

JOSÉ ANTONIO MARQUES NETO

AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DO ATUAL DIESEL (COMBUSTÍVEL)
COMERCIAL BRASILEIRO (ANO DE REFERÊNCIA 2003-2004)
PARA MOTORES COM GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DE
COMBUSTÍVEL E SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DE
GASES DE ESCAPE (EGR), CERTIFICADOS PELA
LEGISLAÇÃO EPA 2004

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Transmissão e
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci

Guaratinguetá

2003



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DO ATUAL DIESEL (COMBUSTÍVEL)
COMERCIAL BRASILEIRO (ANO DE REFERÊNCIA 2003-2004) PARA MOTORES
COM GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DE COMBUSTÍVEL E SISTEMA DE
RECIRCULAÇÃO DE GASES DE ESCAPE (EGR), CERTIFICADOS PELA
LEGISLAÇÃO EPA 2004**

JOSÉ ANTONIO MARQUES NETO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. José Luz Silveira

Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI

Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior

UNESP-FEG

Prof. Dr. Edson Luiz Zaparoli

ITA

Dezembro de 2003

DADOS CURRICULARES

JOSÉ ANTONIO MARQUES NETO

NASCIMENTO	09.06.1975 – Guaratinguetá – São Paulo
FILIAÇÃO	José Antonio Marques Filho e Ana Maria Cavalca Marques
FORMAÇÃO	
1990 – 1992	Escola Secundária – Técnico em Mecânica - CTIG UNESP.
1995 – 2000	Curso Superior – „UNESP Guaratinguetá“- Engenharia Mecânica – Ênfase em Produção.
04.2002 – 12.2003	Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conservação de Energia pela UNESP– Guaratinguetá

EXPERIÊNCIA PROFISSIONAL

04.1993 – 03.1994	Estágio de Complementação Técnica – EMBRAER (Divisão de Engenharia do Produto – CAD Projeto EMB145)
01.1996 – 05.1997	Iniciação Científica – Controle de Qualidade
08.1997 – 05.1999	Iniciação Científica – Materiais Compostos (Poliéster-Alumina)
01.1999 – 05.1999	Estágio pela LIEBHERR do Brasil – Motor Diesel
06.1999 – 11.1999	Estágio pela Elring Klinger GmbH em Dettingen – (Zylinderkopfdichtungen Produktentwicklung)
01.2000 – 05.2000	Estágio pela DaimlerChrysler AG – „Forschung und Technologie Ulm (FT4/T3)“ – Técnicas de Fabricação com Laser, Projeto e Simulação 3D
05.2000 – 12.2000	Estágio pela Mercedes-Benz do Brasil – Desenvolvimento de Motores

Trabalho de Graduação: Análise de aspectos econômicos, técnicos e ambientais da aplicação de Motores a Gás Natural para ônibus urbano na cidade de São Paulo.

- 01.2001 – 03.2003 Trainee pela DaimlerChrysler do Brasil (Diretoria de Desenvolvimento) – Desenvolvimento de Motores Pesados para Caminhões e Ônibus
- 04.2003 – 10.2003 International Management Associate Program
DaimlerChrysler AG Alemanha

LÍNGUA ESTRANGEIRA

- Inglês Bom conhecimento para escrita, leitura e expressão
- Alemão Bom conhecimento para escrita, leitura e expressão
- Espanhol Conhecimento básico
- Italiano Conhecimento básico

INFORMAÇÕES ADICIONAIS

- 1995 - 2000 Prêmio CREA de Engenharia Mecânica 2000;
1º Colocado em média geral no curso de Engenharia Mecânica;
Representante Discente junto ao conselho de curso e órgãos colegiados.

CURSOS NO EXTERIOR

- 12.1996 – 03.1997 Intensivo de Inglês em Londres pela escola „Hampstead School of English“;
- 09.1998 Intensivo de Alemão pela FH Karlsruhe;
- 09.1999 Introdução ao CNC – FH Karlsruhe;
- 01.2000 – 05.2000 Curso de Alemão – escola inlingua em Ulm;
- 03.2003 Curso de Alemão Intensivo pela DESK em Munique;
- 04.2003 Curso Técnico pela Leeds University – England „Diesel Particulates and NOx Emissions“.

ATIVIDADES PROFISSIONAIS NO EXTERIOR

- 09.2001 Participação no Workshop promovido pela DaimlerChrysler AG em Mannheim para decisões de desenvolvimento referente ao motor a gás M447hLAG
- 02.2002 – 04.2002 Certificação do Motor Mercedes-Benz a gás natural M447hLAG conforme padrões de emissões Euro 4, Euro 5 e EEV – TÜV Alemanha;
- 05.2003 – 09.2003 Acompanhamento e preparação do Motor brasileiro OM457LA de corrida para a Fórmula Truck européia na temporada 2003;
- 07.2003 Avaliação do Motor a gás montado em ônibus para verificação dos limites de emissões conforme EEV, para o “Orange Bus Test Cycle” – Finlândia.

de modo especial, ao Professor Carrocci, que sempre acreditou e incentivou o desenvolvimento de um projeto em cooperação com empresas do setor automobilístico

AGRADECIMENTOS

Gostaria de iniciar agradecendo todo o apoio oferecido pelo professor Carrocci, o que foi de grande importância para realização deste trabalho com parceria empresa DaimlerChrysler no setor de desenvolvimento de motores pesados.

De modo todo especial gostaria de agradecer ao Sr. Decio Del Debbio, que além de valorizar a realização de trabalhos de pesquisa e desenvolvimento, permitindo a minha inclusão no projeto Universidades, da empresa DaimlerChrysler do Brasil Ltda., propiciou também a minha permanência na DaimlerChrysler AG na Alemanha durante 7 meses, o que muito contribuiu não só para a realização desta dissertação, como também para o aprimoramento das minhas atividades na empresa, como engenheiro de desenvolvimento de motores pesados.

Da empresa DaimlerChrysler, gostaria de agradecer o empenho e dedicação do Sr. Mário Gil Gomes Leal, o que foi um fator determinante na classificação, determinação e análise dos combustíveis utilizados. Ainda gostaria de agradecer a atenção destinada pelo Sr. Angelo Mozardo, na preparação e organização das atividades do banco de provas, assim como ao Sr. Ronaldo Rocha Ribeiro do laboratório de emissões e aos operadores Marcelo Lima de Almeida e Osvaldo Luiz Thomas de Aquino que muito se empenharam para que os testes pudessem ser realizados em tempo hábil, sem atrapalhar o desenvolvimento das atividades de rotina dos bancos de prova de desenvolvimento

Aos professores João Andrade, Daniel e José Luz, pelo apoio para que eu pudesse cursar as disciplinas, mesmo estando trabalhando.

Hiermit möchte ich gern, Herrn Küspert und Herrn Wolfram Schmid für die Unterstützung in Deutschland im Lauf der Nachwuchsgruppe-Zeit bedanken, die sinnvoll um diese Monographie zu schreiben wurde. Auch in Rahmen des Projekts besonders Dank an Stefan Arndt, Jens Nöerr, David Koch und an viele andere in der Thermodynamik Abteilung PBE/DHT.

A FEG-UNESP por ter aberto as portas a um ex-aluno permitindo o desenvolvimento e aprimoramento de profissionais no mercado de trabalho.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

- DaimlerChrysler AG (Werk Untertürkheim Stuttgart – Abteilung: Thermodynamikentwicklung für schwere Motoren – PBE/DHT), através do Programa Trainee Internacional;
- DaimlerChrysler do Brasil Ltda. através do programa Universidades para colaboradores;
- FEG-UNESP através do departamento de energia.

“Há três maneiras de agir sabiamente:
a primeira pela meditação, que é a mais sábia
a segunda pela imitação, que é a mais fácil
a terceira pela experiência, que é a mais amarga”

Confúcio

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	MOTOR DIESEL DE COMBUSTÃO INTERNA	20
1.1.1	<i>Histórico.....</i>	20
1.1.2	<i>O Diesel Combustível.....</i>	21
1.1.2.1	Processo de Produção do Óleo Diesel.....	21
1.1.2.2	Denominações do óleo Diesel	22
1.1.2.3	Características e propriedades do óleo Diesel.....	24
1.1.3	<i>Descrição da combustão para o ciclo Diesel</i>	32
1.1.3.1	Motores do ciclo Diesel a 4 tempos	34
1.1.3.2	Fases dos motores do ciclo Diesel a 4 tempos	35
1.1.3.3	Ciclo Diesel teórico	38
1.1.3.4	Diferenças entre ciclo real e teórico	40
1.1.4	<i>Gerenciamento eletrônico de injeção de Diesel combustível.....</i>	41
1.1.5	<i>Características dos gases de escape.....</i>	43
1.1.5.1	Características do NO _x	44
1.1.5.2	Características do CO	45
1.1.5.3	Características do material particulado	47
1.1.5.4	Características do SO ₂	47
1.1.6	<i>Estratégias para redução das emissões de poluentes nos gases de escape</i>	49
1.1.6.1	Aspectos envolvidos para a redução da emissão de NO _x	50
1.1.6.2	Aspectos envolvidos para redução de CO.....	52
1.1.6.3	Aspectos envolvidos para redução de material particulado	52
1.1.6.4	Aspectos envolvidos para a redução de SO	55
1.2	AVALIAÇÃO DA FROTA DE VEÍCULOS A DIESEL NO BRASIL	56
1.3	LEGISLAÇÕES E REGULAMENTAÇÕES AMBIENTAIS PARA VEÍCULOS AUTOMOTORES	57
1.3.1	<i>Legislação Euro – Europa</i>	57
1.3.2	<i>Legislação EPA – EUA.....</i>	58
1.3.3	<i>Legislação CONAMA – Brasil.....</i>	59
1.4	PROBLEMAS CAUSADOS PELA POLUIÇÃO NOS GRANDES CENTROS	62

2	DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DE GASES DE ESCAPE (EGR) PARA MOTORES DIESEL PESADOS DE 12,8 LITROS DE CILINDRADA.	64
2.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EGR PARA O MOTOR EPA 2004	66
2.2	EFEITO DO EGR NA TEMPERATURA DE COMBUSTÃO	67
2.3	INFLUÊNCIA DO EGR SOBRE O CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	67
2.4	APLICAÇÃO DE TURBOCOMPRESSOR COM ASSIMETRIA PARA O EGR	68
2.5	MODIFICAÇÕES DE PERIFÉRICOS PARA EMPREGO DO EGR	69
2.6	COMPONENTES DO EGR	70
3	DESCRIÇÃO DO BANCO DE PROVA PARA REALIZAÇÃO DOS TESTES	75
3.1	SOFTWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS DO MOTOR	76
4	DESCRIÇÃO DO MOTOR A SER UTILIZADO E APLICAÇÃO DESTES EM CAMINHÕES PESADOS PARA O MERCADO AMERICANO	78
4.1	PREPARAÇÃO E MONTAGEM DO MOTOR	80
4.2	INSTRUMENTAÇÃO DO MOTOR	81
4.2.1	<i>Instalação do motor EPA2004 no Banco de prova</i>	81
5	DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS DE TESTE	87
5.1	CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS PARA REALIZAÇÃO DOS TESTES	94
6	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	98
6.1	RESULTADO DOS TESTES DE DESEMPENHO A PLENA CARGA	98
6.2	RESULTADO DOS TESTES DE CARGAS PARCIAIS	101
6.2.1	<i>Resultado Diesel Metropolitano</i>	101
6.2.2	<i>Resultado Diesel Euro 2</i>	104
6.2.3	<i>Resultado Diesel do Interior</i>	107
6.3	RESULTADO DOS TESTES DE EMISSÕES ESC 13 PONTOS	110
7	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS	111
7.1	AVALIAÇÃO DO RESULTADO DOS TESTES DE DESEMPENHO	111
7.2	AVALIAÇÃO DO RESULTADO DOS TESTES DE CARGAS PARCIAIS	112
7.3	AVALIAÇÃO DO RESULTADO DOS TESTES DE EMISSÕES ESC 13 PONTOS	120
8	CONCLUSÃO	121
9	BIBLIOGRAFIA	123

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Início e desenvolvimento da combustão interna para motores do ciclo Diesel.....	33
Figura 2 – Esquema ilustrativo do primeiro tempo do motor Diesel a 4 tempos.....	35
Figura 3 – Esquema ilustrativo do segundo tempo do motor Diesel a 4 tempos	36
Figura 4 – Esquema ilustrativo do terceiro tempo do motor Diesel a 4 tempos	36
Figura 5 – Esquema ilustrativo do quarto tempo do motor Diesel a 4 tempos	37
Figura 6 – Diagrama Pressão x Volume deslocado para o ciclo Diesel.....	38
Figura 7 – Diagrama Temperatura x Entropia para o ciclo Diesel.....	39
Figura 8 – Esquema de funcionamento da bomba injetora individual para o gerenciamento eletrônico de combustível.....	41
Figura 9 – Diagrama esquemático do sistema de gerenciamento eletrônico Mercedes-Benz em um veículo Diesel.....	42
Figura 10 – Injetor danificado pela presença de enxofre no Diesel do Brasil.....	48
Figura 11 – Detalhe da agulha do injetor danificada pela presença de enxofre.....	48
Figura 12 – Sistema de catalisador para NO _x (SCR).....	51
Figura 13 – Montagem do sistema de catalisador de NO _x no caminhão pesado Mercedes-Benz Actros	52
Figura 14 – Componentes do sistema de catalisador de NO _x , para montagem no caminhão	52
Figura 15 – Filtro de material particulado (CRT)	54
Figura 16 – Sistema combinado para redução de particulado e NO _x simultaneamente	55
Figura 17 – Panorama de veículos automotivos no Brasil em 1997	56
Figura 18 – Redução das emissões veiculares específica conforme legislação Euro ...	58
Figura 19 – Panorama mundial para o limite de enxofre no Diesel combustível	61
Figura 20 – Volume de veículos nos grandes centros metropolitanos.....	62
Figura 21 – Faixa de Operação do EGR.....	64
Figura 22 – Esquema de Montagem do EGR.....	65
Figura 23 – Comportamento da temperatura de combustão.....	67
Figura 24 – Coletor de escape com flange da turbina com assimetria	68
Figura 25 – Turbina Assimétrica em detalhes.....	68
Figura 26 – Coletor de Escape para Turbina Assimétrica montado em 3 partes	69
Figura 27 – Detalhe da geometria interna do coletor de escape com EGR.....	69
Figura 28 – Detalhe dos Periféricos para o EGR	70
Figura 29 – Válvula de controle de pressão para freio motor (shut off)	71
Figura 30 – Válvula de palhetas para estabilização de pressão.....	72
Figura 31 – Trocador de calor em corte e válvula controladora de EGR.....	73
Figura 32 – Detalhe do posicionamento do misturador	74
Figura 33 – Detalhes internos do misturador	74
Figura 34 – Diagrama esquemático da montagem do motor em banco de prova	75
Figura 35 – Tela do software de gerenciamento com as funções de controle para o sistema EGR.....	77
Figura 36 – Tela de Diagnose para o gerenciamento eletrônico com EGR	77

Figura 37 – Motor OM460LA EPA98	78
Figura 38 – Sistema EGR para o motor EPA2004	78
Figura 39 – Motor Mercedes-Benz OM460LA com gerenciamento eletrônico de combustível	79
Figura 40 – Aplicação dos motores com EGR na frota de caminhões pesados americanos da linha Freightliner.....	80
Figura 41 – Início da montagem de componentes do EGR no motor OM460LA EPA2004	80
Figura 42 – Vista superior do bloco, mostrando as bombas individuais de combustível para o gerenciamento eletrônico de combustível Mercedes-Benz.....	81
Figura 43 – Montagem do motor no banco de prova	82
Figura 44 – Instrumentação de pontos de pressão e temperatura antes do EGR	82
Figura 45 – Pontos de pressão e temperatura para controle dos gases de escape	83
Figura 46 – Pontos de medição após o trocador de calor do EGR.....	83
Figura 47 – Montagem do sistema de arrefecimento veicular no banco de prova.....	84
Figura 48 – Detalhe do ponto de medição da pressão de combustível.....	85
Figura 49 – Controle do ar de admissão	85
Figura 50 – Detalhe do sensor combinado na do ar de admissão para medição de temperatura e pressão	86
Figura 51 – Diagrama esquemático do ciclo ESC.....	92
Figura 52 – Curva de potência percentual.....	98
Figura 53 – Curva de Torque percentual.....	98
Figura 54 – Curva de consumo específico percentual.....	99
Figura 55 – Curva de Débito percentual.....	99
Figura 56 – Curva de Temperatura de Escape percentual.....	100
Figura 57 – Curva de Fumaça FSN percentual	100
Figura 58 – Diesel Metropolitano, mapeamento de CO.....	101
Figura 59 – Diesel Metropolitano, mapeamento de CO ₂	101
Figura 60 – Diesel Metropolitano, mapeamento de NOx	102
Figura 61 – Diesel Metropolitano, mapeamento de HC.....	102
Figura 62 – Diesel Metropolitano, mapeamento de consumo específico de combustível.....	103
Figura 63 – Diesel Metropolitano, mapeamento de Fumaça FSN	103
Figura 64 – Diesel Euro 2, mapeamento de CO.....	104
Figura 65 – Diesel Euro 2, mapeamento de CO ₂	104
Figura 66 – Diesel Euro 2, mapeamento de NOx.....	105
Figura 67 – Diesel Euro 2, mapeamento de HC.....	105
Figura 68 – Diesel Euro 2, mapeamento de consumo específico de combustível	106
Figura 69 – Diesel Euro 2, mapeamento de fumaça FSN	106
Figura 70 – Diesel do Interior, mapeamento de CO.....	107
Figura 71 – Diesel do Interior, mapeamento de CO ₂	107
Figura 72 – Diesel do Interior, mapeamento de NOx	108
Figura 73 – Diesel do Interior, mapeamento de HC.....	108
Figura 74 – Diesel do Interior, mapeamento de consumo específico de combustível	109
Figura 75 – Diesel do Interior, mapeamento de fumaça FSN	109
Figura 76 – Análise de emissões do ciclo ESC	110

