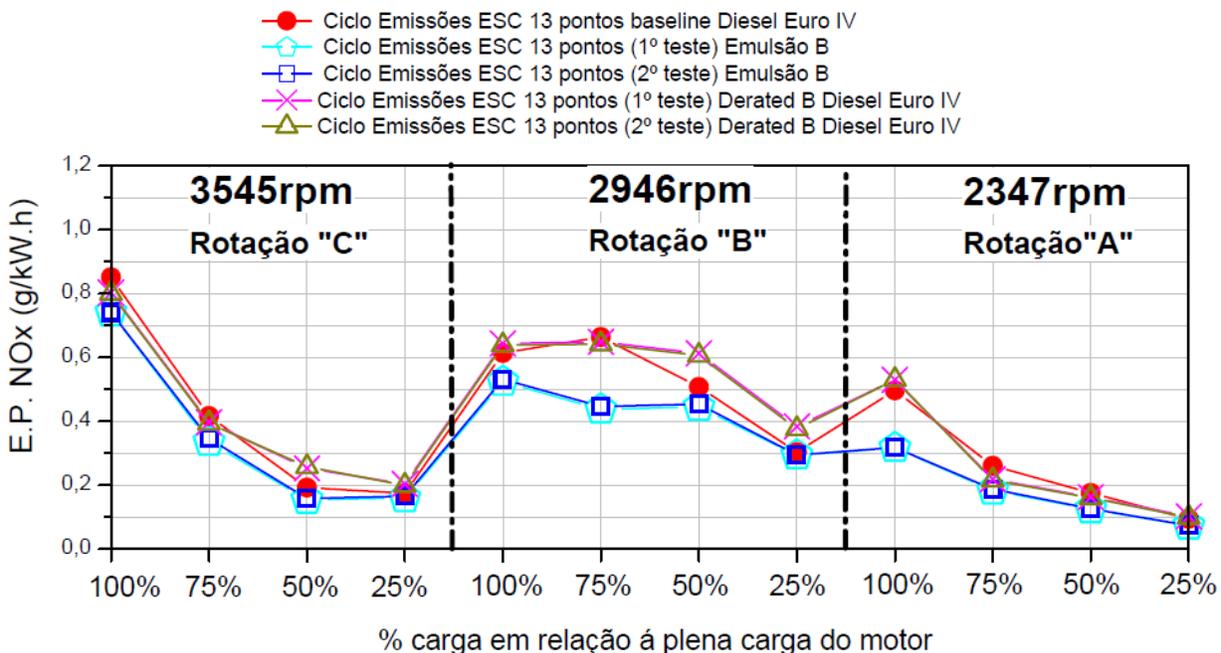


Figura 5.25 – Valores de emissões ponderadas nos ensaios de emissões com NOx para emulsão B e Diesel Euro IV.

Comparando os valores de emissões de NOx ponderadas, considerando valores de potência do motor igual tanto para Diesel Euro IV (condição *Derated B*) como para emulsão B a redução média nas emissões ponderadas de NOx foi de 23%.

A figura 5.26 mostra que houve uma redução média de 33°C na temperatura dos gases de escapamento (T3) com a utilização da emulsão B como combustível em comparação ao Diesel na mesma condição de potência e torque das emulsões, ou seja, *Derated B*. Esta redução de temperatura dos gases de escapamento indica menores temperaturas de combustão, logo justifica em parte a redução de NOx, visto que este forma-se principalmente devido ao mecanismo térmico. Menor a temperatura de combustão, menor a formação de NOx.

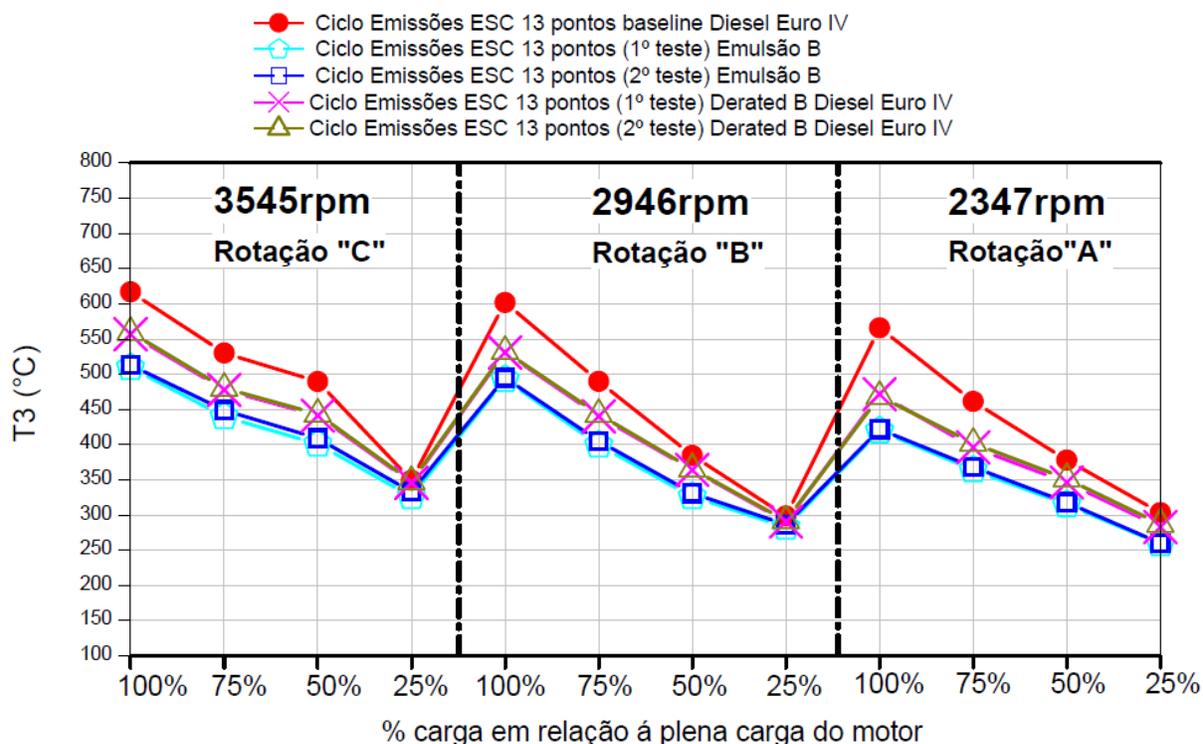


Figura 5.26 – Valores da temperatura dos gases de escapamento nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Análogo as emulsões 1 e A, em relação a condição de referência denominada *baseline*, com Diesel Euro IV puro sem redução de débito de combustível para atingir mesma potência da emulsão B, as diferenças de temperaturas dos gases de escape chegam a quase 100°C em algumas condições de funcionamento. Isto reforça a necessidade de comparação da emulsão B com Diesel, na mesma condição de potência e torque, ou seja, com a condição *Derated B* com Diesel Euro IV com a utilização de menos quantidade de combustível (débito), conforme recomendado em diversos trabalhos sobre o tema desta dissertação. Caso contrário seriam comparações em condições diferentes de funcionamento. O *baseline* com Diesel Euro IV sem redução de débito de combustível e conseqüente potência é mostrado sempre como registro de que os ensaios possuem uma condição de referência existente.

Redução de Fumaça e Material Particulado – Emulsão B.

Os resultados da figura 5.27, mostram uma redução significativa na fumaça de 70% utilizando emulsão B em relação ao Diesel Euro IV na mesma condição de potência *Derated B*. Os valores de pré-injeção não foram alterados evitando influenciar os ensaios comparativos.

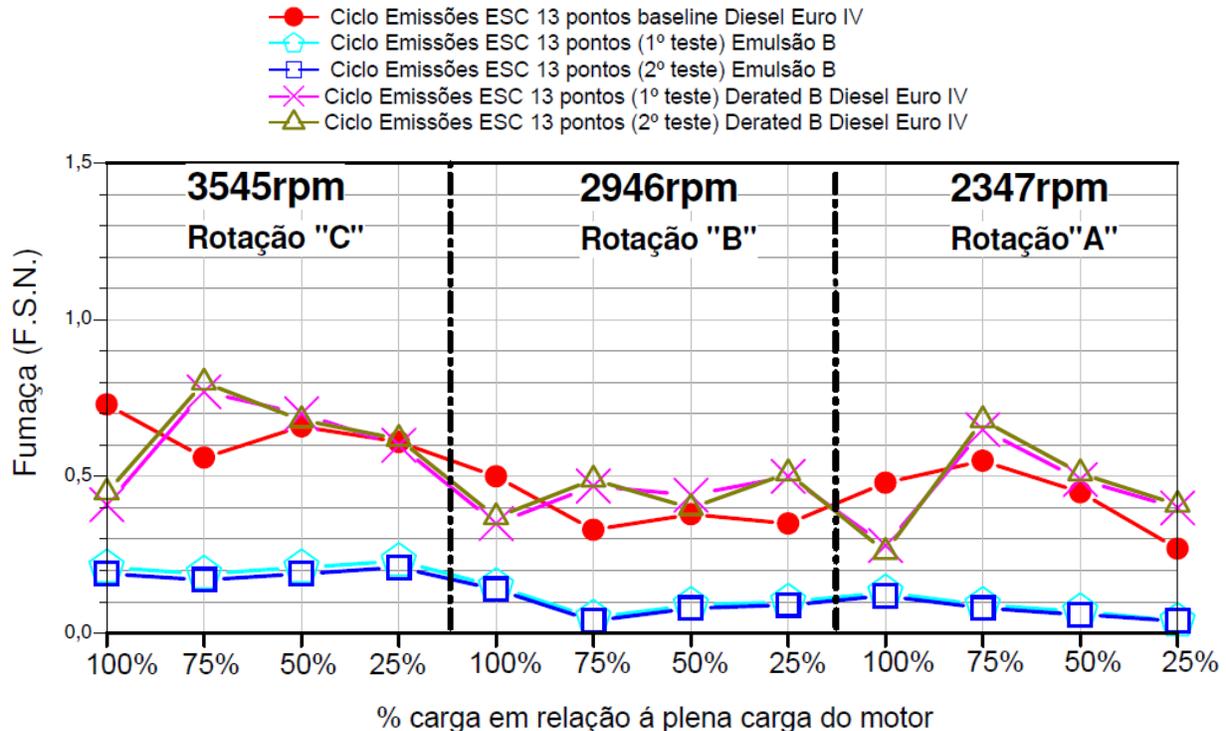


Figura 5.27 – Valores de fumaça mensurada nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Conforme descrito para as emulsões 1 e A, além da determinação de fumaça realizada em cada ponto do ensaio, o gás de escape é amostrado durante todo o ensaio de emissões e o material particulado presente nesta amostra é retido em um sistema filtrante padrão. A diminuição de fuligem relativa à combustão da emulsão B pode ser avaliada pela coloração das fotos do material retido no sistema filtrante, mostradas na figura 5.28.

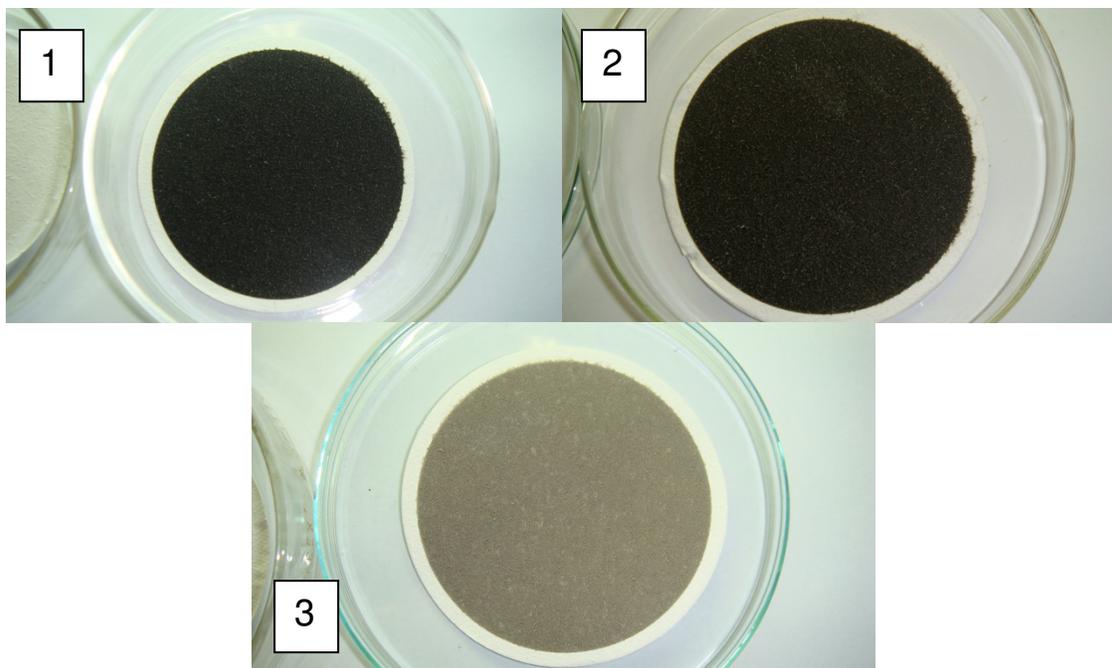


Figura 5.28 – Aspecto do material particulado nos ensaios de emissões com: 1 – Diesel Euro IV , 2 – Diesel Euro IV *Derated B* isto é nas condições de potência fornecida com a emulsão B e 3 – emulsão B.