Figura 77 – Avaliação de CO ₂ e consumo específico de combustível para o ciclo ESC	110
Figura 78 – Diferença de CO do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2.....	113
Figura 79 – Diferença de CO do Diesel do interior em relação ao Euro 2	114
Figura 80 – Diferença de CO ₂ do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2	114
Figura 81 – Diferença de CO ₂ do Diesel do interior em relação ao Euro 2	115
Figura 82 – Diferença de NOx do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2.....	115
Figura 83 – Diferença de NOx do Diesel do interior em relação ao Euro 2	116
Figura 84 – Diferença de HC do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2.....	116
Figura 85 – Diferença de HC do Diesel do interior em relação ao Euro 2	117
Figura 86 – Diferença de consumo específico do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2	117
Figura 87 – Diferença de consumo específico do Diesel do interior em relação ao Euro 2	118
Figura 88 – Diferença de Fumaça FSN do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2	118
Figura 89 – Diferença de Fumaça FSN do Diesel do interior em relação ao Euro 2..	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição dos gases de escape (Referência: Pischinger, 2002)	43
Tabela 2 – Os efeitos e sintomas do monóxido de carbono em pessoas de acordo com concentração e tempo de exposição	46
Tabela 3 – Fatores de emissão de material particulado para alguns processos.....	47
Tabela 4 – Padrão Europeu de Emissão veicular para motores Diesel	57
Tabela 5 – Limites para a legislação EPA (Environmental Protection Agency)	59
Tabela 6 – Correlação de limites para a legislação CONAMA no Brasil	60
Tabela 7 – Dados dos sensores para avaliação de emissões em banco de prova	76
Tabela 8 – Dados do Motor OM460 LA testado	79
Tabela 9 – Testes a serem realizados	87
Tabela 10 – Condições de contorno para os testes	88
Tabela 11 – Descrição dos pontos de teste para teste de desempenho a plena carga...	89
Tabela 12 – Pontos de teste para o teste de cargas parciais	90
Tabela 13 – Pontos de teste do teste de emissões ESC	93
Tabela 14 – Propriedades dos combustíveis de teste	94
Tabela 15 – Testes normalizados para o Diesel Combustível	95
Tabela 16 – Tamanho de partículas no Diesel Combustível	95
Tabela 17 – Aspectos da curva de destilação	96
Tabela 18 – Elementos químicos presentes no Diesel combustível	97

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	Associação Nacional dos fabricantes de veículos automotores
ANP	Agência Nacional do Petróleo
ASTM	American Society for Testing Materials
CONAMA	Conselho nacional do meio ambiente
CRT	Filtro de material particulado
DCU	Unidade dosadora de uréia
DENATRAN	Departamento nacional de trânsito
DNC	Departamento nacional de combustíveis
ECE-R49	Ciclo de teste de emissões estacionário padrão Euro 2
ECU	Electronic control unit (unidade de controle eletrônico)
EGR	Sistema de recirculação de gases de escape
ELR	European load response
EPA	Environmental Protection Agency
ESC	European Steady State Cycle
ETC	Teste transiente europeu para motores
FTP	Teste transiente americano para motores
IBAMA	Instituto Brasileiro de meio ambiente
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas
MP	Material particulado
OM460LA	Motor com gerenciamento eletrônico turbinado e intercooler
PLD	Módulo de controle do gerenciamento eletrônico do motor
PMI	Ponto morto inferior do pistão do motor
PMS	Ponto morto superior do pistão do motor
PROCONVE	Programa de controle da poluição do ar
SCR	Sistema catalítico redutor
TOC	Curva de torque para o teste ESC

LISTA DE SÍMBOLOS

CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
C _p	Calor específico a pressão constante
C _v	Calor específico a volume constante
HC	Hidrocarboneto
NO ₂	Dióxido de Nitrogênio
NO _x	Óxido de Nitrogênio
O ₂	Oxigênio
P	Pressão
Ppm	Parte por milhão
Q _n	Calor do ciclo
S	Entropia
SZ	Unidade de fumaça Bosch
T	Temperatura
V	Volume
λ	Relação ar-combustível na mistura de combustão
D	Massa específica a 15° C, [g/cm ³]
B	Temperatura de destilação de 50% do produto [°C]

MARQUES NETO, J. A. Avaliação da utilização do atual Diesel (combustível) comercial brasileiro (ano de referência 2003 – 2004) para motores com gerenciamento eletrônico de combustível e sistema de recirculação de gases de escape (EGR), certificados pela legislação EPA 2004. 2003. 125f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

RESUMO

O Brasil é um país que segue, como padrão de referência para emissões, as normas européias que diferem das norte americanas em função dos limites e dos ciclos de teste. Com a globalização e comunização de componentes, objetiva-se desenvolver um único produto que possa ser empregado em diversas partes do mundo e que apresente uma condição adequada e suficiente para uma aplicação que possa variar das altas altitudes e clima frio do Chile, até às altas temperaturas dos desertos na Arábia Saudita.

Muitos desenvolvimentos de motores devem ser acompanhados da evolução da qualidade do combustível, o qual influencia diretamente no desempenho e durabilidade dos motores. Logo uma avaliação das emissões de um motor, o qual o princípio empregado para redução de emissões, está previsto para início de comercialização no Brasil a partir de 2008, torna-se uma ferramenta importante para o desenvolvimento de veículos ecologicamente corretos. Paralelamente está previsto também uma melhora na composição do combustível; pode-se então, dizer que, se as emissões com o atual combustível no Brasil forem inferiores aos limites programados para o ano de 2008, isto indicará que teremos um motor que irá emitir menos, quando considerada a qualidade do combustível otimizado.

Concluindo, o presente trabalho possui grande importância tecnológica e estratégica para o desenvolvimento de motores Diesel além de sistemas e agregados para se reduzir emissões dentro do grupo mundial DaimlerChrysler.

PALAVRAS-CHAVE: Motores Diesel; Desenvolvimento de Combustão; Legislação para Emissões; Redução de emissões para motores Diesel; Diesel Combustível.

MARQUES NETO, J. A. **Evaluation of the current Diesel fuel from Brazilian market (reference year 2003 – 2004) for engines with electronic fuel management and exhaust gases recirculation (EGR), certificated in agreement with EPA 2004 emission limits.** 2003. 125f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

ABSTRACT

The Brazil is a country, which follows the same European emissions standard for the limits and tests, however the current legislation in Europe will come to Brazil one step later. It means about 4 years later. With globalization, the industries are looking for costs reducing and one necessary way to get it is to have one product or, in this case one vehicle, that could be sold in different countries, for use in high altitude and cold whether like in Chile and in high temperatures as in the Arabic deserts.

Many engine developments should be made at the same time with fuel quality improvement, which has directly influence about performance and durability of the engine components. Because of it, the correct exhaust gas emissions evaluation of the high technology engine in Brazil is a very important factor to signalize the strategy for the next emissions legislation. The principal focus of this monograph is the analysis of the engine for 2008 in Brazil, now in 2003 and receive the information to prepare the Brazilian scenario for the next years.

The subject of this case is the testing of the current different kinds of Diesel fuel in Brazil determining the emissions values from the engine EPA2004 and with these values comparing them to the standard emission limits and explain about the comparability of results.

To sum up, the current monograph has great technological and strategical importance to the Diesel engine development and also the development of aggregates and systems for emissions reducing into DaimlerChrysler worldwide group.

KEYWORDS: Diesel engines; combustion development; Emissions Legislation; Diesel engines emission reduction strategies; Diesel fuel.

1 Introdução

1.1 *Motor Diesel de Combustão Interna*

1.1.1 Histórico

Desde os primeiros experimentos com máquinas térmicas, onde o principal objetivo era facilitar, através de máquinas, o trabalho realizado pelo homem, começou o desenvolvimento dos motores de combustão interna.

O princípio da combustão interna consiste de uma câmara fechada onde através do movimento relativo dos pistões em função da pressão dos gases envolvidos, transforma a energia térmica do combustível em energia mecânica.

Algumas vantagens da combustão interna residem na possibilidade de se utilizar combustíveis líquidos de elevada massa específica, sendo que cerca de até 50% da energia do combustível pode ser convertida em trabalho mecânico. Os atuais motores de combustão interna podem ser aplicados com faixas de potência que podem variar de 30 W para aplicações compactas até 66 MW para máquinas ou veículos de grande robustez .

Os motores do ciclo Diesel são aplicados em diversos ramos onde pode ser exemplificado o uso em locomotivas, veículos de passeio, navios, máquinas operatrizes e na atualidade como elemento de grande importância em centrais compactas de geração de energia elétrica de emergência para hospitais e empresas.

Apesar do desenvolvimento dos motores Diesel e do crescimento do uso, alguns fatores, como as emissões, preocupam, pois tem se verificado um aumento da temperatura média no globo terrestre ocasionado pelo efeito estufa. Essa preocupação tem gerado normas e legislações as quais estabelecem limites para as emissões de escape de motores, para diversos tipos de aplicação, além de se considerar também nos dias de hoje o fator ruído como “poluente”.

Há 50 anos atrás os nossos avós se preocupavam com o fim do petróleo, hoje nós nos preocupamos com os próximos 50 anos e talvez os nossos descendentes por algumas gerações preocupar-se-ão também. Enquanto isso os meios de extração se

tornarão cada vez mais modernos e os motores mais econômicos, de forma que o petróleo ainda será por milhares de anos o principal motivo das futuras guerras mundiais.

1.1.2 O Diesel Combustível

Combustível derivado do petróleo, constituído basicamente por hidrocarbonetos, o óleo Diesel é um composto formado principalmente por átomos de carbono, hidrogênio e em baixas concentrações por enxofre, nitrogênio e oxigênio, selecionados de acordo com as características de ignição e de escoamento adequadas ao funcionamento dos motores do ciclo Diesel. É um produto inflamável, medianamente tóxico, volátil, límpido, isento de material em suspensão e com odor forte e característico (Bosch, 2000).

O óleo Diesel é utilizado em motores de combustão interna e ignição por compressão (motores do ciclo Diesel) empregados nas mais diversas aplicações, tais como: automóveis, furgões, ônibus, caminhões, pequenas embarcações marítimas, máquinas de grande porte, locomotivas, navios e aplicações estacionárias (geradores elétricos, por exemplo). Em função do tipo de aplicação, o óleo Diesel apresenta características e cuidados diferenciados.

1.1.2.1 Processo de Produção do Óleo Diesel

A partir do refino do petróleo obtém-se, pelo processo inicial de destilação atmosférica, entre outras, as frações denominadas de óleo Diesel leve e pesado, básicas para a produção de óleo Diesel. A elas podem ser agregadas outras frações como a nafta, o querosene e o gasóleo leve de vácuo resultando no produto conhecido como óleo Diesel. A incorporação destas frações e de outras obtidas por processos de refino, dependerá da demanda global de derivados de petróleo pelo mercado consumidor (www.inovacaotecnologica.com.br, 2003).

O atual modelo energético brasileiro é apoiado entre outros pontos, no transporte de cargas em motores Diesel, por via rodoviária, em detrimento do transporte ferroviário, fluvial ou cabotagem. Isso faz com que o óleo Diesel seja o derivado propulsor do refino em nosso país, correspondendo a 34% do volume do barril de petróleo. Na maioria dos outros países do mundo, esta demanda situa-se entre 15 e 25% volume do barril de petróleo, sendo a gasolina o produto que comanda o refino, situação mais fácil de atender em função das características dos tipos de petróleo e dos esquemas de refino disponíveis mundialmente (www.ecen.com, 2003).

Para atender a demanda do mercado nacional de derivados, com qualidade à custos competitivos, a Petrobras Distribuidora opera suas refinarias priorizando a produção de Diesel, de forma a garantir a qualidade de seus produtos, bem como desenvolver melhorias. A Petrobras Distribuidora tem continuamente adequado o seu parque de refino destacando-se a implantação das unidades de hidrotratamento de óleo Diesel, processo que permite aumentar a produção de Diesel a partir do refino de diferentes tipos de petróleo, reduzindo o seu teor de enxofre (www.geocities.com, 2003).

1.1.2.2 Denominações do óleo Diesel

Conforme determinação do DNC, a PETROBRAS coloca à disposição do mercado brasileiro três tipos de Óleo Diesel, a saber (www.br.com.br, 2003):

- **Tipo A** – Diesel automotivo, utilizado em motores Diesel e instalações de aquecimento de pequeno porte.
- **Tipo B** – Diesel metropolitano. É também utilizado para aplicação automotiva. Difere do Diesel Tipo A por possuir no máximo 0,2 % de enxofre e por somente ser comercializado para uso nas regiões metropolitanas das seguintes capitais: Porto Alegre, Curitiba, São Paulo, Rio de Janeiro, Belo Horizonte, Salvador, Recife, Fortaleza e Aracaju.

- **Tipo D** – Diesel marítimo. É produzido especialmente para utilização em motores de embarcação marítimas. Difere do Diesel Tipo A por ter especificado o seu ponto de fulgor em, no mínimo, 60°C.
- **Óleo Diesel Aditivo** - Parte do óleo Diesel (normalmente Diesel dos tipos A ou B), após sair da refinaria, recebe, nas distribuidoras, uma aditivação que visa conferir ao produto melhores características de desempenho. Normalmente esses aditivos apresentam propriedades desemulsificante, anti-espuma, detergente, dispersante e de inibidor de corrosão.

Com essas características pretende-se evitar que o Diesel forme emulsão com a água, dificultando sua separação do produto e impedindo a sua drenagem. Pretende-se, também, permitir o rápido e completo enchimento dos tanques dos veículos (o que antes era prejudicado pela geração de espuma), manter limpos o sistema de combustível e a câmara de combustão, aumentando a vida útil do motor, minimizando a emissão de poluentes e otimizando o rendimento do combustível.

- **Biodiesel** - O biodiesel é um combustível alternativo para motores ciclo Diesel, produzido a partir de óleos, gorduras ou azeites vegetais “in natura” ou reciclados, o que evita que o óleo de fritura seja lançado no esgoto ou no lixo, atingindo o meio ambiente de forma inadequada.

Criado pelo Ministério da Ciência e Tecnologia há dois anos (2001), o projeto Pró-Biodiesel pode sofrer um atraso. O programa é destinado a incentivar a substituição de parte do óleo Diesel utilizado na frota de caminhões e carros brasileiros pelo biodiesel, combustível fabricado a partir de plantas oleaginosas. Encampado pelo Ministério das Minas e Energia há pouco mais de um mês (outubro 2003), o Pró-Biodiesel, do qual participam o IPT, as montadoras e a indústria de autopeças, já entraria agora na fase de testes de campo, se não ocorressem algumas mudanças no cronograma de implantação (www.ipt.br, 2003).

Apesar de ter iniciado os estudos sobre o biodiesel na década de 70, juntamente com o programa do álcool – o IPT foi pioneiro no Brasil em desenvolvimento de tecnologia para a fabricação do produto – o País arquivou o programa durante quase 30 anos. Enquanto isso, europeus e norte-americanos aperfeiçoavam a idéia. Hoje, esta forma alternativa de combustível é usada com sucesso na Alemanha (onde há postos que abastecem exclusivamente com biodiesel) nos EUA, na França e na Itália.

Além de apresentar desempenho semelhante ao Diesel comum e não exigir grandes alterações no motor, o biodiesel tem a vantagem de ser menos nocivo ao meio ambiente, pois não possui enxofre, diminuindo a emissão de material particulado. Outra vantagem é que a utilização do óleo vegetal pode diminuir a dependência energética em relação ao mercado externo, pois ao mesmo tempo em que o Brasil é auto-suficiente em gasolina, importa-se praticamente 30% do Diesel consumido no território nacional (www.ecen.com, 2003).

De acordo com alguns países a tendência universal é produzir o biodiesel a partir da soja, mas o Brasil ainda tem o privilégio de poder produzir o produto a partir de plantas tipicamente brasileiras como o dendê e o babaçu. A idéia, por aqui, é utilizá-lo puro nas regiões metropolitanas, onde há muita poluição, e uma mistura de 5% a 10% no Diesel utilizado pela frota no restante do País (www.ecen.com, 2003).

1.1.2.3 Características e propriedades do óleo Diesel

A seguir apresentamos os testes previstos na especificação do óleo Diesel, assim como os seus respectivos significados e sua influência no funcionamento dos motores.

- **Aspectos** - É uma indicação visual da qualidade e de possível contaminação o produto. O Diesel deve apresentar-se límpido e isento de materiais em suspensão que, quando presentes, podem reduzir a vida útil dos filtros do equipamento. O teste é feito observando-se, contra a luz natural, uma amostra de 0,9 litros do produto contido em recipiente de vidro transparente e com capacidade total de 1 litro (Pischinger, 2002).

- **Cor ASTM** - É uma avaliação da cor característica do produto. Alterações na mesma pode ser indicativo de problemas no processo produtivo, contaminação ou degradação do Diesel (o que ocorre quando o mesmo é estocado por períodos longos ou quando fica exposto a temperaturas acima do ambiente). O teste é feito comparando sua cor com discos coloridos que apresentam uma faixa de valores de 0,5 a 0,8. Nesse ensaio utiliza-se uma fonte de luz padrão que compõe uma aparelhagem específica para esta avaliação. Na expressão do resultado desse teste, a letra L colocada antes de um valor numérico significa que a cor do produto foi definida como sendo menor que a cor do padrão indicado e maior do que o padrão imediatamente inferior. Por exemplo, uma cor expressa como L3 indica que a cor é menor que 3, porém, maior que o valor anterior da escala de padrões, isto é, maior do que 2,5 (www2.fenabreve.org.br, 2003).
- **Teor de enxofre** - É um indicativo da concentração deste elemento no óleo. O enxofre é um elemento indesejável em qualquer combustível devido à ação corrosiva de seus compostos e à formação de gases tóxicos com SO_2 (dióxido de enxofre) e SO_3 (trióxido de enxofre), que ocorrem durante a combustão do produto. Na presença de água, o trióxido de enxofre leva à formação de ácido sulfúrico (H_2SO_4), que é altamente corrosivo para as partes metálicas dos equipamentos, além de ser poluente. O teste é feito queimando-se uma pequena quantidade de amostra em equipamento específico para este fim. Essa queima transforma o enxofre presente em óxidos que, após serem quantificados, fornecem a concentração de enxofre total no óleo. Estão também disponíveis equipamentos que fazem a análise incidindo raios X em uma amostra do produto, colocada confinada em uma célula própria. Nesse caso os átomos de enxofre absorvem energia de um comprimento de onda específico numa quantidade proporcional à concentração de enxofre presente no Diesel. No motor a concentração elevada de enxofre contida no combustível, causa desgaste de anéis e cilindros, assim como depósitos nos cilindros. Como consequência, nos gases de escape aumenta a presença de partículas e óxidos de enxofre (Schäfer, 2003).

- **Temperatura da destilação de 50% do produto** - É a temperatura na qual 50% do volume do produto é destilado. Essa análise visa controlar a relação entre o teor de frações leves e pesadas no produto com objetivo, entre outros de possibilitar um bom desempenho do motor quando o mesmo já se encontra em regime normal de funcionamento e nas retomadas de velocidade. O teste é feito destilando-se 100 ml da amostra e anotando a temperatura correspondente à destilação de 50% do produto.
- **Temperatura de destilação de 85% do produto** - É a temperatura na qual 85% do volume do produto é destilado. Essa análise visa controlar o teor de frações pesadas no óleo com objetivo de minimizar a formação de depósitos no motor, as emissões gasosas de hidrocarbonetos não queimados, fumaça e óxido de nitrogênio. É feito na determinação da temperatura de destilação dos 50%, anotando-se a temperatura correspondente à destilação de 85% da amostra.
- **Massa específica** – Indica a quantidade de massa por unidade de volume de combustível, que é injetada no motor. Como a bamba injetora alimenta o motor com volumes constantes para cada condição de operação, variando-se a massa específica, altera-se a massa de combustível injetada. Valores elevados para a massa específica do combustível, causa um enriquecimento da mistura ar/combustível, provocando o aumento das emissões de particulados, monóxido de carbono e hidrocarbonetos. Por outro lado, a variação para valores muito baixos da massa específica, acarreta perda de potência e problemas de dirigibilidade. Portanto, é importante controlar a especificação da faixa de massa específica de combustível de modo a não causar variações no funcionamento dos motores (www.petrobras.com.br, 2003).
- **Densidade Relativa a 20/4° C** - É a relação entre a massa específica do Diesel a 20° C e a massa específica da água a 4° C (em g/cm³).

Os motores são projetados para operar com combustíveis em uma determinada faixa de massa específica, tendo em vista que a bomba injetora dosa o volume injetado. Variações na densidade levam a uma significativa variação na massa de

combustível injetada, impossibilitando para um motor sem gerenciamento eletrônico de combustível a obtenção de uma mistura de ar/combustível ideal, o que aumenta a emissão de poluentes como hidrocarbonetos, monóxido de carbono e material particulado. Valores baixos para a massa específica reduzem o desempenho dos motores pela formação de uma mistura pobre, o que leva a uma perda de potência do motor e a um aumento do consumo de combustível.

A densidade relativa a 20/4° C também é usada para calcular o volume do produto a 20° C, que é usado para efeito de faturamento. O teste é feito imergindo-se um densímetro de vidro em proveta de 1.000 ml contendo amostra do produto (conforme método ASTM DI 298). Nesse caso o resultado é expressão como densidade relativa a 20/4° C. Existem aparelhos eletrônicos que são mais atuais e que, a partir de uma pequena quantidade da amostra, determinam o período de vibração de uma célula (um tubo de vidro em forma de U) cheia com o produto e a partir daí calculam a sua densidade relativa (www.publique.genesis.puc-rio.br, 2003).

- **Volatilidade** – As frações mais leves do óleo Diesel, isto é, de menores temperaturas de ebulição, devem ser controladas por questões de segurança no manuseio, transporte e armazenagem devido aos riscos de inflamabilidade. As frações mais pesadas, de vaporização mais difícil, devem ser controladas, pela necessidade de se vaporizar totalmente o óleo Diesel quando ele é injetado na câmara de combustão. A vaporização completa do Diesel possibilita a redução das emissões de particulados, óxidos de nitrogênio, monóxido de carbono e combustível não queimado.
- **Pulverização e escoamento à baixas temperaturas** – É necessário que mesmo às baixas temperaturas o Diesel escoe perfeitamente desde a sua saída do tanque até ser injetado na câmara de combustão. Para isto, na produção de óleo Diesel controla-se propriedades relacionadas ao escoamento em baixas temperaturas, que são a viscosidade, o ponto de névoa e o entupimento (www.petrobras.com.br, 2003).

- **Viscosidade** - É uma medida da resistência oferecida pelo Diesel ao escoamento. Seu controle visa permitir uma boa atomização do óleo e preservar sua característica lubrificante. Valores de viscosidade abaixo da faixa podem levar a desgaste excessivo nas partes auto-lubrificantes do sistema de injeção, vazamento na bomba de combustível e danos ao pistão. Viscosidades superiores à faixa podem levar a um aumento do trabalho da bomba de combustível, que trabalhará forçada e com maior desgaste, além de proporcionar má atomização do combustível com conseqüente combustão incompleta e aumento da emissão de fumaça e material particulado.

A viscosidade deve ser tal que assegure o escoamento do combustível do tanque até a câmara de combustão, executando a função de lubrificação do Diesel em relação aos componentes do sistema de injeção e adequada pulverização do Diesel injetado pelos injetores na câmara de combustão. Valores de viscosidade dentro da faixa de controle conduzem a; penetração e dispersão correta do óleo Diesel; lubrificação adequada do sistema de injeção; redução do desgaste do bico injetor e do pistão, além de influenciar as emissões, reduzindo a fumaça e particulados, otimizando desta forma o consumo de combustível.

O teste é feito fazendo-se escoar sob gravidade, uma quantidade controlada da amostra através de um viscosímetro de tubo capilar de vidro, sob temperatura previamente fixada e mantida sob controle. Anota-se o tempo necessário ao escoamento que posteriormente é corrigido conforme o fator do tubo. Quanto maior for o tempo necessário ao escoamento, mais viscoso é o produto. A viscosidade assim determinada é conhecida como viscosidade cinemática sendo seu resultado expresso em centésimos de Stokes (centiStokes) (www.ecen.com, 2003).

- **Ponto de Névoa** - É definido como a menor temperatura em que se observa a formação de uma turvação numa amostra do produto, indicado o início da cristalização de parafinas e outras substâncias de comportamento semelhante que estão presentes e tendem a separar-se do Diesel, quando este é submetido a baixas temperaturas de resfriamento contínuo. Valores do Ponto de Névoa superiores à temperatura ambiente conduzem a maiores dificuldades de partida do motor e a

perdas de potência do equipamento devido a obstrução, por parafinas, das tubulações e filtros do sistema de combustível. O teste é feito submetendo-se uma dada quantidade da amostra a resfriamento numa taxa específica, até que haja o aparecimento, pela primeira vez, de uma área turva no fundo do tubo de teste.

- **Corrosividade ao cobre** - É uma avaliação do caráter corrosivo do produto. Esse teste dá uma indicação do potencial de corrosividade do Diesel no que se diz respeito à peças de cobre, ligas de cobre e outros metais. O caráter corrosivo do Diesel é normalmente associado à presença de enxofre elementar (S) e gás sulfídrico. O teste é feito imergindo uma lâmina de cobre devidamente preparada numa amostra do produto mantida a 50° C, por 3 horas. Decorrido esse tempo, a lâmina é retirada, lavada e sua coloração é comparada com lâminas-padrão da ASTM (www.ecen.com, 2003).
- **Percentagem de resíduo de carbono** - É o teor do resíduo obtido após a evaporação das frações voláteis do produto, submetido a aquecimento sob condições controladas. Considerando-se o produto sem aditivos, a percentagem de resíduo de carbono correlaciona-se com a quantidade de depósitos que podem ser deixados pelo Diesel na câmara de combustão. Valores altos de resíduo de carbono podem levar à formação de uma quantidade excessiva de resíduo na câmara de maior contaminação de óleo lubrificante por fuligem. O teste consiste em aquecer uma amostra (tomada dos 10% finais da destilação), colocando-a em bulbo de vidro, a 550° C, por um tempo pré-determinado. O resíduo remanescente é calculado como fração percentual da amostra original.
- **Percentagem de água e sedimentos** - É uma medida do teor dessas substâncias no produto. A presença desses contaminantes em níveis superiores àqueles pré-fixados, é altamente prejudicial ao Diesel pois aceleram sua deterioração e prejudicam sua combustão além de acelerar a saturação dos filtros e provocar danos ao sistema de combustível. O teste é feito centrifugando-se, em tubo de ensaio, uma quantidade pré-fixada da amostra misturada com quantidade igual de

um solvente(tolueno). No final, lê-se a camada de água e de sedimentos presentes na parte inferior do tubo e a seguir calcula-se a percentagem (de água + sedimentos) em relação à amostra tomada.

- **Teor de Cinzas** - É o teor de resíduos inorgânicos não combustíveis apurado após a queima de uma amostra do produto. Essa avaliação visa garantir que os sais ou óxidos metálicos formados após a combustão do produto, e que se apresentam como abrasivos, não venham a causar depósitos numa quantidade que prejudique os pistões, a câmara de combustão, etc. O ensaio é feito queimando-se uma determinada quantidade de amostra, seguido da calcinação do resíduo com sua posterior quantificação como percentagem de cinzas no óleo.
- **Número de cetano** - O número de cetano mede a qualidade de ignição de um combustível para uma máquina Diesel e tem influência direta na partida do motor e no seu funcionamento sob carga. Fisicamente, o número de cetano se relaciona indiretamente com o retardo de ignição de combustível no motor, de modo que, quanto menor o número de cetano maior será o retardo da ignição. Consequentemente, maior será a quantidade de combustível que permanecerá na câmara sem queimar no tempo certo. Isso leva a um mau funcionamento do motor pois, quando a queima acontecer, gerará uma quantidade de energia superior àquela necessária. Esse excesso de energia força o pistão a descer com velocidade superior àquela determinada pelo sistema, o que provocará esforços anormais sobre o pistão, podendo causar danos mecânicos e perda de potência.

Combustíveis com alto teor de parafinas apresentam alto número de cetano, enquanto produtos ricos em hidrocarbonetos aromáticos apresentam baixo número de cetano. Devido a isso, na determinação dessa característica o desempenho do Diesel é comparado com o desempenho do n-hexadecano, produto parafínico comercializado como cetano, o qual é atribuído um número de cetano igual a 100. A um produto aromático (alfa mentil-naftaleno) é atribuído um número de cetano igual a zero. A

determinação do número de cetano requer o uso de um motor de teste operando sob condições também padronizadas (www.ecen.com, 2003).

- **Índice de cetano** - Assim como o número de cetano, o índice de cetano está ligado à qualidade de ignição. O índice de cetano apresenta correlação com o número de cetano e é determinado pelas refinarias como substituto do mesmo, pela sua praticidade. É calculado a partir da densidade e temperatura de destilação de 50% do produto. A fórmula utilizada foi desenvolvida pela ASTM (American Society for Testing Materials), e é representada pela expressão abaixo:

$$IC = 454,74 - 1641,416D + 774,74D^2 - 0,554B + 97,803(\log B)^2$$

Onde:

D = massa específica a 15° C, [g/cm³]

B = temperatura da destilação de 50% do produto [°C]

Baixos valores de índice de cetano acarretam dificuldades de partida a frio, depósito nos pistões e mau funcionamento do motor. Valores elevados do índice de cetano apresentam as seguintes características:

- ✓ Facilita a partida a frio do motor;
 - ✓ Permite aquecimento mais rápido do motor;
 - ✓ Reduz a possibilidade de erosão dos pistões;
 - ✓ Impede a ocorrência de pós-ignição;
 - ✓ Possibilita funcionamento do motor com baixo nível de ruído;
 - ✓ Minimiza a emissão de poluentes como hidrocarbonetos, monóxido de carbono e material particulado.
-
- **Ponto de Fulgor** - É a menor temperatura na qual o produto gera uma quantidade de vapores que se inflamam quando se dá a aplicação de uma chama, em condições controladas. O ponto de fulgor está ligado à inflamabilidade e serve como

indicativo dos cuidados a serem tomados durante o manuseio, transporte, armazenamento e uso do produto. Atualmente, o ponto de fulgor é especificado apenas para o Diesel tipo D. o ponto de fulgor varia em função do teor de hidrocarbonetos leves existentes no Diesel. Devido a isso, ele limita o ponto inicial de destilação do produto e, conseqüentemente, a sua produção. Por esse motivo, a especificação dessa característica foi eliminada do óleo Diesel do tipo A e B, com o fim de se permitir uma maior produção desse combustível. O ensaio do ponto de fulgor desses dois tipos de Diesel é realizado facultativamente pelas refinarias da Petrobras. O teste consiste em aplicar uma chama padrão em uma amostra de Diesel colocado em um vaso fechado e submetida a aquecimento, até que os vapores gerados se inflamem, o que é detectado por um lampejo que se apaga logo após o correr. Esse ensaio é feito usando-se equipamento específico para esse fim mantendo-se sob controle fatores como: velocidade do aquecimento, temperatura inicial do banho, tamanho da chama piloto, intervalo entre aplicações, etc.

1.1.3 Descrição da combustão para o ciclo Diesel

O motor é um equipamento que transforma alguma forma de energia (térmica, hidráulica, elétrica, nuclear etc.) em energia mecânica. Conforme o tipo de energia que é transformada, ele é classificado motor de combustão, hidráulico, elétrico ou atômico. Os motores ciclo Diesel aproveitam a energia da queima do combustível dentro de uma série de câmaras e por isso classificados como motores de combustão interna.

Diferentemente dos motores à gasolina ou álcool que aspiram uma mistura ar/combustível e têm uma ignição por centelha (velas de ignição), nos motores Diesel o início da combustão se dá por auto-ignição do combustível. Nesses motores Diesel, o ar aspirado para o interior do cilindro é comprimido pelo pistão, de forma a elevar a temperatura. O combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, imediatamente antes do instante em que o processo de combustão deva ser iniciado. O tempo decorrido entre o início da injeção e o início da combustão é chamado de atraso de ignição. Este atraso é conseqüência do tempo requerido para que ocorra a pulverização, aquecimento e evaporação do combustível, a sua mistura com o ar

seguidos das reações químicas precursoras da combustão e finalmente da auto-ignição da mistura. Quanto menor for o atraso melhor será a qualidade de ignição do combustível. Um atraso longo provoca um acúmulo de combustível sem queimar na câmara, que quando entra em auto-ignição, já fora do ponto ideal, provoca aumento brusco de pressão e um forte ruído característico, denominado de batida Diesel. A qualidade de ignição do Diesel pode ser medida pelo seu número de cetano ou calculado pelo índice de cetano (Brose, 1985).

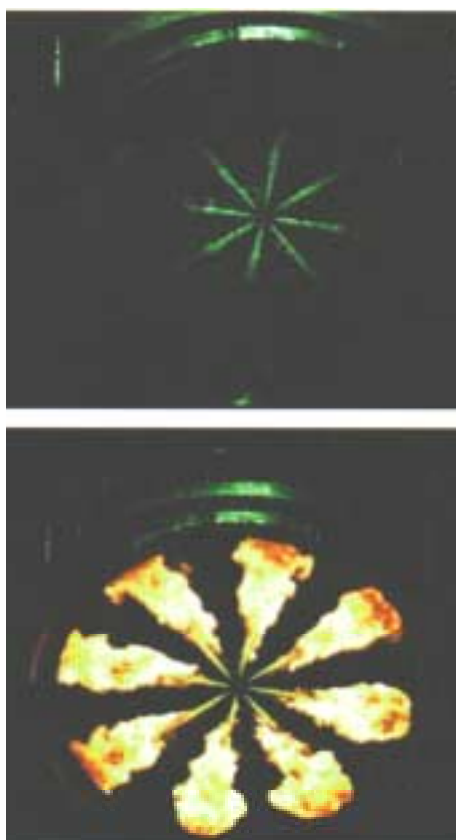


Figura 1 – Início e desenvolvimento da combustão interna para motores do ciclo Diesel.

1.1.3.1 Motores do ciclo Diesel a 4 tempos

Os motores do ciclo Diesel a 4 tempos são utilizados em menor escala no automobilismo, do que os do ciclo Otto. O ciclo Diesel tem maior emprego nos motores de elevadas potências e dimensões como: embarcações marítimas, locomotivas, caminhões, geradores, etc. (Brunetti, 1992)

Quanto ao regime de funcionamento eles podem ser classificados como:

- **Diesel lento** - trabalham a uma rotação de 400 a 800 RPM. Estes motores por possuírem grandes dimensões, são empregados onde a relação peso/potência não é importante, como nas embarcações marítimas, motores estacionários, etc..
- **Diesel normal** - São os motores cujas rotações de trabalho variam de 800 a 2000 RPM.
- **Diesel veloz** - Motores de rotações maiores que 2000 RPM. Este tipo de motor vem sendo ultimamente muito utilizado nos automóveis de passeio.

Os motores do ciclo Diesel são alimentados por meio de uma bomba injetora direta, que pode ser por injeção pneumática, atualmente não utilizada ou por injeção mecânica (largamente utilizado). Este último utiliza bomba mecânica para injetar o combustível na câmara de combustão. Estas bombas podem ser unitárias por motor ou múltiplas, onde cada cilindro ou conjunto de cilindros possui uma bomba independente (princípio básico para o gerenciamento eletrônico de combustível).

1.1.3.2 Fases dos motores do ciclo Diesel a 4 tempos

As fases do ciclo Diesel, como princípio de funcionamento, são semelhantes ao do ciclo Otto (www.publique.genesis.puc-rio.br, 2003).