Observou-se além da notável mudança na coloração do material particulado, conforme ilustrado na figura 5.28, redução de peso de 42% em relação a condição Diesel *Derated B*, conforme mostram os dados representados na tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Peso de material particulado para Diesel *Derated B*, correspondente a foto 2 da figura 5.28 (superior) e peso de material particulado para emulsão B, correspondente a foto 3 da figura 5.28 (inferior).

Combustível ensaiado	Peso Material Particulado (g/kW.h)
Diesel "Derated B"	0,122
Emulsão B	0,071

Para análise mais apurada do conteúdo dos filtros, buscou-se análise química do MP dos filtros, porém o próprio material dos filtros (papel fibroso) impediu um análise química com resultados conclusivos.

Análise comparativa dos demais parâmetros do motor – Emulsão B e Diesel Euro IV.

A figura 5.29 mostra os valores de potência com Diesel Euro IV nas condições *baseline* e *Derated B*, comparados aos valores de potência com a utilização da emulsão B. Os resultados mostram uma redução de 18% em média na potência, com a utilização da emulsão B em relação ao Diesel Euro IV na condição *baseline* – sem redução de débito de combustível, ou seja potência original com Diesel Euro IV puro.

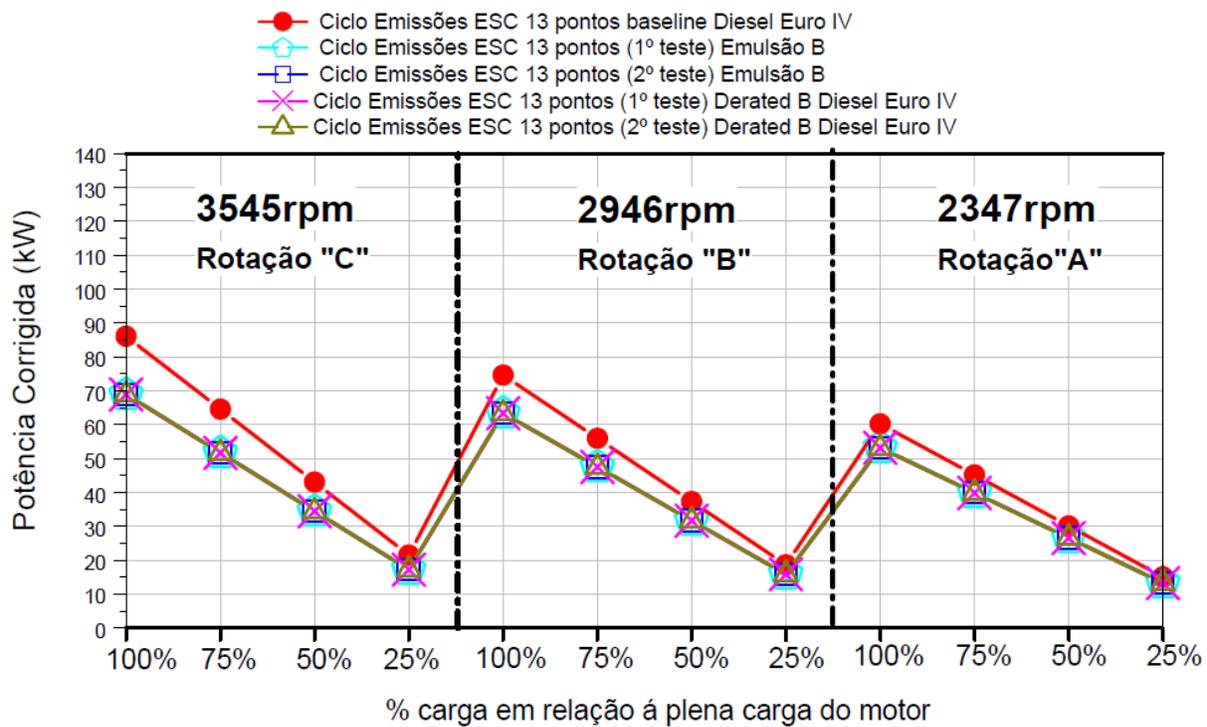


Figura 5.29 – Valores de potência corrigida alcançados nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

A figura 5.30 mostra que o consumo específico de combustível para a emulsão B aumentou em média 18%. Conforme apresentado no item 5.2, o cálculo do consumo específico considera a potência, desta forma, diminuindo a potência, o consumo específico aumenta. A comparação da condição *Derated B* com a condição *baseline* de referência sem redução de débito de combustível, não mostra esta tendência, porque, para a condição *Derated B* reduziu-se quantidade de combustível e potência ao mesmo tempo, logo obtendo-se valores de consumo específico de combustível semelhantes.

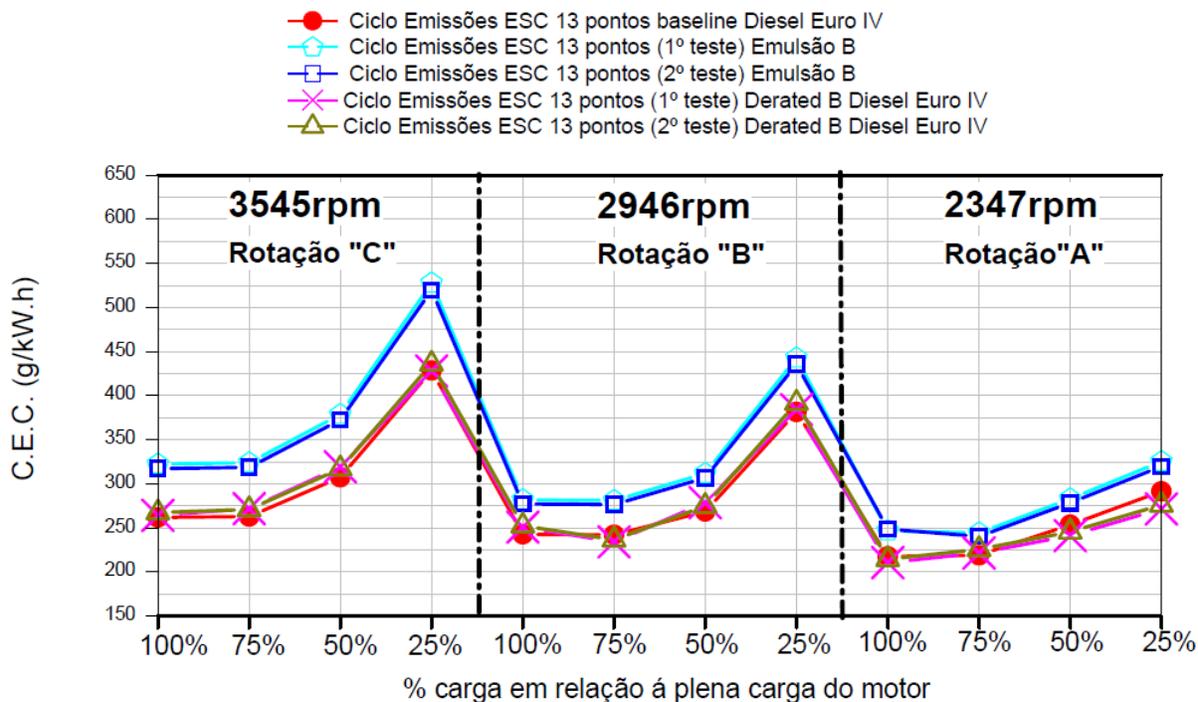


Figura 5.30 – Valores de consumo específico de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Para melhor compreensão dos resultados de consumo específico de combustível do motor, a figura 5.31 apresenta os valores de consumo de combustível do motor, para cada um dos pontos de emissões acima (12 pontos ciclo ESC), o ponto de marcha-lenta é excluído por sua baixa representatividade.

Na figura 5.31, as linhas rosa e marrom são consumo de combustível do motor com Diesel Euro IV nas mesmas condições de potência e torque alcançadas com a emulsão B, denominada Diesel *Derated* B, as linhas azul escuro e azul claro são consumo de combustível do motor funcionando com emulsão B. Logo o motor consome mais combustível com a emulsão B do que com Diesel Euro IV para atingir os mesmos valores de torque e potência. A linha vermelha é a condição de referência do motor operando com Diesel Euro IV sem emulsão, denominada *baseline* em maior potência do que funcionando com emulsões e do que na condição Diesel Euro IV *Derated* B.

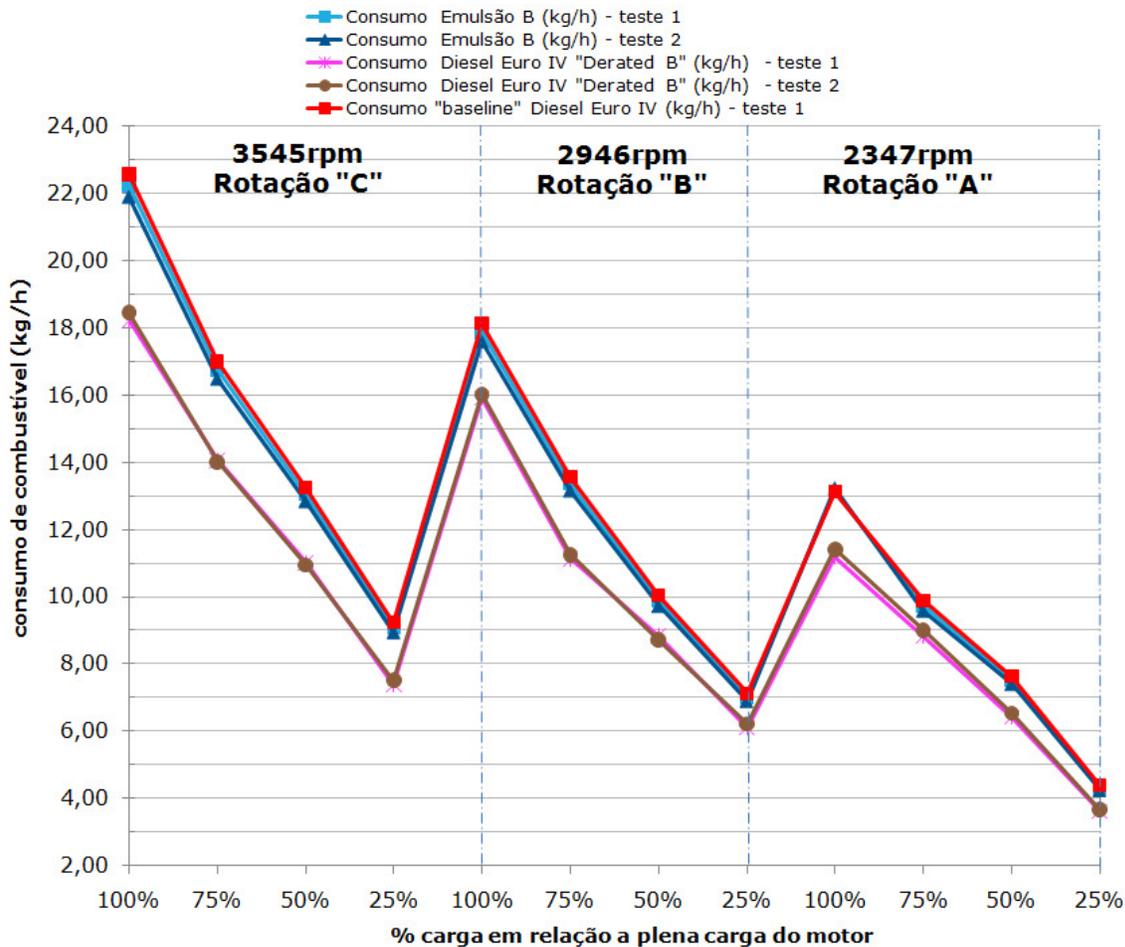


Figura 5.31 – Valores de consumo de combustível nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Os parâmetros de referência de calibração do motor como ponto de injeção principal, ponto de pré-injeção de combustível em função do ângulo do virabrequim e pressão de injeção, permaneceram inalterados com a emulsão B, devido a sua densidade muito próxima a do Diesel, conforme mostram as figuras 5.32 e 5.33. Ou seja com densidade próxima a do diesel as válvulas controladores de volume e pressão, da bomba de alta pressão do sistema de injeção, controlam facilmente os parâmetros de calibração do motor descritos no início deste parágrafo.