Os tempos ou fases são:

1º Tempo : Aspiração - Na fase de aspiração o pistão desloca do ponto morto superior, PMS ao ponto morto inferior, PMI, aspirando o ar através da válvula de admissão;

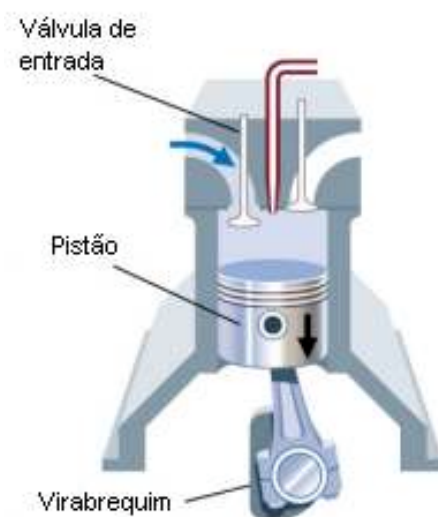


Figura 2 – Esquema ilustrativo do primeiro tempo do motor Diesel a 4 tempos

2º Tempo: Compressão - Nesta fase o pistão desloca do PMI ao PMS. No início do deslocamento a válvula de aspiração se fecha e o pistão começa a comprimir o ar na câmara de combustão. O ar quando sujeito a esta compressão sofre um aumento de temperatura que será, tanto maior, quanto for a percentagem comprimida, taxa de compressão;

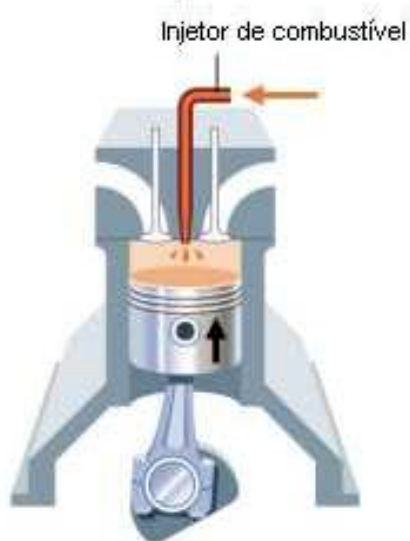


Figura 3 – Esquema ilustrativo do segundo tempo do motor Diesel a 4 tempos

3º Tempo: Combustão (expansão) - Um pouco antes do pistão atingir o PMS, o ar comprimido atinge uma pressão de 65 a 130 kgf/cm²; e uma temperatura de 600 a 800°C. Por meio da bomba injetora o combustível é fortemente comprimido e através do injetor, este é pulverizado para o interior da câmara. Este combustível ao encontrar o ar, que se encontra na pressão e temperatura adequados incendeia-se espontaneamente, empurrando energeticamente, o pistão verso ao PMI.

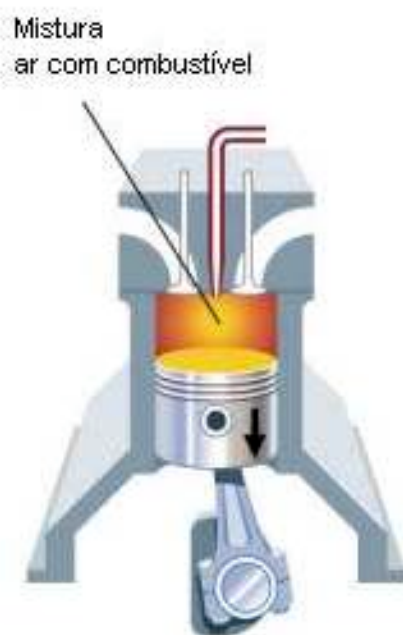


Figura 4 – Esquema ilustrativo do terceiro tempo do motor Diesel a 4 tempos

4º Tempo : Descarga - Um pouco antes do pistão atingir o PMI, de onde iniciará o quarto tempo, a válvula de descarga se abre, permitindo a saída de uma parte dos gases de combustão que se encontram em alta pressão. Ao deslocar para o PMS expulsa o resto dos gases.



Figura 5 – Esquema ilustrativo do quarto tempo do motor Diesel a 4 tempos

Há uma grande diferença do motor Diesel em relação aos outros motores de combustão interna do ciclo Otto. Neste último, a mistura ar-combustível mesmo comprimida, precisa de uma faísca (de uma vela de ignição, por exemplo) para iniciar ao processo de queima. Já nos motores Diesel, a mistura é substituída por ar puro no cilindro, que é comprimido a uma razão bem maior que nos Otto (16:1 a 24:1 contra 8:1 a 10:1). Essa maior compressão leva a uma elevação significativa da temperatura, a qual devido a pulverização do óleo Diesel pelos injetores, através de pequenos jatos a alta pressão, inicia o processo de combustão espontânea. Isto evita o efeito de detonação que ocorre durante o processo de combustão, com o combustível em motores do ciclo Otto, desta forma aumenta-se significativamente o rendimento volumétrico do motor Diesel.

Uma outra característica dos gases de escape dos motores Diesel são os altos índices alcançados pela temperatura do fluido e pela pressão na câmara de combustão: de 600 a 800°C e de 65 a 130 kgf/cm², respectivamente. Nos motores ciclo Otto (ou a gasolina), esses valores chegam a 800 a 1000°C e de 60 a 80 kgf/cm².

1.1.3.3 Ciclo Diesel teórico

As transformações Termodinâmicas, podem ser representadas segundo os seguintes diagramas PV e TS, a seguir (Brunetti, 1992):

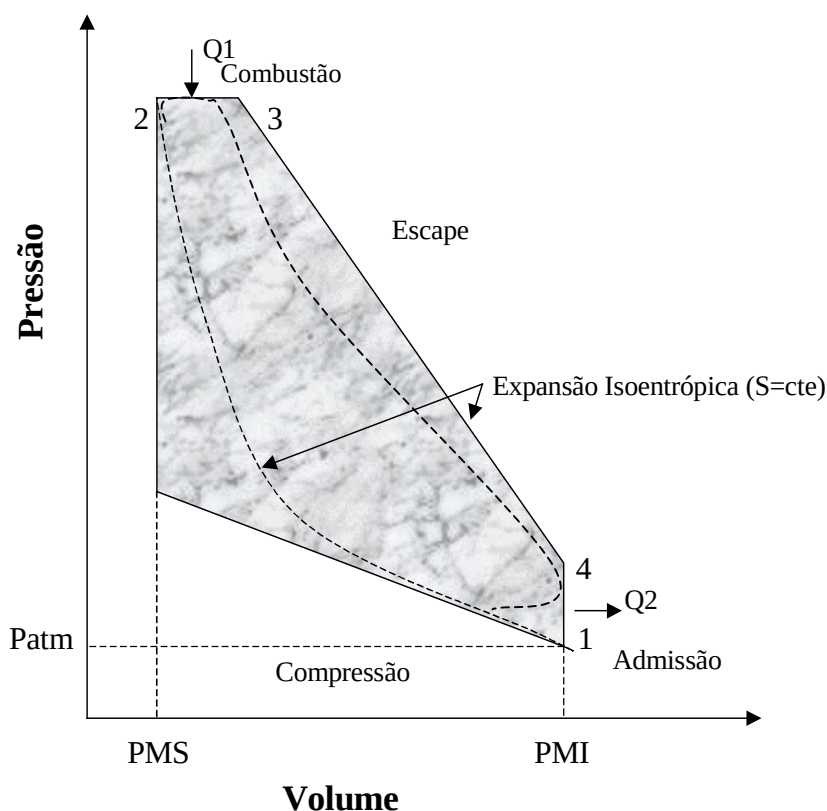


Figura 6 – Diagrama Pressão x Volume deslocado para o ciclo Diesel

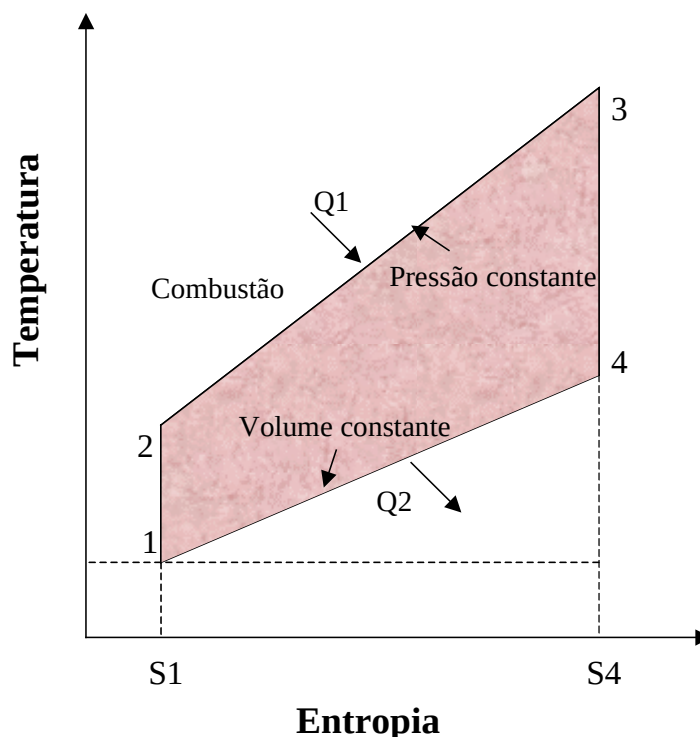


Figura 7 – Diagrama Temperatura x Entropia para o ciclo Diesel

Ponto 4 - Ponto 1: Aspiração do Ar - O pistão desloca do PMS ao PMI aspirando o ar;

Ponto 1 - Ponto 2: Compressão adiabática - Sem troca de calor com o meio ambiente. O pistão se desloca do PMI descrevendo a área ($v_1-1-2-v_2$), equivalente o trabalho absorvido;

Ponto 2 - Ponto 3: Fornecimento gradual de calor a pressão constante - O pistão ao passar do ponto 2 a 3, variando o volume do fluido produzirá trabalho equivalente à área ($v_2-2-3-v_3$), que também é equivalente à área ($s_1-2-3-s_2$) no diagrama TS.

Ponto 3 - Ponto 4: Expansão adiabática - O pistão se desloca retornando ao PMI descrevendo a área ($v_1-4-3-v_3$), equivalente à mais um trabalho realizado. Isto ocorre sem troca de calor com o meio ambiente.

Ponto 4 - Ponto 1: Rejeição instantânea de calor a volume constante - É representado pela área (s1-1-4-s2), equivalente à mais uma parcela de calor absorvido.

O trabalho útil realizado pelo sistema é igual à diferença entre o trabalho fornecido pelo sistema e o trabalho absorvido. Este trabalho é equivalente a área (1-2-3-4).

1.1.3.4 Diferenças entre ciclo real e teórico

Os principais fatores responsáveis pela diferença entre o ciclo real e o teórico são:

- **Perdas por bombeamento:** No ciclo teórico a aspiração e descarga são feitas à pressão constante, enquanto que no ciclo real isto não acontece;
- **Perdas pela combustão incompleta:** No ciclo teórico o calor é introduzido instantaneamente e a pressão constante enquanto que no real isto não ocorre;
- **Perdas pela dissociação do combustível:** No ciclo teórico não existe dissociação do combustível, enquanto que no real ele se dissocia em elementos tais como CO_2 , H_2 , O , CO e outros compostos, absorvendo calor;
- **Perdas devido à abertura antecipada da válvula de descarga:** Na teoria a abertura da válvula de descarga é considerada instantânea, enquanto que no real ela se abre antes do pistão atingir o PMI;
- **Perdas de calor:** Na teoria, as perdas de calor são nulas enquanto que no real elas são sensíveis, devido à necessidade de refrigeração dos cilindros;

- **Perdas devido à variação dos calores específicos do fluido:** Os calores específicos, a pressão constante, C_p , e a volume constante, C_v , de um gás ideal aumentam com a temperatura mas a sua diferença é sempre constante, isto é $C_p - C_v = R$. Porém a relação $K = C_p / C_v$ diminui com o aumento da temperatura. Portanto o valor da pressão e temperatura máxima obtida no ciclo é inferior à obtida quando os calores específicos são constantes com a variação da temperatura.

1.1.4 Gerenciamento eletrônico de injeção de Diesel combustível

A empresa DaimlerChrysler do Brasil Ltda. foi a empresa pioneira no Brasil a utilizar o gerenciamento eletrônico de combustível para toda a linha de motores do ciclo Diesel da marca Mercedes-Benz.

Entre vários aspectos, o gerenciamento eletrônico, tem como finalidade receber os dados instantâneos das condições de funcionamento do motor através da unidade de controle (PLD), onde os dados são tratados através de modelos e planilhas de valores, permitindo simultaneamente a dosagem ideal de combustível, para a solicitação do veículo, reduzindo a formação de emissões, oriundas de um processo de combustão incompleta, além de otimizar o consumo de combustível em função do melhor aproveitamento da energia do combustível (Nörr, 2002).

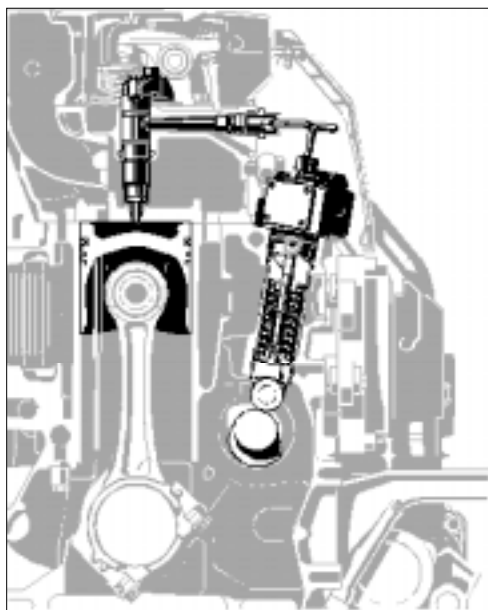


Figura 8 – Esquema de funcionamento da bomba injetora individual para o gerenciamento eletrônico de combustível

O sistema de gerenciamento eletrônico de combustível Mercedes-Benz emprega bombas individuais de combustível por cilindro, as quais são acionadas pelo came adicional no eixo comando de válvula, sendo comandadas pela solenóide de controle de abertura, através do sinal recebido pelo módulo eletrônico para solicitação instantânea do motor.

Juntamente a outros sistemas de controle do veículo são integrados os dados do motor, conforme figura abaixo:

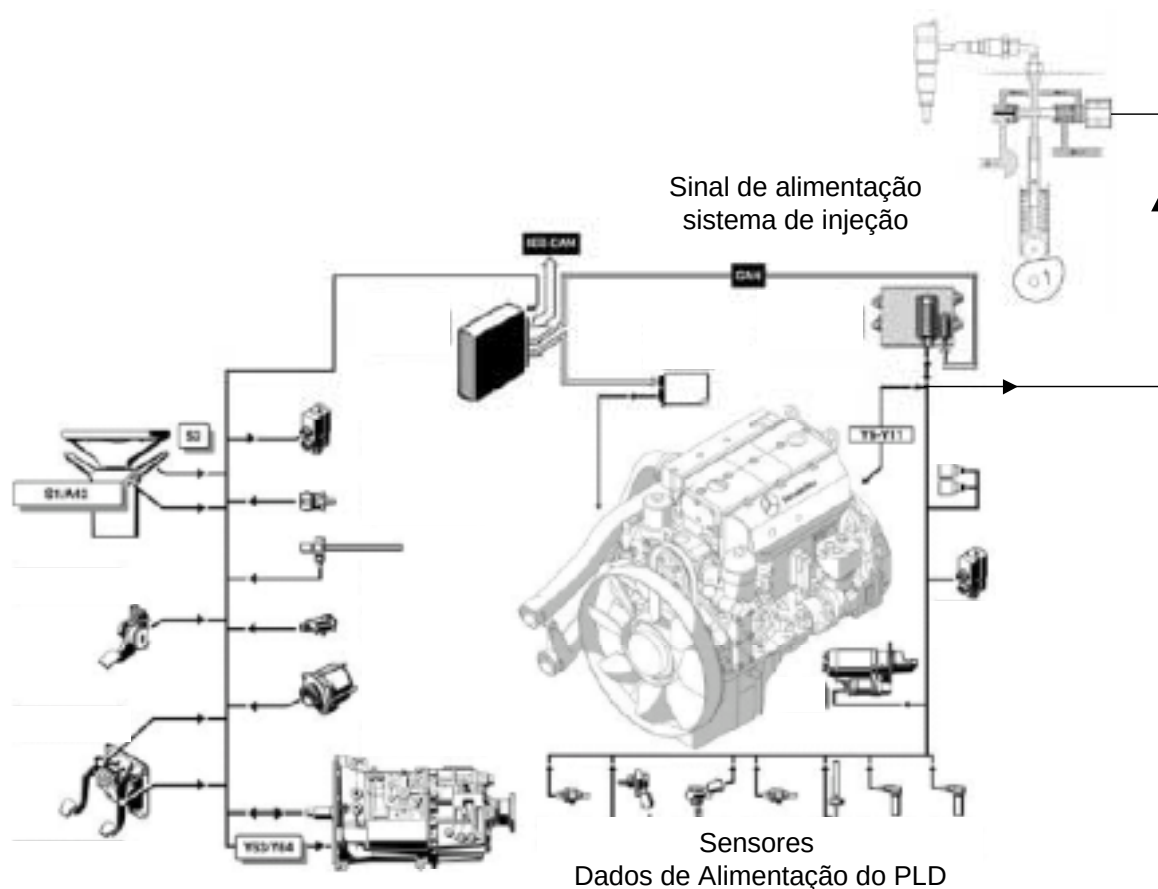


Figura 9 – Diagrama esquemático do sistema de gerenciamento eletrônico Mercedes-Benz em um veículo Diesel

1.1.5 Características dos gases de escape

Os constituintes primários e secundários dos gases de escape dependem principalmente da qualidade do combustível, temperatura de combustão e geometria interna dos componentes envolvidos.

O combustível utilizado em motores Diesel possui um maior ponto de ebulição, quando comparado à gasolina para o motor do ciclo Otto. Em adição a relação ar/combustível é formada rapidamente apenas antes do início de combustão e, devido a isso, gera uma mistura menos homogênea. Os motores Diesel operam com uma mistura de combustão com excesso de ar ($\lambda > 1$). Um suprimento de ar insuficiente resulta num aumento de fuligem e emissões de CO e HC (Pischinger, 2002).

O início de injeção marca o início do processo de combustão. A eficiência do motor é determinada pelo início da combustão e pelas características da mesma. As características (como uma função do tempo) da quantidade de combustível injetada e a pressão de injeção, pode ser aplicada para controlar as condições de contorno da combustão. Estes fatores também determinam a temperatura de combustão, a qual tem um efeito significativo na formação de óxido de nitrogênio (NO_x).

Tabela 1 – Composição dos gases de escape (Referência: Pischinger, 2002)

Componentes do gases de escape para motores Diesel			
Componentes	Unidade	Marcha lenta	Valores máximos
NO_x	ppm	50...200	600...2500
HC	ppm (C1)	50...500	< 50
CO	ppm	100...450	350...2000
CO₂	Vol. %	3.5	12...16
Vapor de água	Vol. %	2...4	...11
Oxigênio	Vol. %	18	2...11
Nitrogênio	Vol. %	Residual	Residual
Fumaça	Adimensional	SZ $\approx$ < 0.5	SZ $\approx$ 2...3
Temperatura de Escape	°C	100...200	550...750

1.1.5.1 Características do NO_x

NO_x é o termo geral que designa a soma de monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂), os dois componentes de nitrogênio mais emitidos em processos de combustão. Em geral, as quantidades de NO formadas são muito maiores que as de NO₂. Contudo, uma vez lançado na atmosfera, o NO rapidamente se transforma em NO₂ e as taxas de emissão mássica de NO_x é sempre calculada considerando seus dois compostos como sendo exclusivamente NO₂.

À baixas temperaturas, a relação NO₂/NO é cerca de 3, mas a concentração de ambos os óxidos é bastante pequena. Esta relação baixa drasticamente para temperaturas mais altas, sendo, geralmente, menor que 0,15 para temperaturas acima de 500°C, ou seja, para temperaturas elevadas durante o processo de combustão interna de motores Diesel existe praticamente NO, que se transforma devido ao abaixamento de temperatura do sistema de escape em praticamente NO₂.

Entre os poluentes contidos nos gases de escape de motores do ciclo Diesel, o NO_x é aquele que de forma direta apresenta menos riscos para a saúde. No entanto, o NO_x é o principal precursor no processo de formação do “smog” fotoquímico. Smog é uma névoa marrom amarelada que aparece primariamente sobre áreas urbanas em dias ensolarados. Os componentes do smog incluem ozônio, NO_x, componentes orgânicos voláteis (“Volatile Organic Compounds”, VOC), SO₂, aerossóis, e material particulado. Esta mistura é resultante da reação entre poluentes atmosféricos sob forte luz solar. O smog ocorre primordialmente em meses de verão, quando há muita luz do sol e as temperaturas são as maiores. Em quantidade, o smog ameaça as pessoas, os animais e as plantas. O poluente atmosférico predominante no smog encontrado em áreas urbanas é o ozônio (O₃) ao nível do solo.

A formação de ozônio ao nível do solo ocorre como resultado de reação química entre formas distintas de poluentes e a luz do sol. Dois grupos de poluentes são importantes: os NO_x e os VOCs. Quando uma massa de ar estaciona sobre áreas urbanas, os poluentes lá permanecem por longos períodos de tempo. A luz do sol interage com estes poluentes, formando o ozônio ao nível do solo.

Há três tipos de óxido de nitrogênio formados durante um processo de combustão, dependendo da fonte:

- NO_x térmico, resultante da direta oxidação do nitrogênio com o oxigênio contido no ar, em altas temperaturas;
- NO_x imediato, resultante da combinação de radicais de hidrocarbonetos, originários do combustível, com hidrocarbonetos contendo nitrogênio (como HCN), que eventualmente fornecem átomos de nitrogênio para reagir com radicais oxigênio ou hidroxila para formar NO;
- NO_x do combustível, resultante da oxidação do nitrogênio orgânico contido no combustível.

Os fatores que influenciam os diferentes mecanismos de formação de NO_x são a temperatura de chama, teor de nitrogênio no combustível e o processo de combustão. Para a utilização do sistema com EGR, objetiva-se a redução da formação de NO_x térmico através da redução do pico de temperatura do processo de combustão.

1.1.5.2 Características do CO

O monóxido de carbono (CO) resulta da combustão incompleta. Não somente contribui para a poluição atmosférica como também representa uma perda de energia. Na presença de excesso de ar, a concentração de equilíbrio de CO em baixas temperaturas é desprezível. Contudo, em temperaturas de chama, o equilíbrio favorece a presença de CO (Lawn e Godridge, 1987). No início da década de 90, cerca de 54 % das emissões de CO nos Estados Unidos vinham de emissões veiculares (Stephens e Cadle, 1991).

O monóxido de carbono é um gás inodoro e venenoso. Os efeitos e sintomas do poluente em pessoas são apresentados na Tabela 2. Os valores são aproximados e variam de indivíduo para indivíduo, dependendo do estado de saúde e nível de atividade física.

Tabela 2 – Os efeitos e sintomas do monóxido de carbono em pessoas de acordo com concentração e tempo de exposição (referência: www.afcintl.com/cospecinst.htm, 2001).

ppm	Efeitos e Sintomas nas Pessoas	Tempo
35	Nível permissível de exposição	8 horas
200	Dor de cabeça leve, desconforto	3 horas
400	Dor de cabeça, desconforto	2 horas
600	Dor de cabeça, desconforto	1 hora
1000 – 2000	Confusão, dor de cabeça, náusea	2 horas
1000 – 2000	Tendência a cambalear	1 ½ horas
1000 – 2000	Palpitação no coração	30 minutos
2000 – 2500	Perda de consciência	30 minutos
4000	Fatal	Menos de 1 hora

O mecanismo de formação e destruição do CO em combustão de hidrocarbonetos não pode ser isolado da cinética envolvendo os hidrocarbonetos. Radicais formados a partir do combustível são atacados pelo oxigênio para formar aldeídos, que, por sua vez, formam outros radicais que se convertem em CO por decomposição térmica (Puri, 1993).

Muito embora a oxidação de CO tenha importância por si, o processo é extremamente importante para a oxidação de hidrocarbonetos (Turns, 2000). De uma maneira simplista, a combustão de hidrocarbonetos pode ser caracterizada como um processo de dois passos, o primeiro envolvendo a quebra do combustível para formar CO e o segundo sendo a oxidação final do CO para CO₂. É bem conhecido que CO oxida-se lentamente, a não ser que haja a presença de compostos que contenham hidrogênio. Pequenas quantidades de H₂O ou H₂ podem ter um forte efeito na taxa de

oxidação do CO. Isso ocorre porque o passo de oxidação do CO envolvendo o radical OH é muito mais rápido do que aqueles envolvendo O e O₂.

1.1.5.3 Características do material particulado

As partículas estão entre os poluentes que apresentam maiores riscos ao meio ambiente. Elas atacam os pulmões, aumentam as taxas de reação na atmosfera, reduzem visibilidade e alteram os níveis de radiação solar que atinge o solo. Por este último fato, as partículas alteram a temperatura do solo e influenciam o crescimento das plantas.

O comportamento das partículas na atmosfera depende principalmente de seu tamanho. Este varia de 0,001 a 500 μm . A maior parte das partículas tem diâmetro variando entre 0,1 e 10 μm . Partículas muito pequenas movem-se aleatoriamente como moléculas de gás e, na prática, não se depositam no solo, permanecendo na atmosfera durante períodos de tempo indefinidos. Por outro lado, partículas maiores depositam-se rapidamente e permanecem por muito pouco tempo na atmosfera.

Tabela 3 – Fatores de emissão de material particulado para alguns processos.

Gasolina em veículos automotivos	1,44 kg/m ³ de gasolina (Bailie, 1978)
Óleo diesel em veículos automotivos	13,2 kg/m ³ de óleo Diesel (Bailie, 1978)

1.1.5.4 Características do SO₂

Durante a combustão, praticamente todo o enxofre contido no combustível se oxida para SO₂. A concentração resultante do gás nos produtos de combustão é uma função da porcentagem de enxofre contida no combustível e da razão ar/combustível.

Uma vez lançado na atmosfera, parte do SO₂ se oxida para SO₃ e este, através da reação com vapor d'água, é convertido em H₂SO₄. A formação de SO₃ e H₂SO₄ pode inclusive ocorrer antes dos produtos de combustão deixarem a chaminé,

dependendo se a temperatura for baixa o suficiente. O ácido é depositado no solo, nas águas e nas plantas com a chuva. Geralmente, esta chuva ácida também possui ácido nítrico formado a partir de óxidos de nitrogênio. Os danos ao meio ambiente causados pela chuva ácida são incalculáveis.

Além disso, o SO_2 causa diretamente problemas de saúde pois, sendo altamente solúvel em água, é absorvido nas passagens úmidas do sistema respiratório. A concentração de SO_2 em algumas áreas metropolitanas já foram observadas ser da ordem de 1 ppm (Bailie, 1978), e a exposição a estes níveis de concentração acarreta constrição das vias dentro do pulmão. Na presença de partículas a irritação é muito maior.

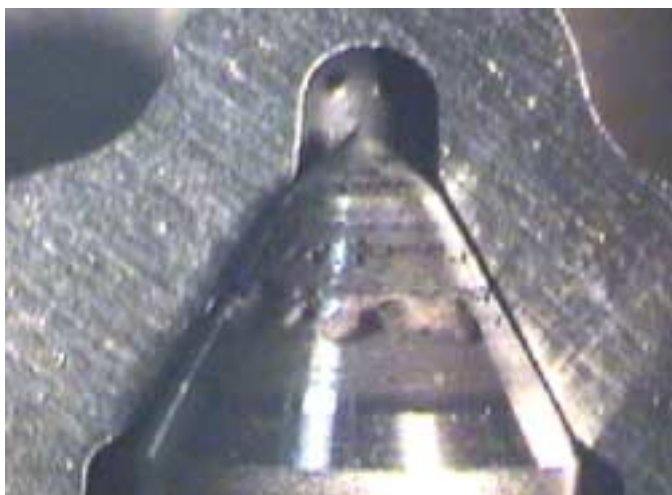


Figura 10 – Injetor danificado pela presença de enxofre no Diesel do Brasil



Figura 11 – Detalhe da agulha do injetor danificada pela presença de enxofre

1.1.6 Estratégias para redução das emissões de poluentes nos gases de escape

As mais variadas estratégias são utilizadas para a redução das emissões de veículos automotivos. Os limites de emissões atendem à legislação Euro 3 apenas com a aplicação do gerenciamento eletrônico, porém a partir da Euro 4 torna-se necessário o uso de sistemas de pós-tratamento de gases de escape visando a redução de material particulado e ou NO_x (Knauss, 2003).

Todo o desenvolvimento atual de motores está focado nos limites de emissões, representando principalmente uma análise criteriosa da liberação de NO_x e do material particulado, o qual pode ser observado através da fumaça que sai pelo escapamento de alguns veículos Diesel não devidamente ajustados. Porém para as emissões de HC (hidrocarbonetos) e CO, o motor Diesel não apresenta limites críticos, sendo estes inclusive inferiores se comparados com o motor a gasolina do ciclo Otto. Vale ainda ressaltar que uma estratégia para redução de material particulado vem acompanhada de aumento de NO_x e melhoria no consumo de combustível e vice versa.

Alguns dos cenários para redução de emissões podem ser analisados a seguir:

- Atraso de início de injeção com filtro de particulado;
- Sistema de recirculação de gases de escape (EGR) combinado com filtro de particulado;
- Ponto de início de injeção adiantado, com sistema SCR (sistema catalítico de redução);
- Combinação de filtro de particulado com sistema SCR.

O sistema SCR de pós-tratamento de gases de escape demonstra vantagens significativas, quando comparado com os outros sistemas, devido à esperada melhora na economia de combustível. O uso da amônia líquida, como agente redutor, é proposta ao invés do atual agente redutor (solução aquosa de uréia), porém por motivos de segurança em caso de vazamento, os órgãos responsáveis pelo meio ambiente elaboraram regras e normas conduzindo ao uso da uréia.

1.1.6.1 Aspectos envolvidos para a redução da emissão de NO_x

Historicamente a redução de NO_x em motores de combustão interna é obtida através do atraso no ponto de início de combustão. Esta condição não foi necessária para atingir os limites Euro 2 e Euro 3. Esta estratégia, porém para legislação Euro 4 vem acompanhada de aumento de consumo de combustível, para tal torna-se necessário a utilização de outras tecnologias como sistema de recirculação de gases de escape. Para esta utilização é verificado um aumento de fuligem e, portanto, para se atingir os limites, torna-se necessário a aplicação combinada de um filtro de particulado (Schäfer, 2001).

O sistema EGR com refrigeração torna-se uma interessante alternativa para redução de NO_x, porém as partes do sistema de recirculação devem ser cuidadosamente analisadas e dimensionadas. Para uma redução de NO_x com êxito, em função da configuração dos testes de emissões veiculares, uma faixa de até 10% de EGR na condição de plena carga a baixa rotação (1200 min⁻¹) deve ser observada. Valores elevados da faixa de recirculação do EGR, causam um aumento de CO e particulado em função da deficiência de oxigênio na mistura, além de que a combustão deve receber uma quantidade mínima de ar combustível necessária para garantir o funcionamento do motor.

Outros métodos utilizados no passado para a redução de NO_x foram, por exemplo, a redução do efeito de turbulência rotacional no cabeçote do motor e otimização do sistema de arrefecimento do ar de admissão, variáveis atualmente bastante empregadas e exploradas para os atuais limites de emissões e, portanto, qualquer melhoramento nesta direção não implicaria em significativa redução dos níveis de emissão de NO_x.

Outro aspecto é a utilização do sistema de pós-tratamento de gases de escape SCR para a redução de NO_x. O princípio consiste em se utilizar um sistema de catalisador com recobrimento onde é injetado um agente redutor, reagindo com o NO_x, reduzindo-o. Dependendo da geometria e da temperatura de escape pode

resultar, durante um teste ESC, uma redução entre 40 a 85% da emissão de NOx (Schubert, 2001).

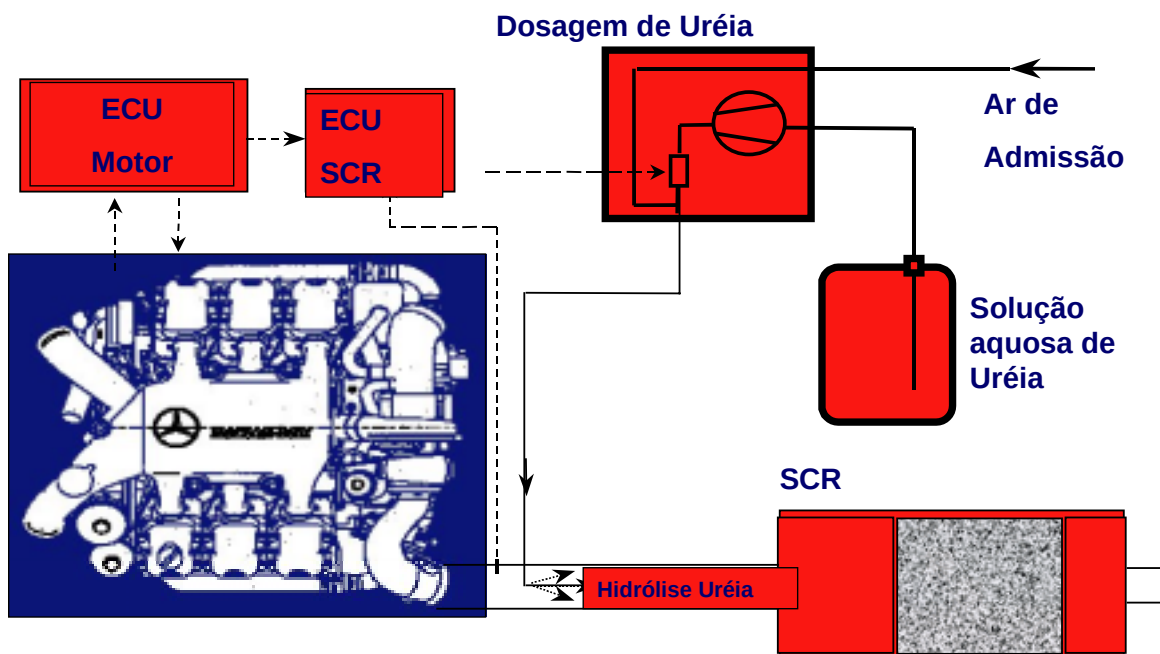


Figura 12 – Sistema de catalisador para NOx (SCR)