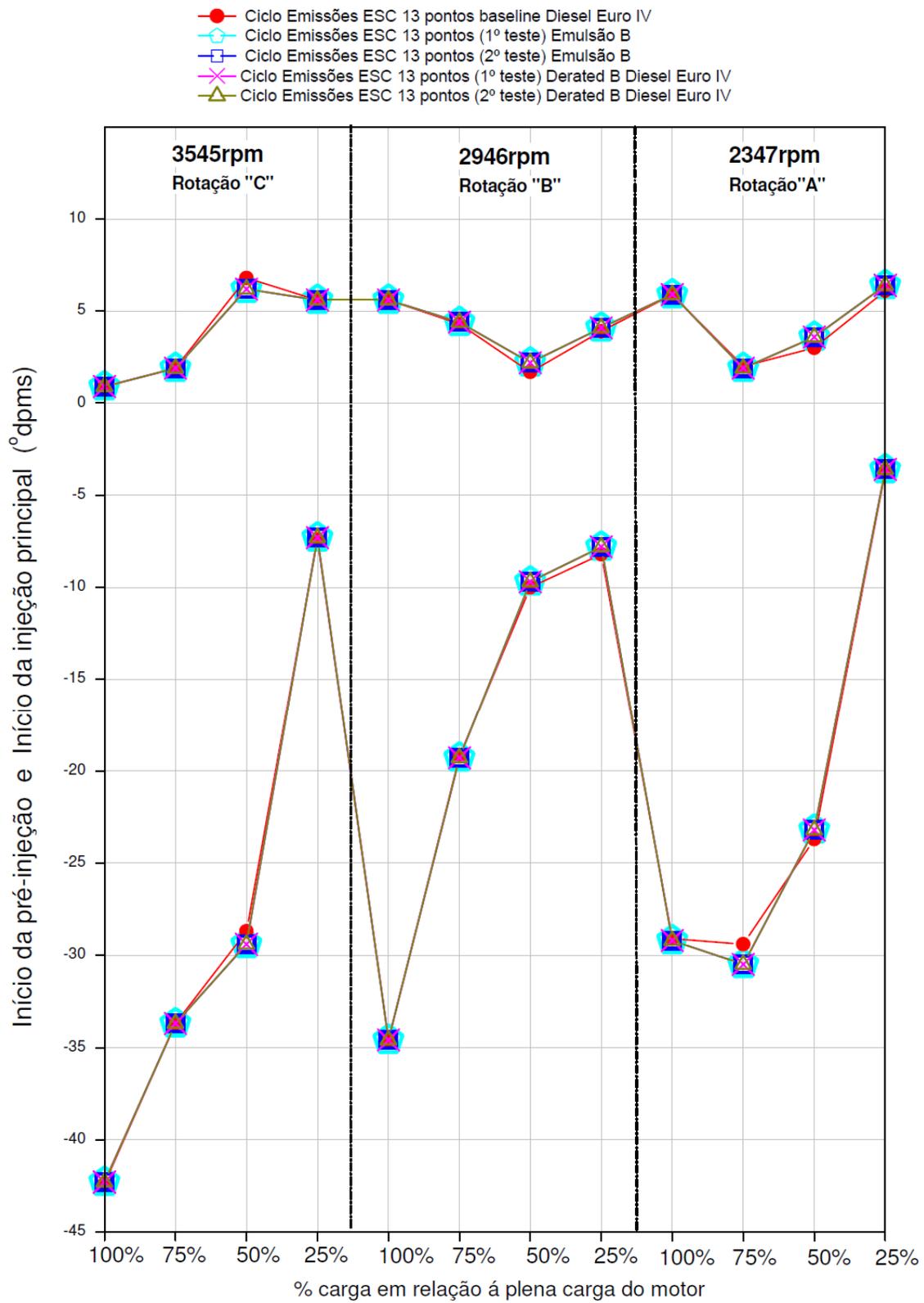


Figura 5.32 – Valores do ponto da injeção principal e pré-injeção em função do ângulo do virabrequim nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV. A linha inferior mostra o

ponto da pré-injeção em relação ao PMS e a linha superior o ponto da injeção principal em relação ao PMS. Referência °DPMS

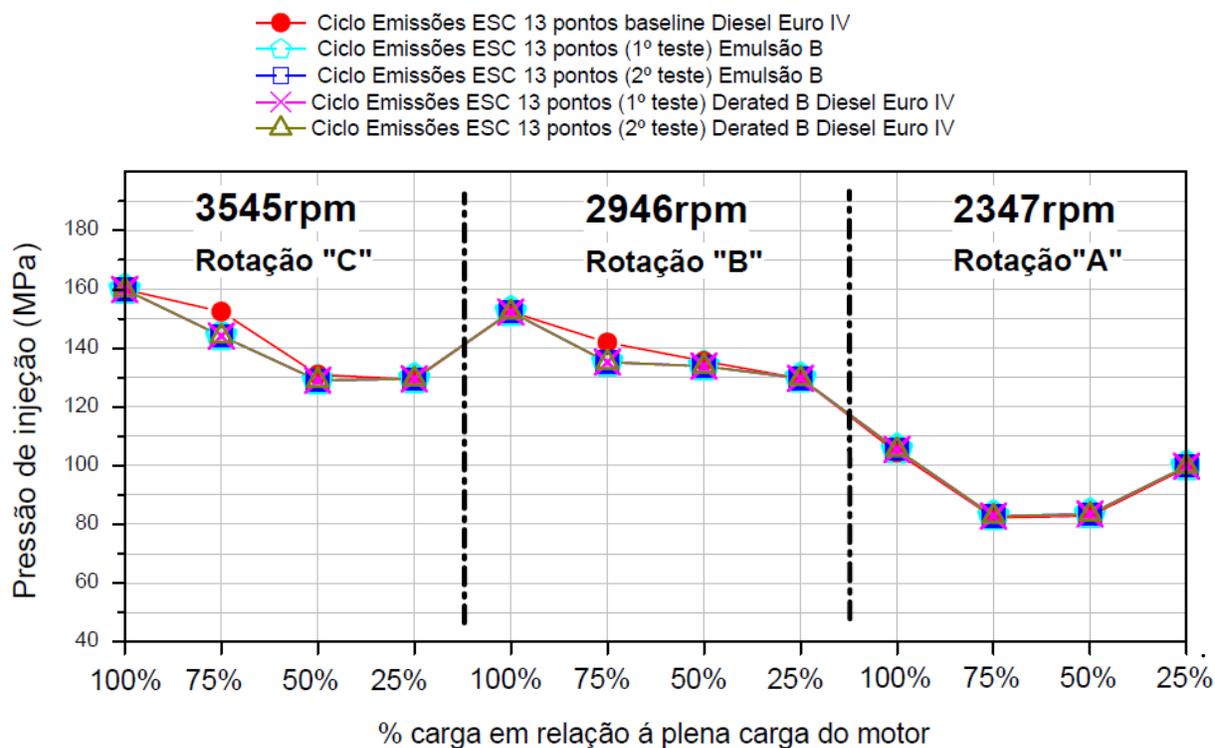


Figura 5.33– Valores de pressão de injeção nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

A pressão desenvolvida pela combustão no interior do cilindro (valor de pico) foi medida pelo sensor piezo elétrico montado no cabeçote do motor, conforme detalhado no item 4.3 em procedimentos. A figura 5.34 mostra que houve uma redução do valor médio da pressão de combustão de 8% para a emulsão B. A redução da pressão de combustão é consequência do menor poder calorífico das emulsões.

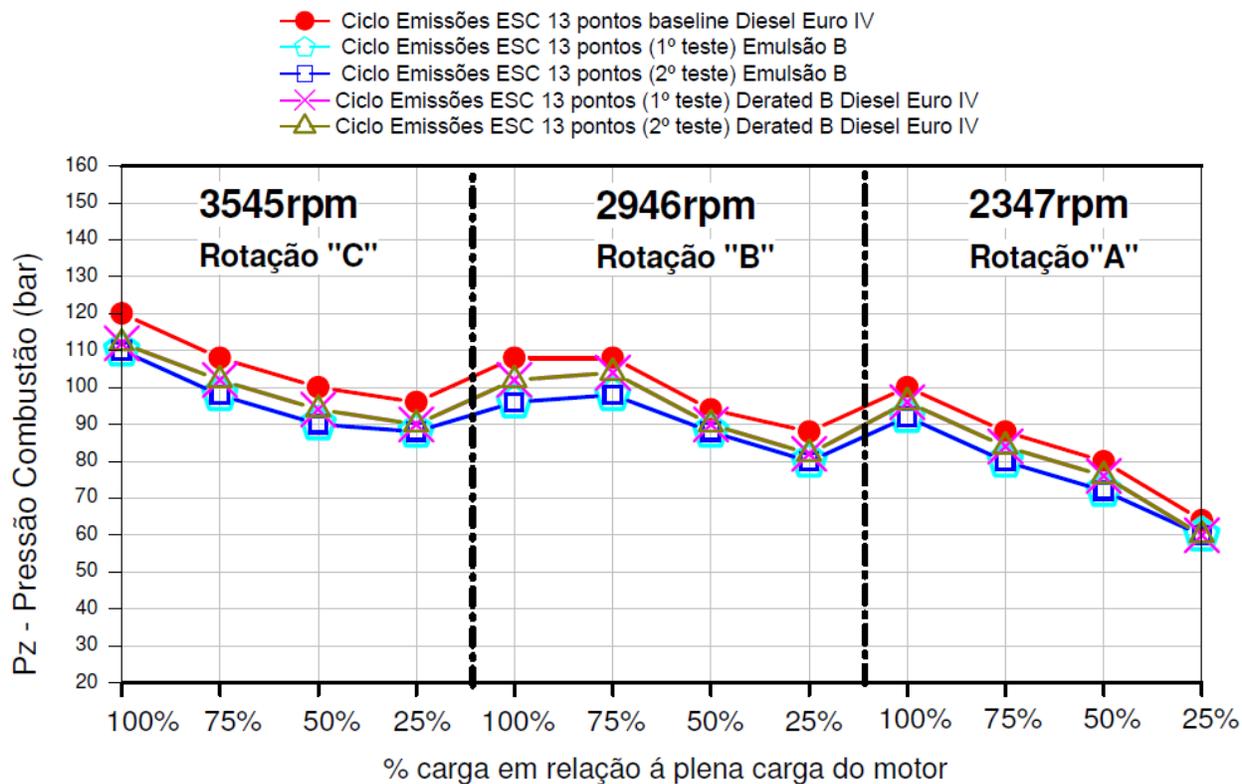


Figura 5.34– Valores de pressão de combustão mensurados nos ensaios de emissões com emulsão B e Diesel Euro IV.

Ainda para a emulsão B apenas e Diesel Euro IV, foi mensurada a taxa de liberação de calor total versus ângulo do virabrequim baseado nos valores de pressão de combustão em função do ângulo do virabrequim conforme explicado no item 4.3 em Procedimentos , mostrados a partir do item 5.4.

5.5. Comparativo das taxas de liberação de calor: emulsão B e Diesel Euro IV.

Conforme reportado pelos trabalhos de Armas *et. al.* (2005), Ghojel *et. al.* (2006), Velji *et. al.* (1995) e Musculus *et. al.* (2002), a menor pressão de combustão desenvolvida no cilindro associada ao menor poder calorífico das emulsões, resulta em taxa de liberação de calor total menor para a emulsão B comparada ao Diesel Euro IV *baseline*, ou seja, com potência original – figuras 5.35 á 5.38.