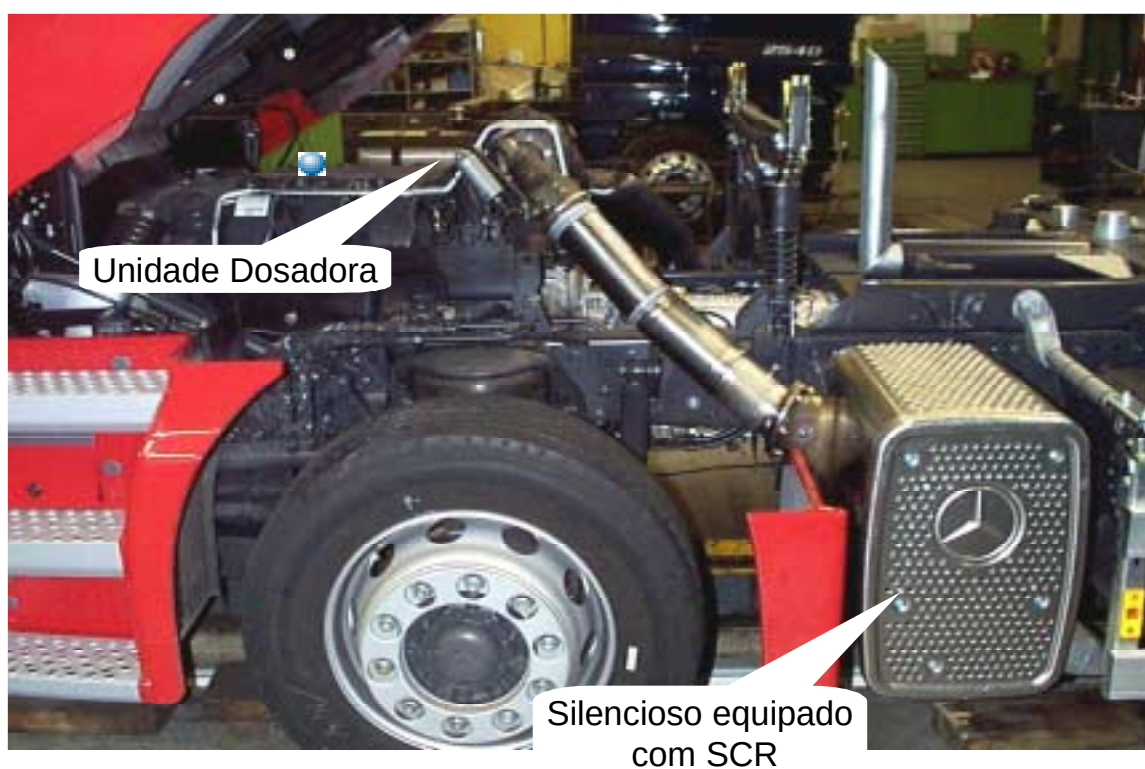


Figura 13 – Montagem do sistema de catalisador de NOx no caminhão pesado Mercedes-Benz Actros

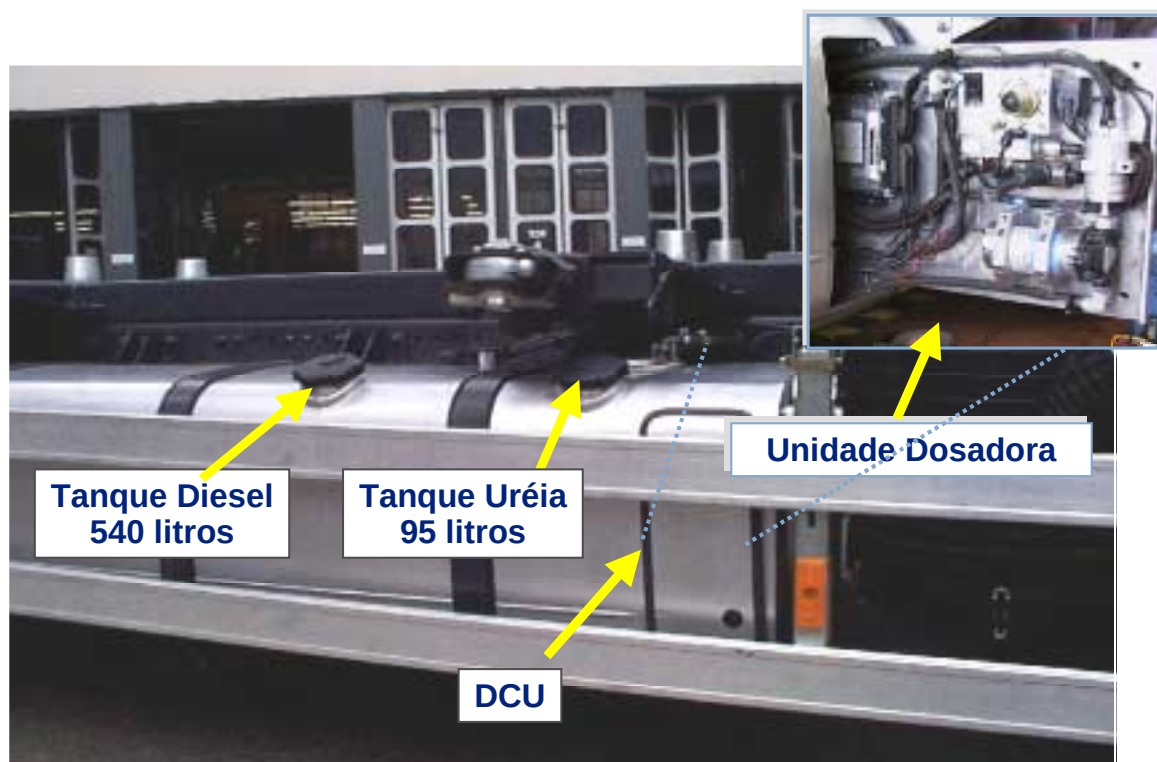


Figura 14 – Componentes do sistema de catalisador de NOx , para montagem no caminhão

1.1.6.2 Aspectos envolvidos para redução de CO

A emissão de CO é resultado da combustão incompleta. Deve-se, então, procurar operar com um certo excesso de ar e, sempre que possível, incrementar a taxa de mistura entre combustível e ar.

1.1.6.3 Aspectos envolvidos para redução de material particulado

Um meio clássico para a redução de material particulado é trabalhar com uma combustão adiantada. Através de um início de injeção mais cedo torna-se a combustão acelerada, influenciando positivamente na redução de material particulado.

Uma combustão mais adiantada apresenta algumas vantagens, pois melhora o consumo de combustível e reduz durante a partida a frio, a emissão de fuligem e material particulado,. Porém, para compensar o aumento da emissão de NO_x deve-se condicionar o sistema à uma elevação da pressão na câmara de combustão, o que apresenta uma condição crítica de operação, tornando-se não aplicável para os dias de hoje (Schäfer, 2001).

Outra alternativa no passado para reduzir o material particulado foi o aumento da pressão de injeção de combustível nos injetores, com o objetivo de reduzir material particulado e também as emissões de NO_x. Infelizmente esta solução influencia o consumo específico de combustível.

Deve ser observado a condição de mistura de combustão. A relação de ar/combustível (λ) inferior a 1,7 conduz a um aumento de emissão de particulado, a qual não atende a legislação. Experimentos têm demonstrado que aumentar o grau de carregamento de ar pelo sistema do compressor da turbina não gera grandes melhorias na condição de cargas parciais na redução de material particulado. Elevadas pressões para condições de cargas parciais são também possíveis, porém deve ser realizado um desenvolvimento do sistema de injeção, o que pode implicar também em aumento do consumo de combustível (Knauss, 2003).

Outro método clássico é o aumento da turbulência rotacional no cabeçote, mas em função dos limites de NO_x reduzidos; esta alternativa também não tem sido utilizada.

O sistema de filtro de particulado por oxidação causa formação de NO₂ através da reação com NO. Contudo as faixas de temperatura de trabalho são menores se comparado ao filtro com regeneração, porém este último exige um tipo de trabalho de manutenção permanente. Outro sistema de pós-tratamento de escape para redução de particulado é o filtro com auxílio de aditivos, o qual atualmente é empregado em veículos de passeio onde a sua grande vantagem é a durabilidade e maiores intervalos de manutenção (1 milhão de quilômetros). Em comparação com o filtro de particulado por oxidação, este apresenta redução de material particulado limitada, não atendendo as próximas legislações de emissões.



Figura 15 – Filtro de material particulado (CRT)

Para o uso da tecnologia CRT, deve ser analisada a presença de enxofre no combustível, o que fora da Europa torna-se uma questão crítica, devido a formação de SO_x e insuficiente oxidação de material particulado, gerando danos ao sistema de catalisador. Logo o desenvolvimento da tecnologia de motores deve ser acompanhada pelo desenvolvimento da qualidade do combustível.

Outra estratégia a ser utilizada para redução simultânea de NO_x e material particulado é a combinação do filtro de particulado (CRT) com o catalisador de NO_x (SRT), o que apresenta solução importante e necessária para se alcançar os próximos limites impostos pela legislação de emissões para veículos pesados.

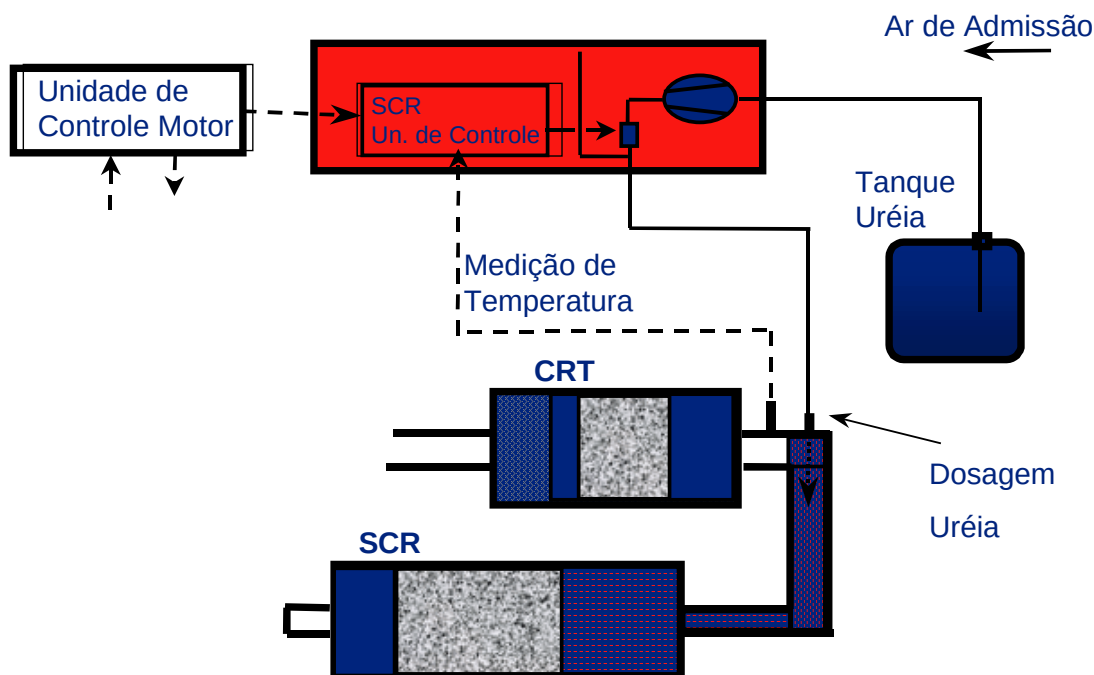


Figura 16 – Sistema combinado para redução de particulado e NOx simultaneamente

1.1.6.4 Aspectos envolvidos para a redução de SO

A maneira preferível de controlar a poluição com SO_2 é prevenir a sua formação (Babcock and Wilcox Company, 1975; Bailie, 1978; Combustion Engineering, 1981). Combustíveis gasosos e líquidos podem ser dessulfurizados antes da queima.

Há no mercado uma quantidade considerável de sistemas de dessulfurização. A maior parte dos processos desenvolvidos envolve a lavagem dos produtos de combustão com um agente líquido/gasoso que contém cal, pedra calcária ou cinza alcalina. O desempenho desses sistemas pode chegar a 90-95 % em gases de combustão que contenham até 5000 ppm de SO_2 . Maiores detalhes sobre esses sistemas podem ser encontrados nas referências Babcock and Wilcox Company (1975), Bailie (1978) e Combustion Engineering (1981).

1.2 Avaliação da frota de veículos a Diesel no Brasil

Com o levantamento do cadastro único de veículos que está sendo realizado pelo DENATRAN surge a esperança de se ter uma idéia mais precisa da frota de veículos existente no Brasil (www.br.com.br, 2003).

Infelizmente só parecem estar disponíveis resultados parciais que foram divulgados no Boletim da ANFAVEA e que faz a seguinte estimativa para a frota existente no Brasil em 1997 (registrados até Agosto de 1998) (www.br.com.br, 2003).

Figura 17 – Panorama de veículos automotivos no Brasil em 1997

Veículos	Total licenciado	Outros Veículos	Total Brasil	Idade média [anos]
Automóveis à gasolina	15.352.638	895.005	16.247.643	9,9
Leves	2.070.977	184.331	2.255.308	8,3
Caminhões	1.019.889	58.221	1.078.110	14,5
Ônibus	208.162	12.338	220.500	10,1
Microônibus	73.702	11.640	85.342	5,9
Total	18.725.368	1.161.535	19.886.903	10,0

Referência: DETRAN e GEIPOT. NOTA: Dados referentes a veículos registrados nos DETRANS, 31/12/1997

1.3 Legislações e regulamentações ambientais para veículos automotores

1.3.1 Legislação Euro – Europa

A regulamentação europeia para motores Diesel é referenciada como Euro I a Euro V. O padrão Euro I para motores médios e pesados foi introduzida em 1992. A regulamentação Euro II surgiu em 1996. Estes padrões foram aplicados para caminhões em auto-estradas e ônibus urbano, porém para este último o padrão era voluntário.

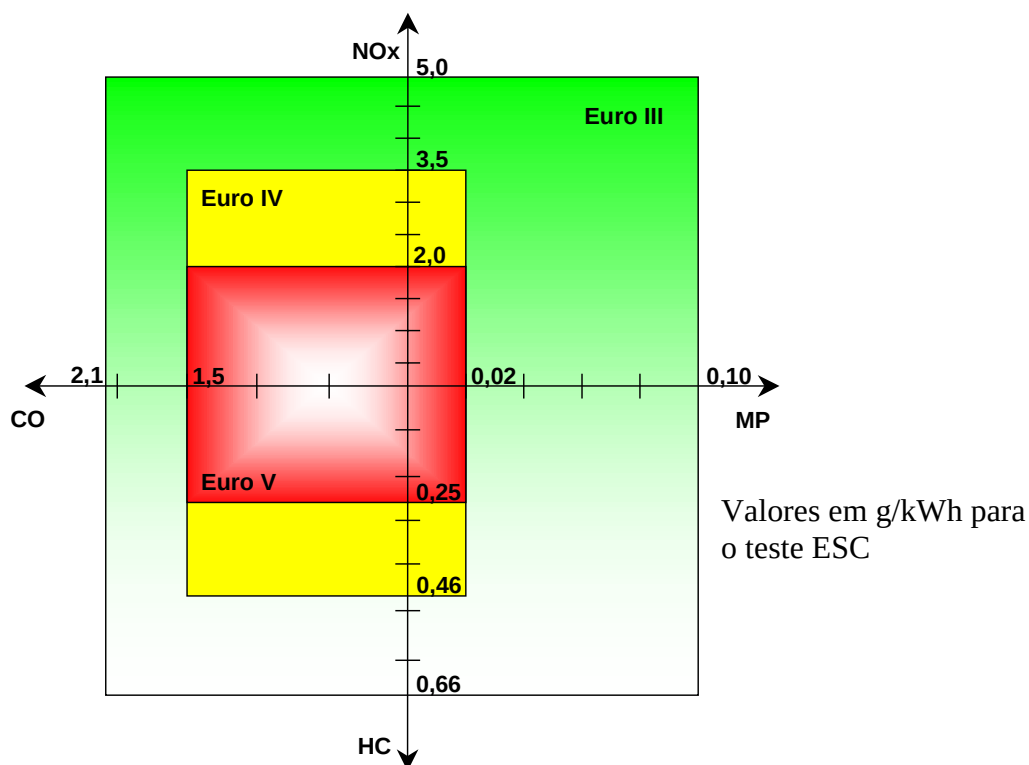
Tabela 4 – Padrão Europeu de Emissão veicular para motores Diesel

Padrão de Emissão para a comunidade Européia para motores Diesel, [g/kWh] (fumaça em m ⁻¹)							
Fase	Período	Categoria	CO	HC	NOx	Particulado	Fumaça
Euro I	1992	< 85 kW	4.5	1.1	8.0	0.612	----
		> 85 kW	4.5	1.1	8.0	0.36	----
Euro II	1996	Todos	4.0	1.1	7.0	0.25	----
	1998	Todos	4.0	1.1	7.0	0.15	----
Euro III	1999	Todos	1.5	0.25	2.0	0.02	0.15
	2000	Todos	2.1	0.66	5.0	0.10	0.8
Euro IV	2005	Todos	1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Euro V	2008	Todos	1.5	0.46	2.0	0.02	0.5

Referência: www.dieselnet.com, novembro 2003

Em 1999, o parlamento europeu e o conselho de ministros do meio ambiente introduziu o padrão Euro III e adotou os padrões Euro IV e V para o ano de 2005-2008. Os padrões fixaram valores específicos, mais rígidos para veículos com extra baixa emissão (também conhecidos como veículos da frota verde - EEVs) em vista de sua contribuição para reduzir a poluição ambiental nos centros urbanos.

É esperado que o limite de emissão ajustado para 2005 e 2008 necessite de um motor Diesel tecnologicamente melhorado e ajustado, para o tratamento dos gases de exaustão bem como material particulado, e utilização de catalisador de NOx. O padrão de NOx para 2008 será analisado em 31 de dezembro de 2003 e então poderá ser confirmado ou modificado, dependendo da avaliação da tecnologia de controle de emissões existente (Berken, 2000).



Referência: www.dieselnet.com, novembro 2003.

Figura 18 – Redução das emissões veiculares específica conforme legislação Euro

1.3.2 Legislação EPA – EUA

Os EUA utilizam uma legislação própria a qual difere da europeia em função dos limites e testes.

Tabela 5 – Limites para a legislação EPA (Environmental Protection Agency)

(g/bhp-h)	Emissões	EPA 91		EPA 94		EPA 98		EPA 2004		EPA 2007*
	HC	1.30		1.30		1.30		1.30		0.14
	CO	15.50		15.50		15.50		15.50		15.50
	NOx	5.00		5.00		4.00		----		0.20
	NMHC	----		----		----		n/a	0.50	----
	NMHC + NOx	----		----		----		2.40	2.50	----
	MP	0,25 ^{c)}	0,10 ^{d)}	0,10 ^{c)}	0,07 ^{d)}	0,10 ^{c)}	0,05 ^{d)}	0,10 ^{c)}	0,05 ^{d)}	0.01

c) Caminhões; d) Ônibus - em estudo

Referência: www.dieselnet.com, novembro 2003

1.3.3 Legislação CONAMA – Brasil

Constatada a gravidade da poluição gerada pelos veículos, a CETESB, durante a década de 80, desenvolveu as bases técnicas que culminaram com a Resolução nº 18/86 do CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente, que estabeleceu o PROCONVE - Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores, posteriormente complementada por outras Resoluções CONAMA. A Lei Federal nº 8723 de 28 de outubro de 93 (publicada no Diário Oficial da União por incorreções em 29 de outubro de 1993) definiu os limites de emissão para veículos leves e pesados.