A figura 5.35 a seguir mostra redução de 14% na taxa de liberação total para emulsão B no ponto A100% do ciclo ESC de emissões:

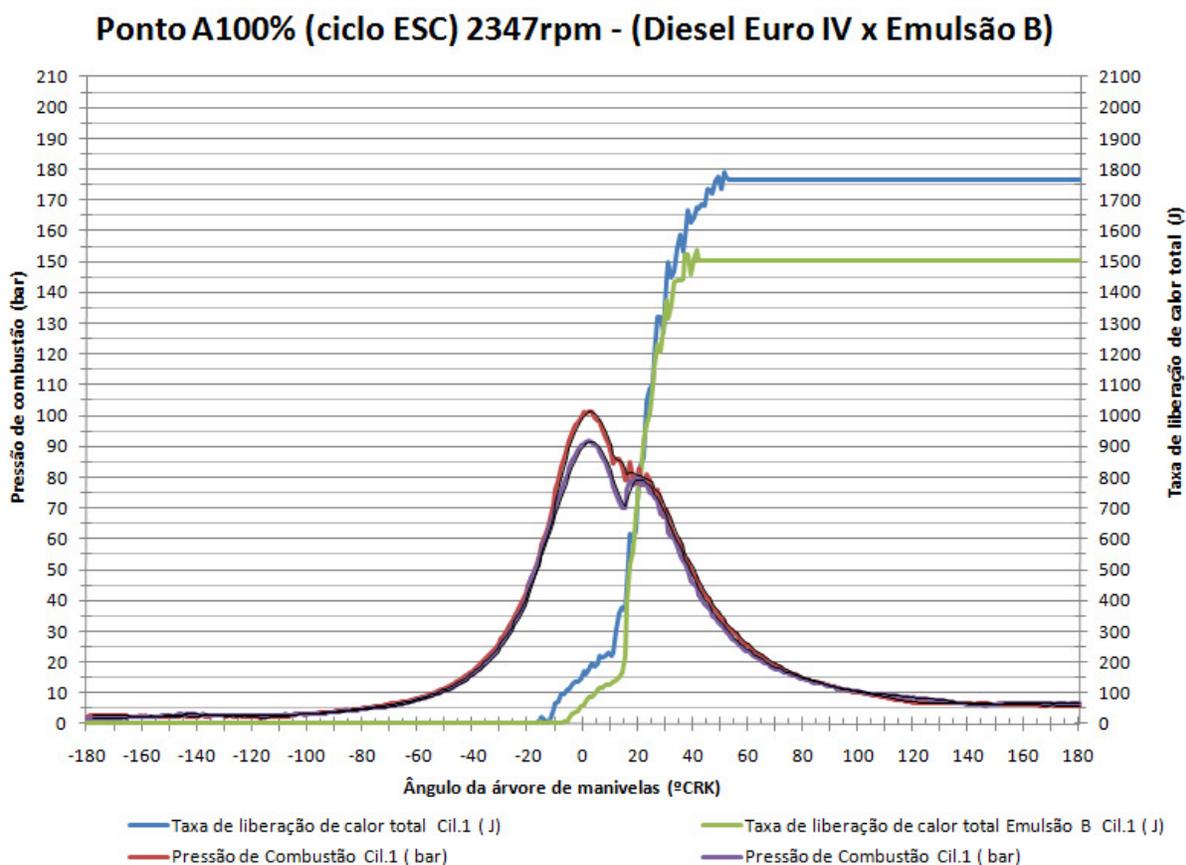


Figura 5.35 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente com emulsão B e Diesel Euro IV.

A figura 5.36 a seguir mostra redução de 20% na taxa de liberação total para emulsão B no ponto A75% do ciclo ESC de emissões:

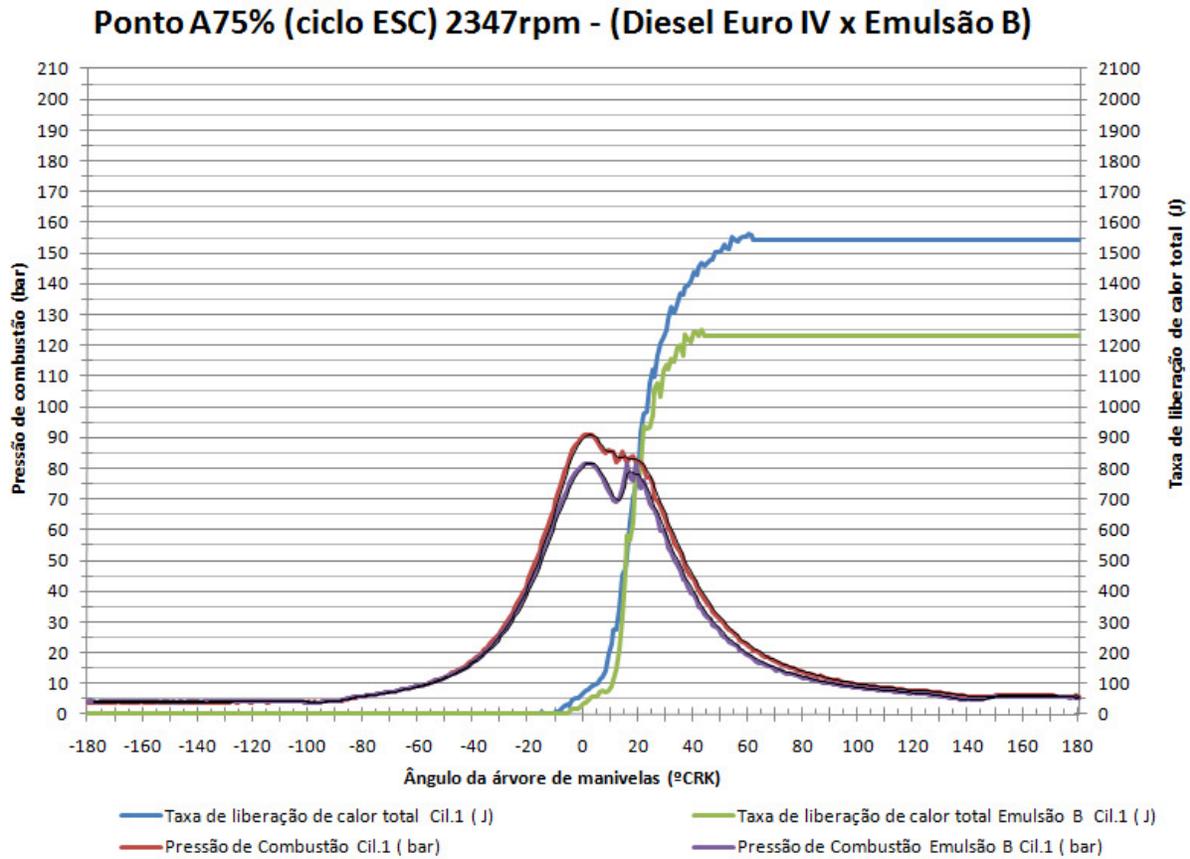


Figura 5.36 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.

A figura 5.37 a seguir mostra redução de 24% na taxa de liberação total para emulsão B no ponto A50% do ciclo ESC de emissões:

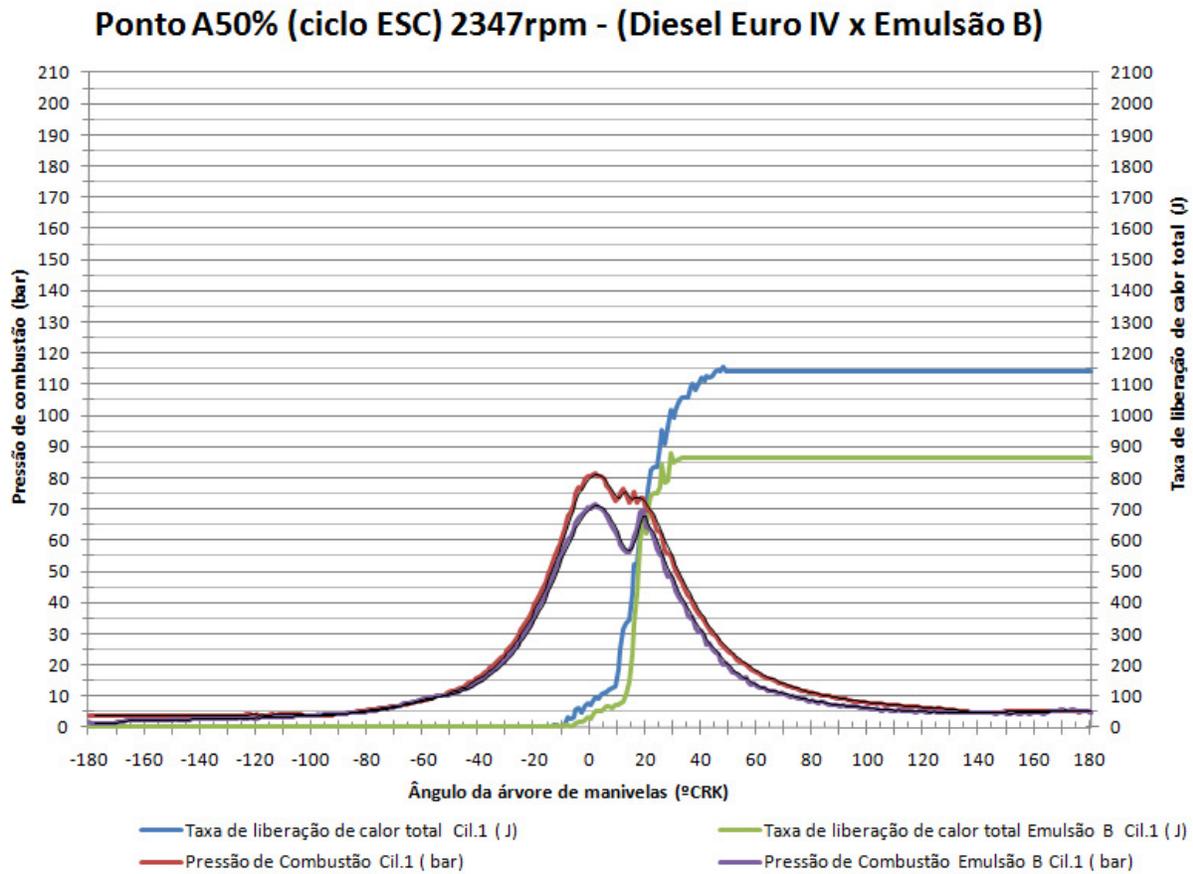


Figura 5.37 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.

A figura 5.38 a seguir mostra redução de 20% na taxa de liberação total para emulsão B no ponto A25% do ciclo ESC de emissões:

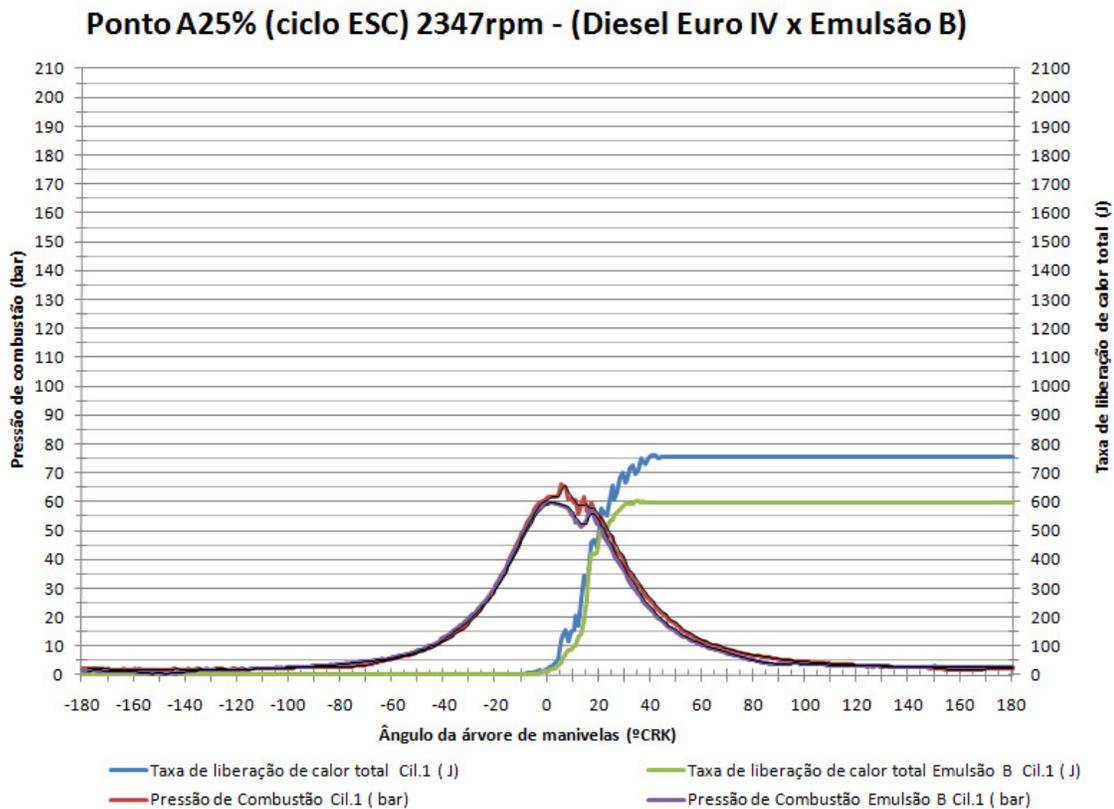


Figura 5.38 – Valores de pressão de combustão vs. ângulo do virabrequim com taxa de liberação de calor total correspondente, com emulsão B e Diesel Euro IV.

5.5.1. Discussão dos resultados de taxa de liberação de calor para emulsão B e Diesel Euro IV.

O trabalho de Callahan *et. al.* (1985), mostra de forma muito didática, como interpretar dados de taxa de liberação de calor totais de dois combustíveis bem distintos entre si. Neste trabalho observa-se que para uma mesma potência atingida, os valores totais de taxa de liberação de calor devem ser bem semelhantes.

Nas figuras 5.35 a 5.38, comparou-se o motor funcionando com Diesel Euro IV puro em condições originais de potência, *baseline*, sem redução de débito de combustível e conseqüente potência, com o motor funcionando com emulsão B atingindo potência menor. Obteve-se taxas de liberação de calor distintas uma vez que as potências eram diferentes, Diesel Euro IV *baseline*

com maior potência que motor funcionando com emulsão B. Concordante com a afirmação de Callahan *et. al.* 1985, potências iguais, taxas de liberação de calor total iguais, potências distintas taxas de liberação de calor total distintas.

Ainda as figuras 5.35 á 5.38 mostram o provável efeito de retardo da ignição na curva de pressão de combustão em quatro pontos de carga distintos para a rotação de 2347rpm do ensaio de emissões. Observa-se no funcionamento com a emulsão B, a formação de dois picos com um vale pronunciado entre eles: um primeiro pico de compressão e devido a “demora” na ignição da emulsão em relação ao Diesel, o pico de combustão ocorre em faixa próxima de pressão de combustão, porém mais tardiamente na escala de tempo em ângulo de virabrequim.

No ponto de 25% de carga, figura 5.38, este vale é bem atenuado, pois a diferença de torque e potência nesta condição é bem menor que nos outros pontos de 50%, 75% e 100% de carga respectivamente. Note que para o Diesel Euro IV o vale na curva de pressão de combustão não aparece, mas sim apenas uma pequena descontinuidade de amplitude mínima, em algumas rotações e cargas pelo efeito da pré-injeção já presente na calibração.

Com ajuste da calibração, estes valores poderiam ser aproximados com o motor atingindo valores de potência semelhantes ao com Diesel, com prejuízo mínimo em emissões, da ordem de 2% a 3%, devido ao benefício das emulsões combustíveis, conforme reportado por Langer *et. al.* (2001), Ghojel *et. al.* (2006) e Brown *et. al.* (2000).

A redução média de taxa de liberação de calor total nos 12 pontos de emissões e do ponto de potência máxima mensurados foi de 21%. Esta redução é semelhante a redução de 18% na curva de potência do motor funcionando com emulsões em relação ao Diesel nas condições normais de funcionamento, reforçando o exposto no terceiro parágrafo da página anterior.

5.6. Discussão dos resultados de emissões das emulsões 1, A, B e Diesel Euro IV.

Com relação a emissões de poluentes, o conjunto dos resultados obtidos para as emulsões 1, A e B, apresentados neste trabalho, mostram a efetiva diminuição de emissões em relação ao Diesel Euro IV, representada pela redução de NO_x, fumaça e material particulado.

5.6.1. Redução nas emissões de NO_x.

As reduções nas emissões de NO_x obtidas com as emulsões 1, A e B são concordantes com o trabalho de EPA (2002) onde reduções de 1% até 1,5% em emissões de NO_x para cada 1% de água em massa adicionada a emulsão, em diferentes motores com diferentes calibrações e características construtivas. A emulsão utilizada por EPA (2002) possuía 20% de água em massa, semelhante aos 22% de água em massa utilizada nos ensaios para este trabalho.

Outro trabalho com redução semelhante é o de Kjemtrup (2004) utilizando emulsões com 32% em água atingiu reduções de até 35% de NO_x, ou seja reduções de 1% até 1,3% em emissões de NO_x para cada 1% de água presente na emulsão. Ainda Velji *et. al.* (1995) utilizando emulsões contendo 30% de água em peso atingiu reduções de 40% em NO_x, Ishida (1994) obteve reduções de 1% em NO_x para cada 1% de água adicionada ao Diesel, semelhante aos resultados apresentados.

A redução na formação de NO_x, deve-se basicamente ao efeito de vaporização da água e seu efeito de diluição na mistura água e Diesel presentes na emulsão. Este efeito de diluição age no mecanismo térmico de Zeldovich de formação do NO_x, que cresce exponencialmente com a temperatura conforme exposto por Dec (1997), onde reduz-se a formação de NO_x em função da temperatura menor de combustão – figura 2.9 do item 2.4. Logo, observou-se nos resultados deste trabalho, temperatura dos gases de escapamento reduzida semelhante aos trabalhos de Matheaus *et. al.* (2002) e Langer *et. al.* (2001), justificando este fenômeno.

Todos os trabalhos pesquisados, atribuem a redução de NO_x ao seu mecanismo térmico de formação, reforçando sua importância na formação de NO_x. Este mecanismo é atenuado pela água, que age como diluente na redução da temperatura dos gases produzidos pela chama de difusão, reduz assim a formação de NO_x, e estabelece relações quase lineares entre percentual de água adicionada a emulsão e redução percentual nas emissões de NO_x.

5.6.2. Redução nas emissões de fumaça e Material Particulado.

Os resultados de redução de fumaça obtidos com as emulsões 1, A e B são semelhantes aos resultados obtidos por Eckert (2008) e Samec *et. al.* (2002) que observaram reduções de fuligem de até 80% e 75%, com emulsões com 16% e 15% de água respectivamente. Também Ahern *et. al.* (2001) apresentou reduções de fumaça de aproximadamente 2.00 F.S.N para 0.05 F.S.N, ou seja 97,5%, para emulsões com 50% de água.

Ainda Afify *et. al.* (1987) reporta reduções de fumaça de 50% para emulsões contendo 20% a 30% de água. Andrews *et. al.* (1988) com emulsões contendo 10% de água em massa atingiu reduções de fumaça da ordem de 50% e com 20% de água em massa atingiu 75%, semelhantes às apresentadas neste trabalho. Velji *et. al.* (1995), no entanto, verificou reduções de 60% em fumaça utilizando emulsões contendo 30% de água em peso, em contrapartida Sheng *et. al.* (1995) apresentou reduções de fumaça de 30% para emulsões contendo 15% de água em massa em um motor mecânico Diesel V6 de injeção direta, enquanto que Tsukahara (1992) apresentou redução de aproximadamente 42% em fumaça para emulsões com 50% de água em massa.

Observa-se uma redução consistente de fumaça, isto é fuligem ou Material Particulado, neste e em todos os trabalhos discutidos nos parágrafos anteriores, apesar de não ser possível estabelecer uma relação numérica entre adição de água e formação de fuligem, como verificado para as emissões de NOx.

As reduções de material particulado (MP) obtidas com as emulsões A e B respectivamente, em relação ao Diesel Euro IV são semelhantes ao trabalho de EPA (2002) que reporta para emulsões com aproximadamente 20% de água em massa, com a utilização de três motores distintos, reduções da ordem de 30% a 40% em material particulado.

Ainda, Langer *et. al.* (2001) também atingiu reduções de material particulado de 40% utilizando emulsões com 20% de água em massa. Matheaus *et. al.* (2002) atingiu reduções de 36% nas emissões de material particulado em uma das três emulsões estudadas, todas com 20% de água em massa, em um motor Diesel *heavy-duty* seis cilindros em linha, de injeção direta.

Porém, como o sistema de coleta do material particulado, captura todas as partículas retidas no sistema filtrante de coleta do túnel de diluição, seu peso não mostra a redução efetiva de fuligem apresentada nas fotos das figuras 5.17 e 5.28, ou seja, a eliminação das partículas de carbono e cinzas responsáveis pela coloração preta dos elementos filtrantes de papel coletores de

material particulado, mais nocivas a saúde, conforme explanado no item 2.5 na seção Material Particulado.

A redução de fumaça, associada às fotos contidas nas figuras 5.17 e 5.28, mostra a eliminação praticamente completa da fuligem de coloração preta nos filtros de material particulado, tanto para emulsão A que apresentou coloração bege, como para emulsão B que apresentou coloração cinza claro amarronzado.

Esta coloração bege e cinza claro amarronzado, também é reportada por Eckert (2008) nos ensaios com emulsões, pois este trabalho utiliza um sistema de pirometria óptica de duas cores em um motor opticamente acessível, com sonda ótica para medição de concentração de fuligem nos experimentos realizados.

Eckert (2008) nos ensaios com Diesel encontrou uma camada macia de fuligem com coloração preta cobrindo a sonda após funcionamento do motor, no entanto com emulsões com 16% de água em massa aproximadamente, encontrou o que caracterizou como uma poeira fina marrom clara, associando esta, aos aditivos presentes no Diesel base utilizado nas emulsões, isto ainda, segundo Eckert (2008) não pode ser visto devido a grande deposição de fuligem quando operando com Diesel puro.

Este fato é uma importante evidência que as emulsões de água em óleo Diesel, após combustão apresentam uma coloração característica e ausência praticamente dos elementos de fuligem de coloração negra, mostrando que o método de pesagem é em parte insuficiente para a real avaliação da redução de fuligem contida no material particulado.

Como a formação de fuligem inicia-se no período de queima de pré-mistura da combustão rica em combustível, com taxas de equivalência da ordem de três e quatro, esta leva a formação de hidrocarbonetos policíclicos aromáticos, percussores da fuligem e material particulado, que crescem e aumentam sua concentração em certa faixa de temperatura e numa taxa de equivalência rica em combustível um pouco superior a dois, conforme diagrama ϕ -T desenvolvido por Akihama *et. al.* (2001) mostrado na figura 2.11 do item 2.5. A fuligem forma-se dos produtos parcialmente queimados desta combustão, enquanto a maioria da fuligem é queimada junto com o combustível, a fração não queimada torna-se material particulado nas emissões dos gases de escapamento.

De acordo com Siebers (1998), (1999) e (2001), o comprimento sem chama ou *flame lift-off length* é a distância entre o orifício do injetor e o ponto no eixo do spray onde a concentração de

radicais OH aumenta drasticamente, este é de grande importância no mecanismo de formação, crescimento e oxidação de fuligem.

Verificou-se, ainda, que o comprimento sem chama diminui de maneira não-linear com o aumento da temperatura e densidade na câmara de combustão. O comprimento sem chama é importante para a mistura ar-combustível antes do início da combustão dentro do jato de spray de combustível. Por fim, Siebers (1998), (1999) e (2001) foi capaz de determinar reduções de fuligem em comprimentos sem chama maiores e mais frios.

Segundo mensurado por Musculus *et. al.* (2002) em motor opticamente acessível, os comprimentos sem chama ou *flame lift-off length* aumentam para emulsões com 20% de água em relação ao Diesel, logo formam-se misturas menos ricas em combustível, isto é com taxas de equivalência menores que dois, no comprimento sem chama, este fato concorda com as conclusões de Siebers *et. al.* (2001) e resultados de ensaios com emulsões de Matheaus *et. al.* (2002) associando-se aos maiores comprimentos sem chama a menor formação de fuligem e conseqüente material particulado com emulsões também com 20% de água.

Então, a introdução de água reduz as quantidades de combustível e evita áreas com taxas de equivalência entre três e quatro durante o período de combustão de pré-mistura, assim, admite-se mais ar nesta região, com um ambiente menos rico em combustível, logo áreas com taxas de equivalência maiores que dois não existem mais.

Logo, as emulsões de água em óleo Diesel combustível deverão ter misturas com taxas de equivalência menores que 2 no jato, devido à adição de água, com produtos da combustão da zona de pré-mistura produzindo menores precursores da formação de fuligem e conseqüentemente material particulado.

Os precursores de fuligem e oxidação das partículas de fuligem devem ser melhorados com a adição de água no Diesel nas emulsões. Roberts *et. al.* (2005) investigou essa influência, quando executou experimentos com queimadores simples, investigou chamas com e sem a adição de água, com a utilização ainda um mecanismo detalhado de formação e oxidação de fuligem, comparando os resultados calculados via mecanismo com os resultados dos experimentos.

Concluiu que o mecanismo detalhado não foi capaz de reproduzir as tendências obtidas experimentalmente quando se aumentava a quantidade de água. Porém, depois de aumentar a taxa de reação para oxidação do benzeno pelo radical OH, Roberts *et. al.* (2005) obteve uma correlação considerável. A oxidação dos precursores de fuligem e crescimento de espécies C_2H_2 e

de partículas de fuligem por radicais OH é levada em conta na maioria dos modelos e teorias presentes até hoje na formação de fuligem e conseqüentemente material particulado.