O PROCONVE foi baseado na experiência internacional dos países desenvolvidos e exige que os veículos e motores novos atendam a limites máximos de emissão, em ensaios padronizados e com combustíveis de referência. O programa impõe ainda a certificação de protótipos e de veículos da produção, a autorização especial do órgão ambiental federal para uso de combustíveis alternativos, o recolhimento e reparo dos veículos ou motores encontrados em desconformidade com a produção ou o projeto e proíbe a comercialização dos modelos de veículos não homologados segundo seus critérios.

Tabela 6 – Correlação de limites para a legislação CONAMA no Brasil

(g/kWh)	Europa	EURO I ^{a)}	EURO II ^{a)}	EURO III ^{b)}		EURO IV ^{c)}	
	Brasil	CONAMA F III	CONAMA F IV	CONAMA P-5		CONAMA P-6	
	Teste	13 Pontos	13 PONTOS	ESC	ETC	ESC	ETC
	HC	1,10	1,10	0.66	----	0.46	----
	CO	4,50	4,00	2,10	5.45	1.50	4.00
	NOx	8,00	7,00	5,00	5.00	3.50	3.50
	MP	0.36	0.15	0,10	0.16	0.02	0.03
		0,40 ¹⁾	0,25 ²⁾	0,13 ²⁾	0,21 ²⁾		
	NMHC	----	----	----	0.78	----	0.55
	CH ₄	----	----	----	1.60	----	1.10
m ⁻¹	Fumaça (ELR)	----	----	0.80	----	0.50	----
	Acel. livre	0,83 ³⁾	1.19	1.19	----	1.19	----
		1,19 ⁴⁾					

Referência: www.dieselnet.com, novembro 2003

- 1) Brasil - Para motores com mais de 85 kW;
- 2) Para motores do ciclo Diesel, com cilindrada unitária máxima igual a 0,7 dm³ e rotação máxima igual ou superior a 3000 min⁻¹;
- 3) Brasil - Para os motores naturalmente aspirados;
- 4) Brasil - Para os motores turboalimentados.

NMHC - Hidrocarbonetos não metano

CH₄ – Metano

- a) Ciclo de ensaio 13 pontos (ECE- R49 / NBR 14489);
- b) Determinam-se as emissões com os ensaios ESC e ELR utilizando motores Diesel convencionais, incluindo os munidos de equipamentos de injeção eletrônica de combustível, recirculação dos gases de escape (EGR) e / ou catalisadores de oxidação. Os motores EURO III equipados com sistemas avançados de pós-tratamento dos gases de escape, incluindo catalisadores de eliminação dos NOx e /ou coletores de partículas devem ser sujeitos adicionalmente ao ensaio ETC;
- c) Ciclos de ensaio ESC, ELR e ETC.

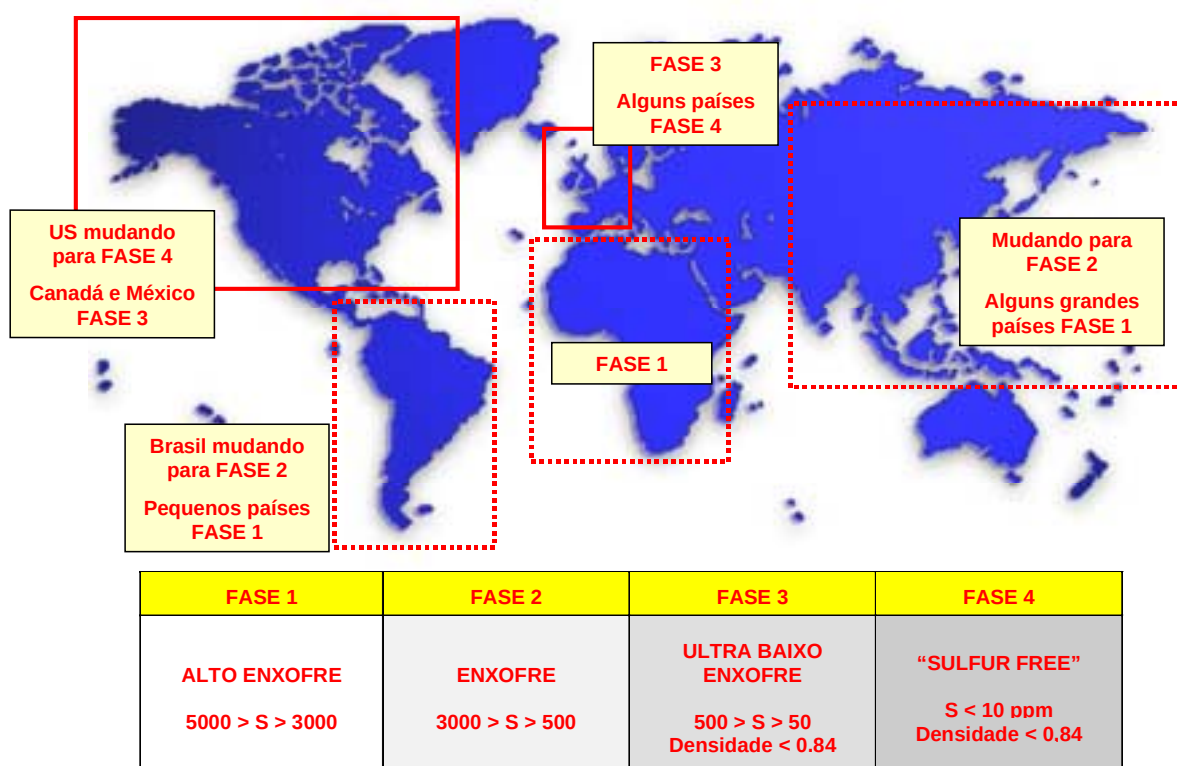


Figura 19 – Panorama mundial para o limite de enxofre no Diesel combustível

A CETESB é o órgão técnico conveniado do IBAMA para assuntos de homologação de veículos, tendo a responsabilidade pela implantação e operacionalização do PROCONVE no país. Assim, todos os novos modelos de veículos e motores nacionais e importados são submetidos obrigatoriamente à homologação quanto à emissão de poluentes. Para tal, são analisados os parâmetros de engenharia do motor e do veículo relevantes à emissão de poluentes, sendo também submetidos a rígidos ensaios de laboratório, onde as emissões reais são quantificadas e comparadas aos limites máximos em vigor (www.cetesb.org.br, 2003).

Os fabricantes de veículos vêm cumprindo as exigências legais, o que resultou na obtenção de redução média da ordem de 93% na emissão de poluentes dos veículos leves novos de 2001, em relação ao início do programa. Os veículos leves foram considerados prioritários pelo PROCONVE, devido a sua grande quantidade e intensa utilização, que os caracterizaram como o maior problema a ser enfrentado.

Atualmente, discutem-se juntamente com as montadoras e os refinarias de petróleo, os avanços do PROCONVE, para o estabelecimento de novas fases do controle de veículos automotores. O cronograma de implantação, com limites progressivamente mais restritivos, em suas diversas fases, está previsto até 2011.

Os avanços do PROCONVE abrangem veículos leves e pesados, tanto os do ciclo Diesel como os do ciclo Otto.

1.4 Problemas causados pela poluição nos grandes centros

A poluição é parte integrante da sociedade industrial, isto é, uma das consequências da geração de energia útil através do processo de combustão. Seus efeitos no meio ambiente estão ligados a problemas de ordem política, social e econômica.

Os poluentes atmosféricos possuem um grande volume por unidade de massa e, uma vez lançados na atmosfera, misturam-se com o ar e são levados pelas correntes de vento, em um movimento basicamente não controlável. Frequentemente pode-se ver e sentir o cheiro dos poluentes atmosféricos, e não é necessário dispor de uma instrumentação exótica para verificar sua presença em muitos locais.

O Brasil, como todo país em desenvolvimento, apresenta um crescimento explosivo de suas regiões metropolitanas.



Figura 20 – Volume de veículos nos grandes centros metropolitanos

O Estado de São Paulo enfrenta uma situação particularmente preocupante por deter aproximadamente 40% da frota automotiva do país. Segundo dados da PRODESP, a frota motorizada no Estado de São Paulo, em dezembro de 2001, é de aproximadamente 13,2 milhões de veículos. A frota da Região Metropolitana de São Paulo (RMSP) representa cerca de 7 milhões de veículos. A frota de veículos do ciclo Diesel (caminhões, ônibus, microônibus, caminhonetes e vans), no Estado de São Paulo, é composta por 988,5 mil veículos e na RMSP por 419,4 mil veículos.

Nas áreas metropolitanas, o problema da poluição do ar tem-se constituído numa das mais graves ameaças à qualidade de vida de seus habitantes. As emissões causadas por veículos carregam diversas substâncias tóxicas que, em contato com o sistema respiratório, podem produzir vários efeitos negativos sobre a saúde.

O monóxido de carbono (CO) é uma substância inodora, insípida e incolor - atua no sangue reduzindo sua oxigenação.

Os óxidos de nitrogênio (NOx) são uma combinação de nitrogênio e oxigênio que se formam em razão da alta temperatura na câmara de combustão - participa na formação de dióxido de nitrogênio e na formação do "smog" fotoquímico.

Os hidrocarbonetos (HC) são oriundos de combustíveis não queimados ou parcialmente queimados que é expelido pelo motor - alguns tipos de hidrocarbonetos reagem na atmosfera promovendo a formação do "smog" fotoquímico.

A fuligem (partículas sólidas e líquidas), sob a denominação geral de material particulado (MP), devido ao seu pequeno tamanho, mantém-se suspensa na atmosfera e pode penetrar nas defesas do organismo, atingir os alvéolos pulmonares e ocasionar; mal estar, dor de cabeça, enjôo, bronquite, asma, câncer de pulmão, irritação dos olhos, garganta, pele e etc..

Outro fator a ser considerado é que essas emissões causam grande incômodo aos pedestres próximos às vias de tráfego. No caso da fuligem (fumaça preta), a coloração intensa e o profundo mau cheiro desta emissão causa de imediato uma atitude de repulsão e pode ainda ocasionar diminuição da segurança e aumento de acidentes de trânsito pela redução da visibilidade.

2 Descrição do funcionamento do sistema de recirculação de gases de escape (EGR) para motores Diesel pesados de 12,8 litros de cilindrada.

A proposta do sistema de recirculação de gases de escape é precisamente controlar o fluxo recirculado de gases de escape sob diferentes condições de operação. A quantidade adequada de gás de escape que deve ser inserido dentro do coletor de admissão varia significativamente conforme a variação de carga do motor. Isto resulta em um sistema EGR operando com precisão no controle da emissão de NOx sem afetar a performance do motor.

Se o gás de escape for inserido em excesso, o motor sofrerá perdas de performance, principalmente pelo excesso de gases inertes e falta de oxigênio. Se o fluxo de gases de escape for muito pequeno o motor pode não atender os limites restritos para a legislação de emissões. O volume teórico de gás de escape recirculado é denominado como a fração do EGR. Entre outras palavras podemos dizer que um aumento da fração do EGR é proporcional ao aumento da carga do motor.

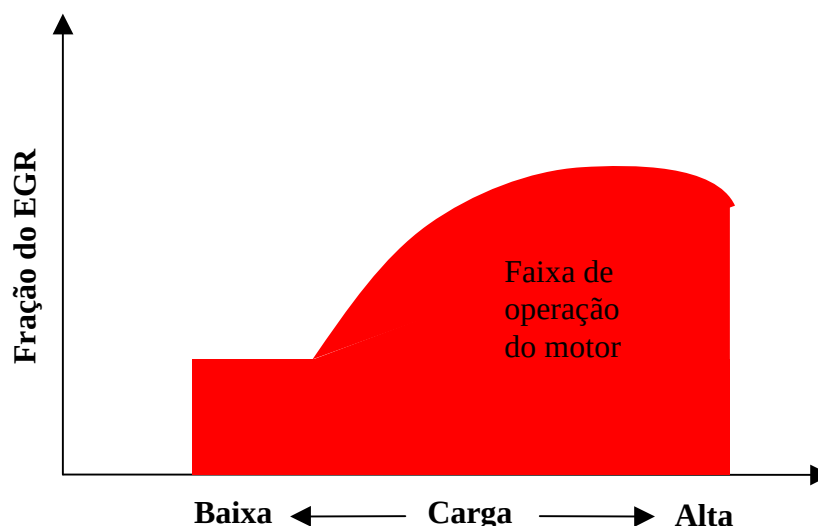


Figura 21 – Faixa de Operação do EGR

O sistema de recirculação de gases de escape (EGR) é designado para reduzir os óxidos de nitrogênio (NO_x) formados durante o processo de operação do motor, que usualmente resulta em altas temperaturas de combustão. O NO_x é formado em altas concentrações quando a temperatura ultrapassa 2500 °F.

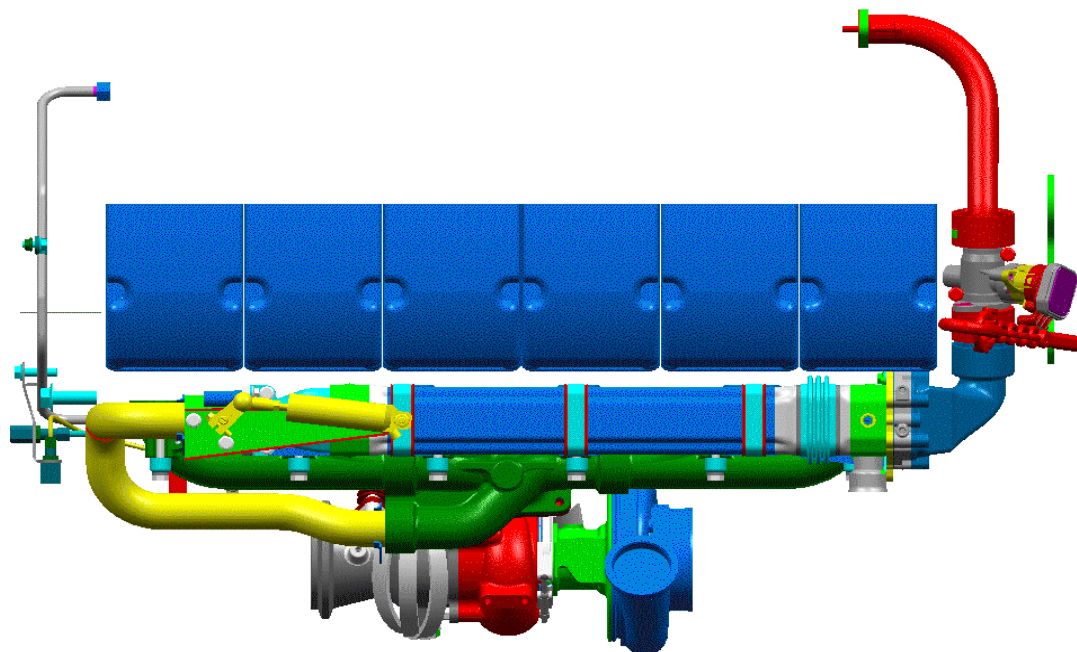


Figura 22 – Esquema de Montagem do EGR

O sistema EGR reduz a produção de NO_x pela recirculação de pequenas quantidades de gases de escape dentro do coletor de admissão, onde é posteriormente misturado com o ar de admissão para a formação da relação ar- combustível. Pela diluição a mistura ar- combustível, em certas condições, picos de temperatura e picos de pressão de combustão, são reduzidas, resultando numa significativa redução de NO_x. Em outras palavras, a fração do fluxo do EGR acompanha as seguintes condições de operação:

- alta fração do EGR – é necessária durante a dinâmica de aceleração em cargas parciais, onde as temperaturas de combustão são tipicamente mais elevadas;
- baixa fração do EGR – é necessária durante as baixas velocidades e cargas reduzidas;

- fação do EGR nula – deve ocorrer durante condições onde a operação do EGR poderia afetar inversamente a eficiência do motor e dirigibilidade do veículo (fase de aquecimento, marcha lenta e desaceleração livre de carga).

2.1 Princípio de funcionamento do EGR para o motor EPA 2004

O sistema de recirculação de gases de escape tem como função reduzir a emissão específica de NOx. Os gases oriundos da combustão são, em grande parte, gases inertes, portanto não reagentes, o que diminui a temperatura adiabática média da combustão gerando portanto uma redução na formação de NOx térmico. Para esta característica de uma maior presença de gases inertes, torna-se necessário para uma mesma faixa de potência e respectivo torque, uma adição maior de combustível, de forma a equilibrar o balanço térmico das reações envolvidas no processo de combustão (Pischinger, 2002).

Uma parcela dos gases de escape a altas temperaturas ($>500^{\circ}\text{C}$) é direcionada através de uma saída adicional montada em um dos ramos do coletor de escape, passando esta através de um trocador de calor o qual reduz a temperatura da mistura de gases. Após o resfriador, é instalada uma válvula direcionadora de fluxo, a qual permite apenas uma direção para o deslocamento da vazão de gases de escape, além de equalizar a contra-pressão na admissão. À temperatura acima da ambiente, a fração do gás de escape é adicionada ao sistema de ar de admissão, através de um misturador, o qual é instalado próximo ao coletor de admissão gerando uma turbulência localizada, a qual é responsável pela mistura do ar de admissão à uma temperatura em torno de 20°C resultando uma vazão de admissão à uma temperatura mais elevada se comparado aos motores sem EGR, podendo esta variar dependendo do percentual de utilização do sistema de recirculação de gases de escape (EGR).