Outro fenômeno associado a redução de fuligem e material particulado utilizando macroemulsões combustíveis, em alguns trabalhos pesquisados como: Brown *et. al.* (2000), Sheng *et. al.* (1995), EPA (2002), Kadota (2002) e Ueno *et. al.* (2003) são as micro explosões.

Neste caso admite-se instantânea vaporização das gotículas de água contidas na gotícula de combustível, a medida que o combustível é exposto a temperatura crescente dentro do cilindro durante a injeção. Uma vez que a temperatura média da gotícula de combustível aumenta acima do ponto de ebulição da água, a água rápida e violentamente evapora quebrando a gotícula em gotículas menores, resultando em uma mais completa vaporização e mistura turbulenta do combustível emulsionado, conforme ilustrado na figura 5.39.

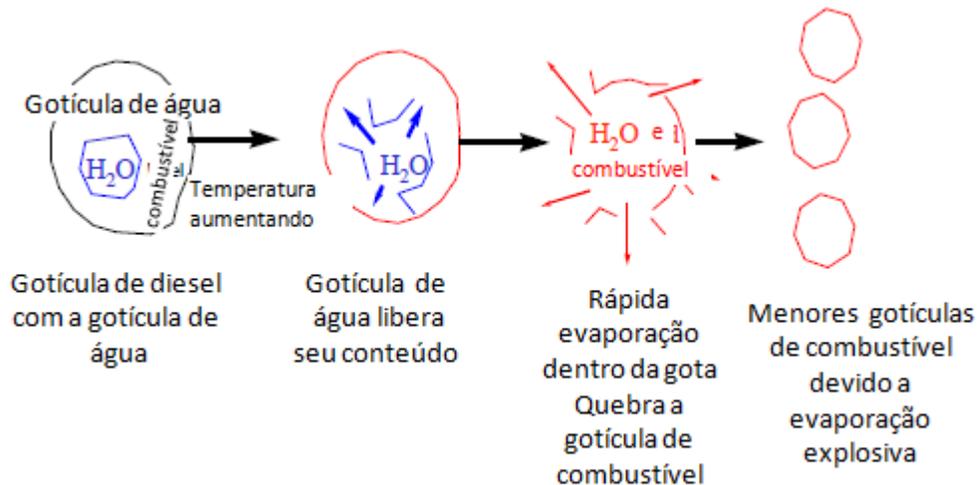


Figura 5.39 – Ilustração do fenômeno de micro explosões em macro emulsões de água dispersa em Diesel.Figura traduzida de Brown *et. al.* (2000).

Outro fenômeno que pode ocorrer dentro das micro explosões é o chamado estado de superaquecimento das gotículas de água citado por EPA (2002), Samec *et. al.* (2002) e Kadota (2002). Estes autores baseiam-se no fato da temperatura no interior da câmara de combustão, ter uma influencia importante na ocorrência e força das explosões, se estas estiverem submetidas a uma temperatura ideal, quando atingem este estado de superaquecimento evaporam-se e explodem simultaneamente. No entanto se a temperatura na câmara de combustão não é suficientemente alta, devido às forças intermoleculares da água, a água nas gotículas de emulsão irá evaporar-se antes de aquecer-se resultando na não ocorrência de micro explosões.

Neste caso das micro explosões, Musculus *et. al.* (2002) em um motor opticamente acessível, não encontrou evidências da ocorrência deste fenômeno em motores de combustão interna ciclo Diesel, creditando aos outros fatores aqui expostos a redução de fuligem e material particulado com a utilização de emulsões.

Para melhor visualizar o descrito nos parágrafos anteriores, a figura 5.40, mostra a combustão com dados reais e simulados, de 8° antes do PMS (sinal negativo) até 20° após o PMS (sinal positivo) plotada por Eckert (2008) no diagrama ϕ -T inicialmente criado por Akihama *et. al.* (2001) para emulsões com aproximadamente 16% de água em Diesel – na figura a coloração cinza é emulsão e a coloração preta é Diesel.

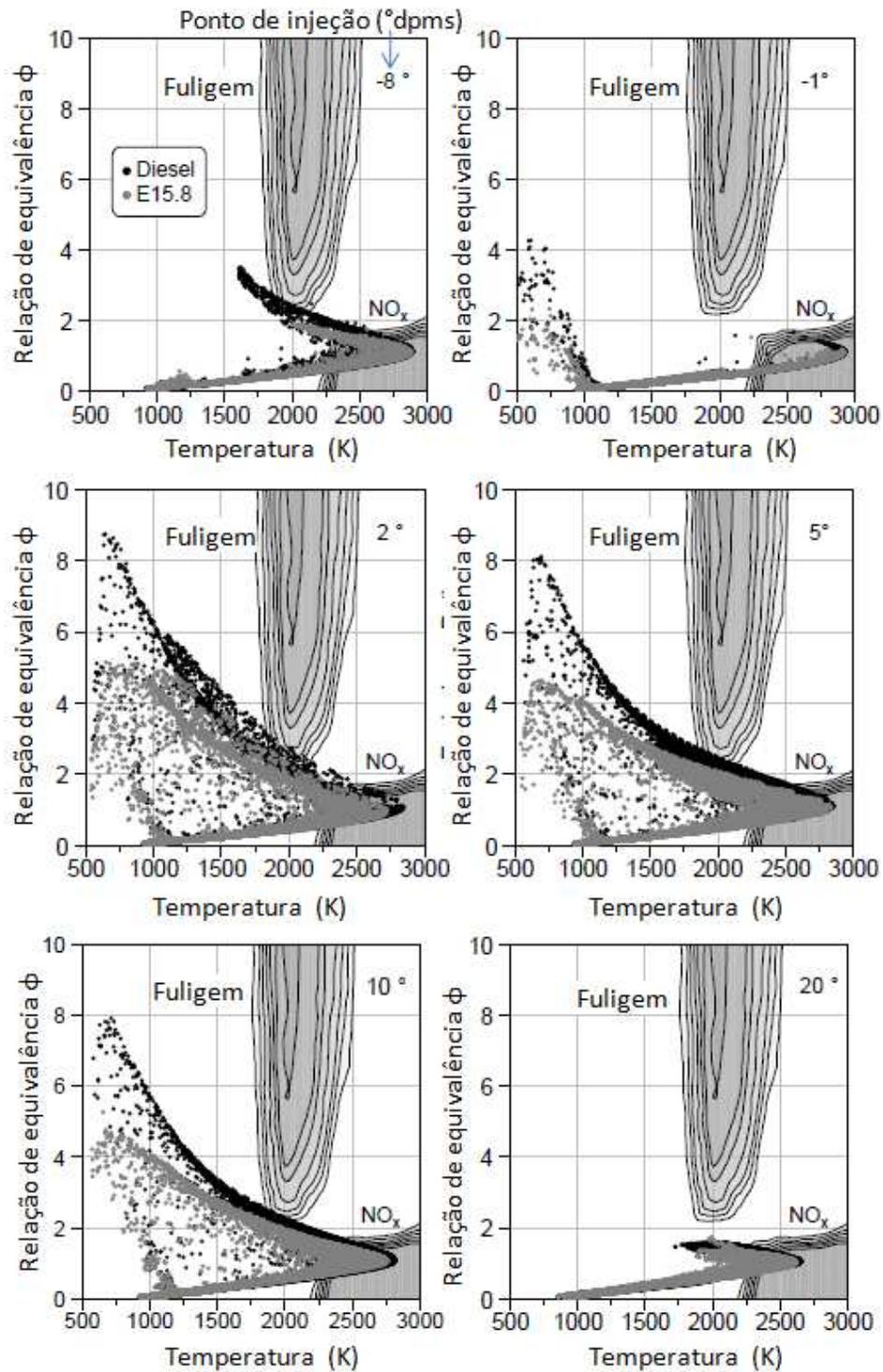


Figura 5.40 – Comportamento da emulsão com aproximadamente 16% de água em massa em relação ao Diesel para o diagrama, para uma pressão de injeção de 1200bar. Figura traduzida de Eckert (2008).

A figura 5.40, é composta por seis diagramas ϕ -T iguais concebidos por Akihama *et. al.* (2001), mostram concentração de fuligem, isto é MP, e concentração de NOx em função de taxa de equivalência e temperatura na combustão. Dependendo da taxa de equivalência e temperatura na combustão de um motor com um determinado combustível, e do tempo de permanência na combustão em cada região da figura de Akihama *et. al.* (2001), forma-se mais ou menos NOx e MP. Regiões acima de 2200K e com taxas de equivalência menores que dois, começam a formar NOx, formando altas concentrações acima de 2300K na mesma faixa de taxa de equivalência. A formação de fuligem por sua vez, começa a ocorrer apenas entre 1600K e 2500K, com taxas de equivalência sempre superiores a dois. Ainda segundo a figura 5.40, o crescimento da concentração de fuligem, isto é MP, se dá na faixa de temperatura entre 1700K e 2200K porém em taxas de equivalência entre três e quatro.

Com os dados que Eckert (2008) plotou na figura 5.40, mostra-se o efeito das emulsões com 16% de água no diesel, na combustão. A combustão com emulsões ocorre em regiões com taxas de equivalência menores, formando menos fuligem, isto é MP, e em temperaturas de combustão mais baixas das emulsões em relação ao diesel, formando menos NOx. Isto é verificado na figura que ilustra a combustão a 2° após o ponto morto superior, aonde nota-se diferença de temperatura na combustão do diesel de aproximadamente 2900K contra 2700K da emulsão.

5.6.3. Atenuação do compromisso NOx e Material Particulado.

Verifica-se redução simultânea de NOx e material particulado com a utilização de emulsões de água em óleo Diesel como combustível, o compromisso ou *trade-off* entre NOx e material particulado é atenuado de forma muito significativa. Na figura 5.41 esta tendência é mostrada, o que anteriormente era uma curva de formato assintótico torna-se praticamente uma reta, conforme reportado por outros autores como Langer *et. al.* (2001), Andrews *et. al.* (1988), Nadeem *et. al.* (2006) e Eckert (2008).

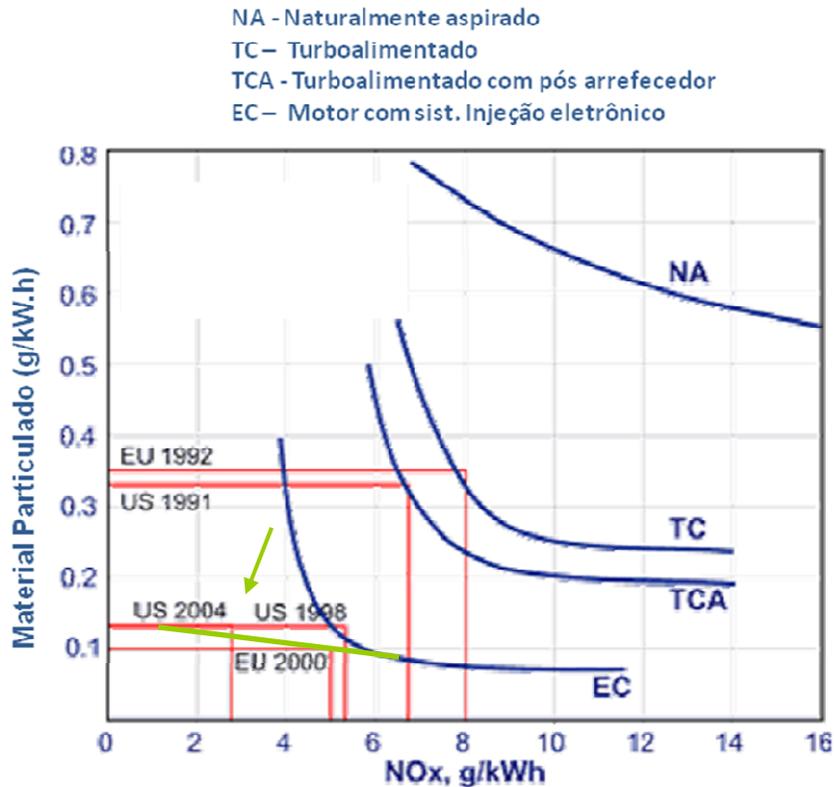


Figura 5.41– Compromisso entre NOx e material particulado em motores Diesel – em verde seta indicando tendência de atenuação do compromisso NOx e Material Particulado (MP) - também em verde - com a utilização de emulsões.

5.7. Outras observações relevantes dos ensaios realizados com emulsões.

Observou-se nos ensaios realizados aumento nas emissões de CO da ordem de 4 vezes para emulsões 1 e A e de 2 vezes para emulsão B. Foram observados ainda aumentos de 2 vezes para emissões de HC utilizando as emulsões 1, A e B. Estes aumentos foram observados também em boa parte dos trabalhos pesquisados pelo autor desta dissertação, como EPA (2002), Musculus *et. al.* (2002), Musculus *et. al.* (2002), Velji *et. al.* (1995), Andrews *et. al.* (1988) e Afify *et. al.* (1987).

Estes aumentos ocorreram em condições onde os parâmetros de calibração, como ponto de pré-injeção e injeção principal, pressão de injeção entre outros, não foram totalmente otimizados para funcionamento com emulsões, como no caso do presente trabalho.

Segundo o trabalho de Musculus *et. al.* (2002) estes aumentos nas emissões de CO e HC podem ser gerados pelos maiores comprimentos líquidos de penetração ou *liquid length* determinados com emulsões com 20% de água em massa, o que provoca o chamado *wall wetting* ou umedecimento da parede da câmara de combustão e parede dos cilindros.

Neste fenômeno, segundo Musculus *et. al.* (2002) uma vez que o combustível líquido em gotículas foi depositado nas paredes da câmara de combustão, fica difícil sua evaporação, misturar-se com o ar e queimar-se por completo. Quando o comprimento líquido de penetração ultrapassa a distância do injetor até as superfícies no cilindro (isto é câmara de combustão e paredes do cilindro), este fenômeno ocorre.

Outro fato que explica o aumento nas emissões de HC, é que existe uma tendência natural com diesel puro de maiores emissões de HC em cargas parciais e em condições de retardos de ignição maiores, conforme exposto no item 2.2.3, e observado nos ensaios com emulsões. Com a otimização da calibração do motor, este aumento de HC provavelmente desapareceria.

No entanto, estes aumentos nas emissões de CO e HC, se ocorrerem, podem ser eliminados utilizando-se conversores catalíticos de oxidação ou *Diesel Oxidation Catalyst*, que, são muito efetivos na redução de CO e HC, com a utilização de emulsões sem recalibração do motor com a combinação das duas tecnologias, conforme apresentado nos ensaios dos trabalhos de Brown *et. al.* (2000) e Langer *et. al.* (2002).

É importante considerar ainda o fato de que o motor Diesel possui, torque elevado em baixas rotações, e uma redução de desempenho como a encontrada com a emulsão B não afetaria de forma drástica a dirigibilidade do veículo e sua capacidade de trabalho com médias cargas (passageiros e carga).

Conforme descrito anteriormente no item 4.3 em Procedimentos, as condições de funcionamento *Derated A* e *Derated B* com potência reduzida com Diesel Euro IV foram preparadas para comparação com as emulsões combustíveis, visto que estas apresentaram redução na potência. Uma outra forma de mostrar que o motor funcionando com diesel nas condições *Derated A* e *B* estava nas mesmas condições das emulsões, é via rendimento volumétrico, conforme mostra a tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Rendimento volumétrico para funcionamento com Emulsão e Diesel nas mesmas condições da emulsão.

	η_v - ensaio ESC
Diesel Euro IV "Derated A"	89,7%
Emulsão "A"	90,2%
Emulsão "1"	90,0%
Diesel Euro IV "Derated B"	90,9%
Emulsão "B"	90,7%

Capítulo 6

Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Os resultados apresentados e discutidos no capítulo 5 deste trabalho mostram que a utilização das emulsões 1, A e B de água em óleo Diesel como combustível em motores Diesel resulta em uma significativa redução da emissão de NO_x e MP. Foi observada redução no desempenho devido principalmente a não re-calibração do motor para funcionar com este combustível, de menor poder calorífico e maior ponto de fulgor.

O efeito da adição de água na formação de óxidos de nitrogênio é relativamente lógico, entretanto o efeito na formação e oxidação de fuligem não é tão óbvio. Estas reduções nas emissões de poluentes podem ser atribuídas a fatores como:

A menor temperatura de combustão, provocada pela vaporização da água e diluição da mistura no spray de combustível, que leva a formação reduzida de óxidos de nitrogênio via mecanismo térmico de Zeldovich.

Aumentando o conteúdo de água em uma gotícula de emulsão, aumenta o tempo de evaporação. A alta entalpia de vaporização da água reduz a temperatura da gotícula e taxa de evaporação os quais podem ser responsáveis pela redução nas temperaturas de combustão, formadoras de NO_x.

A redução de fuligem pode ser explicada pela ação da água, que age como um diluente no spray de combustível, reduz assim a temperatura dos gases na câmara de combustão e aumenta o comprimento de *lift-off*, antes da formação da chama de combustão. O comprimento de *lift-off* maior, permite que mais ar seja arrastado para o spray e logo para a chama de pré-mistura, reduz assim a taxa de equivalência na chama de pré-mistura, logo esta com taxas de equivalência menores reduz drasticamente o mecanismo pelo qual a fuligem é formada – vide figura 2.9.

Micro explosões foram apontadas em alguns trabalhos como agente redutor de fuligem, porém com as altas pressões de combustão dos motores Diesel modernos de injeção direta como o ensaiado neste trabalho, não parecem ter um impacto decisivo no spray de combustível, pois nenhum dos trabalhos pesquisados pelo autor, que utilizaram motores oticamente acessíveis, mostraram evidências claras de micro explosões na combustão de motores Diesel.

O compromisso entre emissões de NOx e Material Particulado foi atenuado de forma significativa com a utilização de emulsões como combustíveis, conforme mostra a figura 5.41 do item 5.6. Com os resultados alcançados neste trabalho, as emulsões demonstram ser uma das raras estratégias de controle de emissões a reduzir simultaneamente NOx e MP – vide figura 6.1. quebrando um paradigma na calibração de motores diesel o compromisso entre NOx e MP – aumento de NOx com a diminuição do MP e vice-versa.

Das três emulsões ensaiadas a emulsão B apresentou as melhores características de funcionamento, devido sua menor densidade muito próxima a do Diesel Euro IV, com aspecto de viscosidade também muito semelhante ao do Diesel Euro IV e menor redução de poder calorífico em relação ao Diesel Euro IV. No caso de continuidade do presente trabalho esta emulsão B reuniria as melhores características para funcionamento em motor Diesel de injeção direta.

O surfactante, elemento químico que promove a interface e estabilidade entre água e óleo Diesel combustível nas emulsões, não apresentou qualquer alteração significativa com relação a desempenho e as emissões no motor ensaiado.

Com relação ao motor ensaiado com emulsões, nenhum tipo de falha, inclusive do sistema de injeção, foi observada durante os ensaios. Isso foi favorecido pelos valores de lubrificidade melhores que do Diesel combustível.

Abaixo é apresentada a figura 6.1, com os resultados finais de NOx e material particulado globais dos ensaios de emissões realizados, mostrando que um motor Euro III *heavy duty*, se passasse a utilizar emulsões, poderia se enquadrar na fase seguinte de emissões, com limites de NOx e Material Particulado mais severos ou seja Euro IV *heavy duty*. Isso mostra que a um custo baixo relativo ao desenvolvimento de um motor com recirculação dos gases de escape (EGR), tecnologia comum para atingir a fase Euro IV e com pequena penalidade em desempenho, seria possível, apenas, substituindo o combustível e adicionando conversores catalíticos de oxidação, conforme, utilizado em Brown *et. al.* (2000) e um filtro de material particulado no escapamento como os existentes e apresentados nos trabalhos de Johnson (2006) e Kramer *et. al.* (2009),

atender a norma Euro IV de emissões de poluentes. Com a única penalidade de eventual substituição dos mesmos em intervalos de quilometragem pré-determinados pelos fabricantes dos catalisadores.

Ainda utilizando as emulsões combustíveis, o risco de comprometer a durabilidade do motor é baixo, pois a emulsão mantém as gotículas de água dispersas, sem contato direto da água com os componentes internos do motor. Entretanto, no caso de um motor com recirculação dos gases de escape (EGR), todos os seus componentes internos são redimensionados, com a utilização de materiais mais robustos para suportarem a operação em um ambiente com grande concentração de fuligem, além do fato da maior degradação do óleo lubrificante devido a alta concentração destes elementos, provocando menores intervalos de troca, aumentando o custo global (desenvolvimento e manutenção) do motor com EGR em relação ao motor funcionando com emulsões.

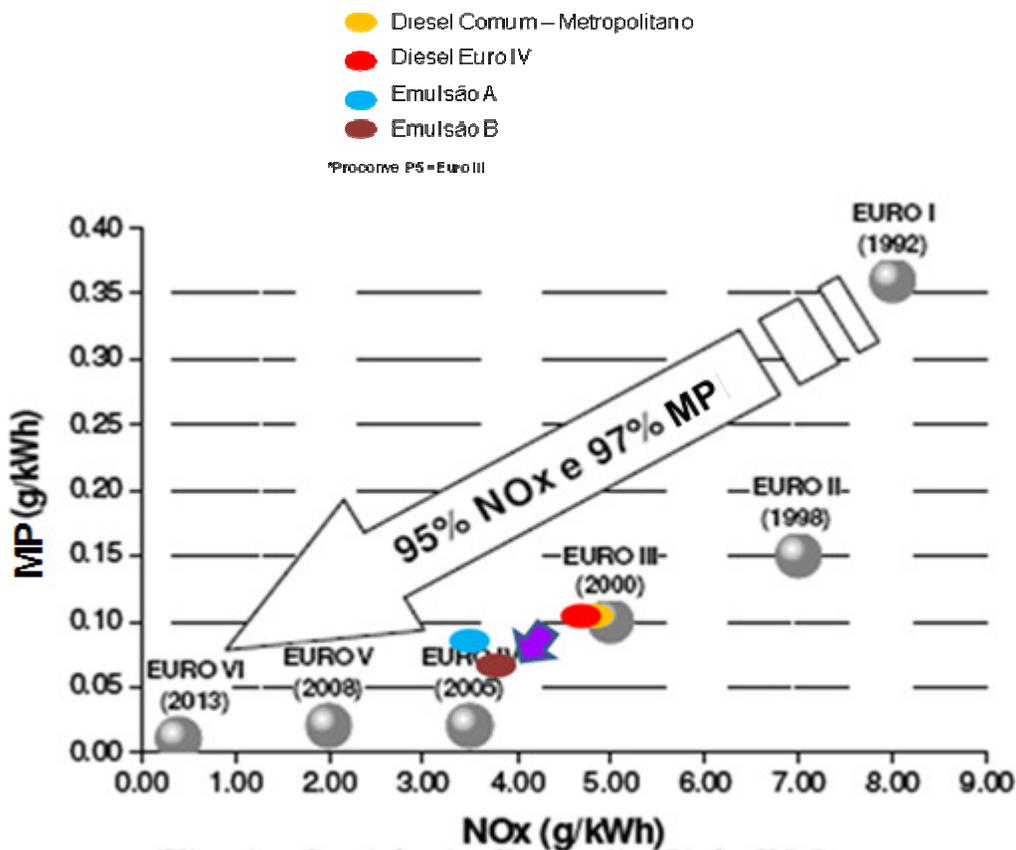


Figura 6.1 – Redução nas emissões de NOx e material particulado e no compromisso NOx – PM, obtidos com as emulsões sem alteração da calibração do motor – vide seta.

Com este trabalho cumpre-se o objetivo de investigar a utilização de emulsões de água em óleo Diesel combustível e seu efeito no funcionamento em motores Diesel de injeção direta, sem alterações na calibração visando aperfeiçoar sua utilização. Os resultados apresentados na figura 6.1 acima, mostram redução simultânea de emissões de NOx e Material Particulado, em ensaios sob ciclo ESC de emissões de poluentes, conforme a norma NBR15634 (2008) determina. Os resultados apresentados neste trabalho são próximos aos observados em diversos trabalhos pesquisados pelo autor sobre este tema. Este trabalho é um passo inicial na busca de soluções de custo reduzido para atender as fases de emissões Euro V e Euro VI.

Uma primeira sugestão para trabalhos futuros seria a utilização de Reologia das emulsões para melhor caracterização das emulsões combustíveis. Desta forma teria-se dados mais precisos e conclusivos sobre tamanho de gotículas e viscosidade das emulsões e até da influencia da viscosidade nas emissões e influência no spray de combustível.

Outra sugestão para trabalhos futuros é a coleta de material particulado com a utilização de outro tipo de equipamento ao invés do túnel de diluição. Em motores Euro V e Euro VI, são utilizados equipamentos denominados micro sensores de fuligem ou *micro soot sensor* utilizado com sucesso por Kramer *et. al.* (2009) inclusive com excelentes correlações existentes com túneis de diluição (equipamentos de medição de MP por peso – sistema gravimétrico) conforme informado em AVL (2004), devido aos níveis extremamente baixos de fumaça e Material Particulados produzidos por estes motores, muito semelhantes as emulsões ensaiadas neste trabalho.

Ainda como sugestão, trabalhos podem ser desenvolvidos preparando-se calibrações para trabalhar com Diesel e emulsões, como ocorre com os carros flex fuel atualmente, que com uma mesma calibração dentro da unidade de comando são capazes de funcionar com os dois combustíveis.

Referências Bibliográficas

AFIFY, E.M., KORAH, N.S., DICKEY, D.W., "The Effect of Air Charge Temperature on Desempenho, Ignition Delay and Exhaust Emissions of Diesel Engines Using W/O Emulsions as Fuel - *SAE Technical Paper Series*", 870555, 1987.

AHERN, B., DJUTRISNO, I., DONAHUE, K., HALDEMAN, C., HYNEK, S., JOHNSON, K., VALBERT, J., WOODS, M., TAYLOR, J., TESTER, J., "Dramatic Emissions Reductions with a Direct Injection Diesel Engine Burning Supercritical Fuel/Water Mixtures - *SAE Technical Paper Series*", 2001-01-3526, 2001.

AKIHAMA, K., TAKATORI, Y., INAGAKI, K., SASAKI, S., DEAN, A., "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature - *SAE Technical Paper Series*", 2001-01-0655, 2001.

ANDREWS, G.E., BARTLE, K.D., PANG, S.W., NUREIN, A.M., WILLIAMS, P.T., "The Reduction in Diesel Particulate Emissions Using Emulsified Fuels - *SAE Technical Paper Series*", 880348, 1988.

ARMAS, O., BALLESTEROS, R., MARTOS F.J., AGUDELO J.R., "Characterization of light duty Diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel – *Fuel no.84*", pgs. 1011-1018, 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS: NBR ISO 1585 – Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência Líquida Efetiva, 26 pgs., 1996.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT ISO/TS 16949: Requisitos para a aplicação da NBR ISO 9001 para organizações de produção Automotiva e peças de Reposição pertinentes. 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO/IEC 17025: Gestão da Qualidade em Laboratórios - Análise e interpretação. 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR15634: Veículos rodoviários automotores – Análise e determinação do gás de escapamento segundo os ciclos ETC, ESC e ELR, 120 pgs., 2008.

ARCOUMANIS C., GAVAISES M., “Linking the nozzle flow with spray characteristics in a Diesel fuel injection system, *Atomization and Sprays*”, vol. 8, pgs. 179-197, 1998.

AVL, “AVL SPC 472 Smart Sampler “ 24.10.2001, pgs. 1-4, AVL List GmbH, 2001.

AVL, “AVL 483 Micro Soot Sensor Product Information” 12.09.2004, pgs. 1-3, AVL List GmbH, 2004.

AVL, “Smoke Value Measurement with the Filter-Paper-Method”, AT1007E, Rev. 02, AVL List GmbH, 2006.

BARANESCU R., CHALLEN B., “*Diesel Engine Reference Book – Second Edition*, SAE International” – 1999.

BAULCH, D.L., DRYSDALE, D.D., HOREN, D.G., LLOYD, A.C., “*Evaluated Kinetic Data for High Temperature Reactions*, CRC Press”, Cleveland, 1973

BAUMGARTEN, C., “*Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Heat and Mass Transfers in Sprays*”, ISBN 3540308350, Springer, Berlin, 2006

BOSCH R. GmbH, “*Diesel Engine Management – Systems and Components – 4th Edition*”, ISBN 0837613531, Bentley Publishers, 2005.

BROWN F.K., CHADDERTON J., DALY, T. D., LANGER, D.A., DUNCAN, D., “Opportunity for Diesel Emission Reductions Using Advanced Catalysts and Water Blend Fuel – *SAE Technical Paper Series*”, 2000-01-0182, 2000.

CALLAHAN T.J., YOST D.M., RYAN T.W., “Acquisition and Interpretation of Diesel Engine Heat Release Data - *SAE Technical Paper Series*”, 852068, 1985.

DEC E. J. “A conceptual model of DI Diesel Combustion Based on Laser Sheet Imaging – *SAE Technical Paper Series*”, 970873, 1997.

DELEBINSKI, T, ECKERT, P., MERKER ET. AL. , G.P., “Optical Investigations of HCCI Two-Stage Ignition using Multiple Injection of Synthetic Fuels, *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*”, ICEF2005-1282, Ottawa, 2005

DIESELNET – www.dieselnet.com.

ECKERT P., “*Numerical and Experimental Investigation of Water Introduction into DI Diesel Engine Combustion*, Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH)”, Alemanha, 2008. 129p. Tese (Doutorado).

EPA2002, “Impacts of Lubrizol’s PuriNOx Water/Diesel Emulsion on Exhaust Emissions from Heavy-Duty Engines – *Draft Technical Report, U.S. Environmental Protection Agency*”, EPA420-P-02-007,”December” 2002.

FLYNN, P.F., DURRETT, R.P., HUNTER, G.L., LOYE, A. O. ZUR, AKINYEMI, O.C., DEC, J.E., WESTBROOK, C.K., “Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation, *SAE Technical Paper Series*” - 1999-01-0509, 1999

GHOJEL J., HONNERY D., KHALED A.K., “Desempenho, emissions and heat release characteristics of direct injection Diesel engine operating on Diesel oil emulsion - *Applied Thermal Engineering* number 26 (2006) - pages 2132-2141”

GLASSMAN I., YETTER A.R. “*Combustion – Fourth Edition – Academic Press*” 2008

HENNINGSSEN S. 1994: “Influence of the Fuel Injection Equipment on NO_x Emissions and Particulates on a Large Heavy-Duty Two-Stroke Diesel Engine Operating on Water-in-Fuel Emulsion – *SAE Technical Paper Series*” 941783, 1994.

HEYWOOD J.B.: “*Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc.”, 1988.

HOLTBECKER R., GEIST M., “Exhaust emissions reduction technology for Sulzer Marine Diesel engines: General aspects – Wartsila NSD Switzerland Ltd. Winterhur, Switzerland, July 1998”.

HUSTED, H., KRUGER, D., FATTIC, G., RIPLEY , G., KELLY E., “Cylinder Pressure-Based Control of Pre-Mixed Diesel Combustion - *SAE Technical Paper Series*”, 2007-01-0773, 2007.

ISHIDA, M., CHEN, Z.L., “An Analysis of the Added Water Effect on NO Formation in D.I. Diesel Engines - *SAE Technical Paper Series*”, 941691 1994.

KADOTA, T., YAMASAKI, H., “Recent advances in the combustion of water fuel emulsion, *Progress in Energy and Combustion Science*”, vol. 28, pgs. 385-404, 2002.

KJEMTRUP N., AABO A., “Latest on Emission Control, Water Emulsion and Exhaust Gas Recirculation, *CIMAC Congress Paper no. 126*”, Kyoto, 2004.

KRAMER J., PFAHL U., BRUESTLE C., DIEWALD R. , HUNTER G., “The PM-Metalit: A PM control technology for Tier 4 Off-Highway Applications - *SAE Technical Paper Series*”,2009-01-2838, 2009.

KÜHNSBERG-SARRE, C. VON, KONG, S.-C., REITZ, R.D.:, “Modeling the effects of injector nozzle geometry on Diesel sprays - *SAE Technical Paper Series* “ -1999-01-0912, 1999

JOHNSON T. V., Diesel Emission Control in Review - *SAE Technical Paper Series* “ 2006-01-0030, 2006.

LOURENÇO A.A. DE M., SPERL A. , PORCINO L.P. : O Emprego de Ferreamentas Estatísticas de Modelamento no Desenvolvimento de Combustão em Motores Diesel – Congresso SAE Brasil 2008 - “*SAE Technical Paper Series*” - 2008-36-0103, 2008.

LANGER, D.A., PETEK, N.K., SCHIFERL, E.A.,”Maximizing the Effectiveness of Water Blended Fuel in Reducing Emissions by Varying Injection Timing or Using After-Treatment Device - *SAE Technical Paper Series*” - 2001-01-0513, 2001.

MATHEAUS, A.C., RYAN, T.W., DALY, D., LANGER, D., MUSCULUS, M.P.B., “Effects of PuriNOx® Water-Diesel Fuel Emulsions on Emissions and Fuel Economy in a Heavy- Duty Diesel Engine, *SAE Technical Paper Series*” 2002-01-2891, 2002

MERKER P.G., SCHWARZ C. SITESCH G., OTTO F. – “*Simulating Combustion for Engine Development*” – Ed. Springer – 2006

MILLER, C.A., SRIVASTAVA, R.K., “The combustion of Orimulsion® and its generation of air pollutants, *Progress in Energy and Combustion Science*”., vol. 26, pgs. 131-160, 2000.

MUSCULUS, M.P.B, DEC, J.E., TREE, D.R., DALY, D., LANGER, D., RYAN, T.W., MATHEAUS, A.C., “Effects of Water-Fuel Emulsion on Spray and Combustion Processes in a Heavy-Duty DI Diesel Engine, *SAE Technical Paper Series*” 2002-01-2892, 2002.

MUSCULUS, M.P.B., On the Correlation between NO_x Emissions and the Diesel Premixed Burn, *SAE Technical Paper Series*” 2004-01-1401, 2004

NADEEM M. , RANGKUTI C. , ANUAR K. , HAQ M.R.U. , TAN I.B. , SHAH S.S. , “Diesel engine performance and emission evaluation using emulsified fuels stabilized by conventional and Gemini surfactants, Fuel”, vol. 85, pgs. 2111-2119, 2006.

OLIVEIRA JR., D.P., “Motores de Combustão Interna” – FATEC - Piracicaba – SP, 1997.

ROBERTS, C.E., NAEGELI, D., CHADWELL, C., “The Effect of Water on Soot Formation Chemistry – *SAE Technical Paper Series*” 2005-01-3850, 2005.

SAMEC N., KEGL B., DIBBLE R.W., “Numerical and experimental study of water/oil emulsified fuel combustion in a diesel engine – Fuel” vol.81, pgs.2035-2044, 2002.

SAWA N., KAJITANI S., “Physical Properties of Emulsion Fuel (Water/Oil-Type) and its Effect on Engine Desempenho under Transient Operation – *SAE Technical Paper Series*” 920198, 1992.

SEARS, F.W. “*University Physics, Sixth edition, Addison-Wesley Publishing Company*”, 1982, ISBN 0201071991.

SHENG H., CHEN L., CHENG K.W. - ”The Droplet Group Micro-Explosions in W/O Diesel Fuel Emulsion Sprays – *SAE Technical Paper Series*” 950855, 1995..

SIEBERS, D.L., HIGGINS, B., Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions, *SAE Technical Paper Series* 2001-01-0530, 2001.

SIEBERS, D.L., Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays, *SAE Technical Paper Series* 980809, 1998.

SIEBERS, D.L., Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization, *SAE Technical Paper Series* 1999-01-0528, 1999.

SPERL A., BERTRAN A. C. - O potencial das emulsões de água em Diesel como combustível para redução de emissões de poluentes em motores Diesel – Congresso SAE Brasil 2009 - “*SAE Technical Paper Series*” - 2009-36-0308, 2009.

STONE R. “*Introduction to Internal Combustion Engines, Third Edition, SAE International*”, 1999.

TSUKAHARA M., YOSHIMOTO Y., “Reduction of NO_x, Smoke, BSFC, and Maximum Combustion Pressure by Low Compression Ratios in a Diesel Engine Fuelled by Emulsified Fuel – *SAE Technical Paper Series*” 920464, 1992.

TSUKAHARA M., YOSHIMOTO Y., MURAYAMA T., “W/O Emulsion Realizes Low Smoke and Efficient Operation of DI Engines without High Pressure Injection – *SAE Technical Paper Series*” 890449, 1989.

VELJI A. REMMELS, W. SCHMIDT R.M., “Water to reduce NO_x-emissions in Diesel engines – a basic study, *CIMAC congress paper no.D46*, Interlaken”, 1995.

YAMAKI, Y., MORI, K., KAMIKUBO, H., KOHKETSU, S., MORI K., KATO, T., “*Application of Common Rail Fuel Injection System to a Heavy Duty Diesel Engine - SAE Technical Paper Series*”, 942294, 1994.

UENO, M., OKAZAKI, T., WATANABE, K.I., WAKAMOTO, K., “Komatsu STA 12V140 Water Emulsified Fuel Engine - *SAE Technical Paper Series*” 2003-01-0078, 2003.