2.2 Efeito do EGR na temperatura de combustão

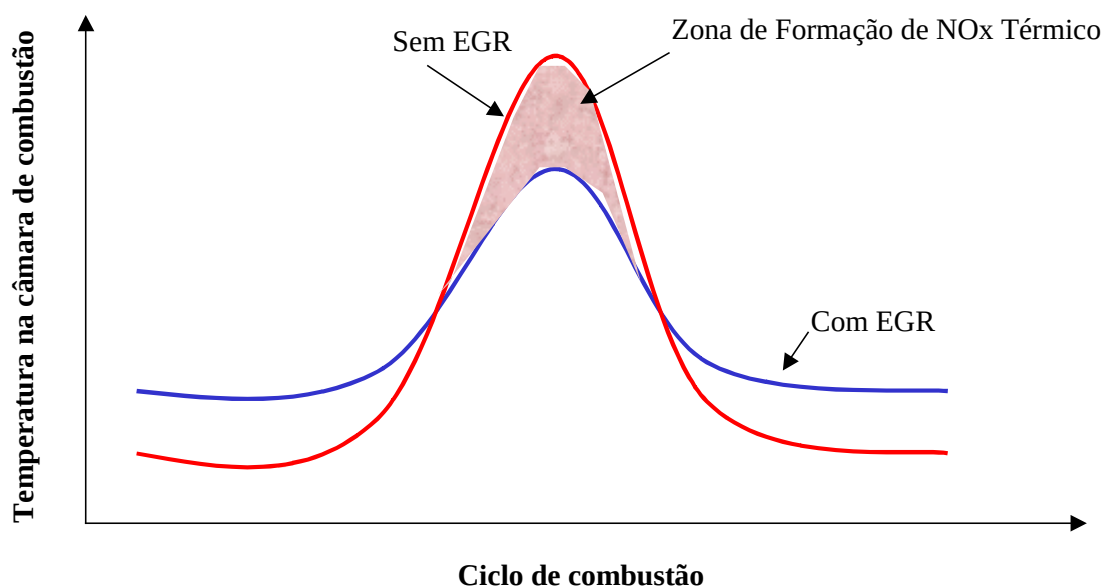


Figura 23 – Comportamento da temperatura de combustão

Devido a introdução de gases de escape no sistema de admissão, cuja a composição química do fluxo, passa a ter a presença de gases inertes, gera um aumento da temperatura de admissão do motor, aumentando assim a temperatura média na câmara de combustão, porém diminui a média dos picos de temperatura da mesma, reduzindo a formação de NOx térmico, o qual apresenta grande parte da emissão de NOx do motor.

2.3 Influência do EGR sobre o consumo de combustível

O EGR apresenta condições favoráveis de utilização quando o percentual de recirculação não for muito elevado, pois para alto percentual de recirculação, o motor necessita de mais combustível para equilibrar a razão de mistura ar/combustível e portanto gera aumento do consumo específico de combustível.

Para este motor em estudo houve uma desvantagem em consumo específico de combustível de aproximadamente 2% para os ciclos de teste o que não se torna perceptível para o motorista, devido as faixas de rotação de trabalho serem muito variadas.

2.4 Aplicação de Turbocompressor com assimetria para o EGR

Simultaneamente para termos recirculação de gases de escape e também energia cinética suficiente para movimentar o rotor da turbina do turbocompressor, foi aplicada uma turbina assimétrica, a fim de equalizar o fluxo e ao mesmo tempo evitar-se vibração no sistema.



Figura 24 – Coletor de escape com flange da turbina com assimetria



Figura 25 – Turbina Assimétrica em detalhes

2.5 Modificações de periféricos para emprego do EGR

Para montagem do sistema EGR, foi necessário realizar algumas modificações originais do motor afim de garantir ao mesmo tempo durabilidade e robustez aos componentes.



Figura 26 – Coletor de Escape para Turbina Assimétrica montado em 3 partes



Figura 27 – Detalhe da geometria interna do coletor de escape com EGR

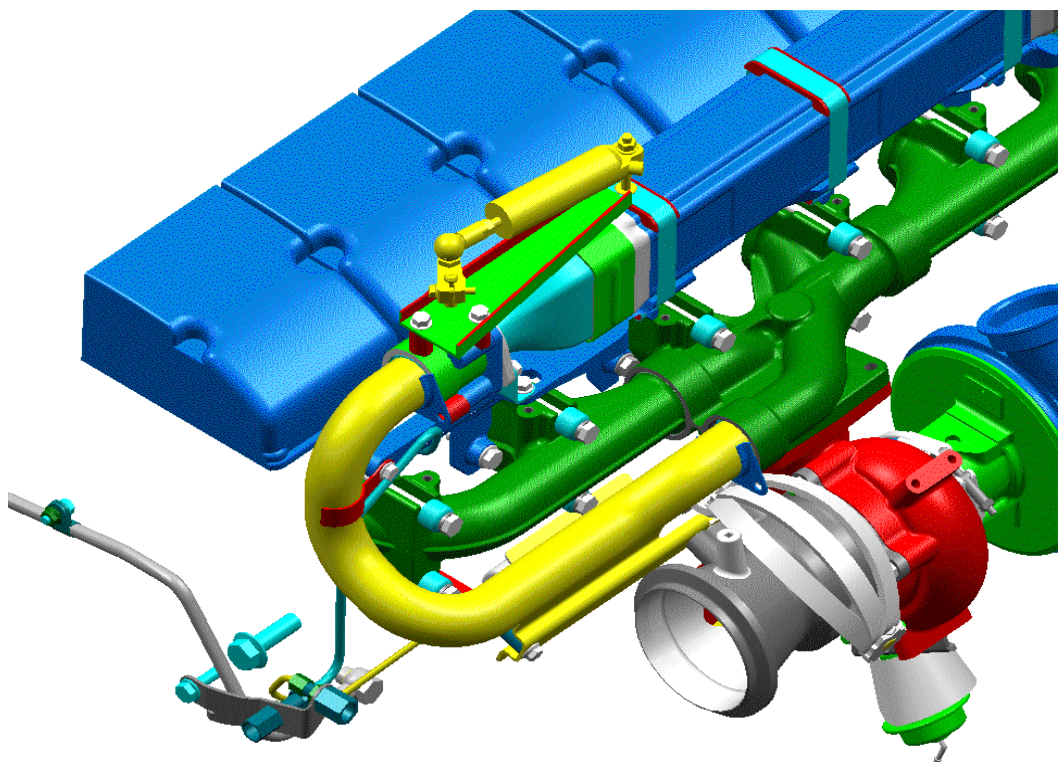


Figura 28 – Detalhe dos Periféricos para o EGR

2.6 Componentes do EGR

- Válvula de controle de pressão do EGR.

A válvula shut-off tem por função evitar sobrecargas no sistema durante a operação de freio motor, onde a condição de pressão torna-se mais crítica. A posição da válvula durante o funcionamento do motor encontra-se sempre aberta e fecha-se em condições de ativação do freio motor, onde a pressão no sistema aumenta consideravelmente, causando danos ao trocador de calor na falta ou falha da válvula shut-off.

Vale ressaltar que em caso de vazamento no trocador de calor, que é alimentado pelo fluido de arrefecimento do motor, este bloqueia-se imediatamente fundindo o motor. Portanto a operação e o correto funcionamento da válvula torna-se fundamental para assegurar o funcionamento adequado do sistema.



Figura 29 – Válvula de controle de pressão para freio motor (shut off)

- Válvula de palhetas

A válvula de palhetas tem por finalidade equalizar a pressão dos gases de escape em relação ao ar de admissão, evitando picos de pressão no sistema, além do refluxo oriundo de algumas condições de operação do motor.

A utilização da válvula direcional de palhetas, foi a melhor alternativa econômica encontrada para se balancear e ajustar a unidade de controle do gerenciamento eletrônico do motor evitando grandes penalidades no consumo de combustível, o que ocorre em função da estabilidade no sistema ao determinar a dosagem da quantidade ideal de combustível.

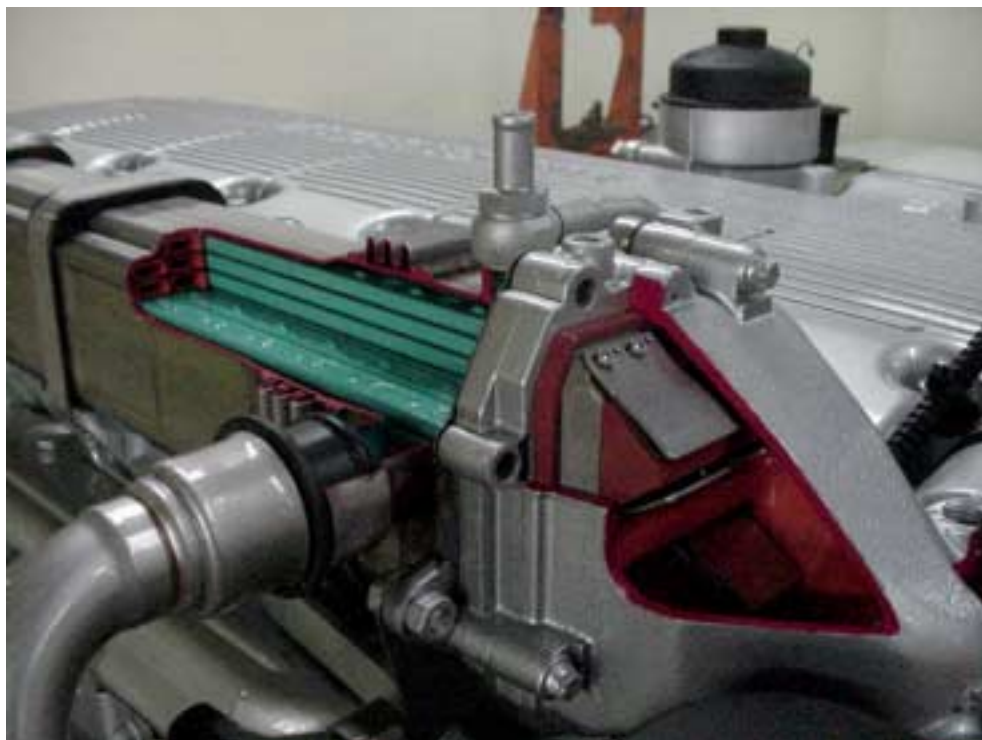


Figura 30 – Válvula de palhetas para estabilização de pressão

- Trocador de Calor do EGR

O trocador de calor é do tipo flamo-tubular, onde o fluido responsável pela dissipação de calor é o próprio fluido de refrigeração do motor (Etilenoglicol + Água), onde para suprir a demanda térmica do sistema foi necessário, redimensionar as galerias de circulação do fluido, reduzindo as perdas de carga localizadas, além de substituir a bomba d'água por uma de vazão maior.

O trocador de calor é um item de grande importância no sistema, pois é o responsável pela redução de temperatura do gás de escape, condicionando-o a fim de permitir a reutilização deste misturado com o ar de admissão no motor.



Figura 31 – Trocador de calor em corte e válvula controladora de EGR

- Válvula controladora do EGR – Wahler

A válvula controladora tem por finalidade controlar o percentual de recirculação do gás de escape. Esta difere da válvula shut-off devido a possibilidade de controlar a abertura modulando diversas posições.

O motor é mapeado em banco de provas controlando-se a região de operação do mesmo e através disto são preenchidas as tabelas do software de controle, com valores do percentual de recirculação, garantindo a condição adequada para redução da emissão de NOx.

- Misturador

O misturador de gases de escape com o ar de admissão foi dimensionado de forma a direcionar o fluxo de gases quentes na linha de admissão na direção de entrada do coletor de admissão. O misturador possui cortes direcionais a fim de facilitar a mistura com o ar à baixa temperatura.

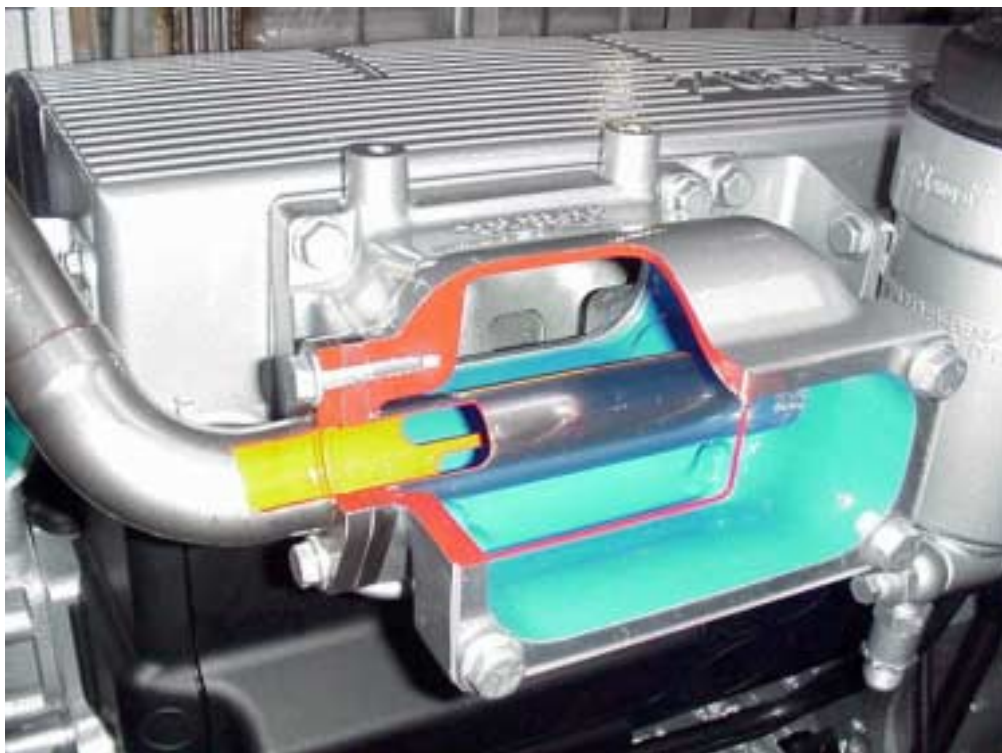


Figura 32 – Detalhe do posicionamento do misturador



Figura 33 – Detalhes internos do misturador

3 Descrição do banco de prova para realização dos testes

A DaimlerChrysler do Brasil Ltda. conta com 11 celas de teste de desenvolvimento de motores, onde pode ser realizado diversos tipos de teste para motores de combustão interna, sob condições controladas de temperatura, pressão e umidade, apresentando condição adequadas para a realização do trabalho. O sistema de controle do banco de prova foi desenvolvido e é gerenciado pela T-Systems permitindo uma análise e captação de dados de qualquer natureza, desde fenômenos mecânicos e químicos, até mesmo sinais analógicos ou digitais.

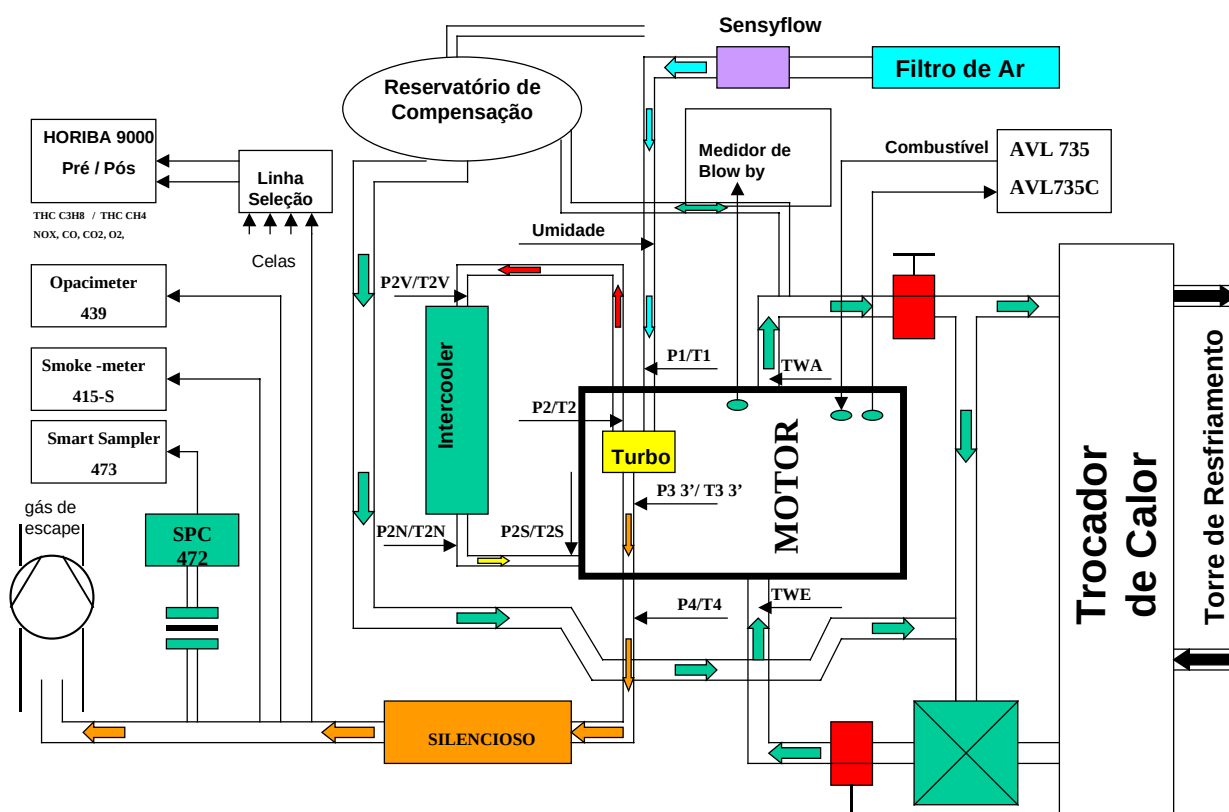


Figura 34 – Diagrama esquemático da montagem do motor em banco de prova

Tabela 7 – Dados dos sensores para avaliação de emissões em banco de prova

Banco de Provas 01				
Medição		Tipo de Sensor	Unidade	Fornecedor
LCO	Baixo Monóxido de Carbono	Infravermelho	ppm	HORIBA
HCO	Alto Monóxido de Carbono	Infravermelho	%	HORIBA
CO2	Dióxido de Carbono	Infravermelho	%	HORIBA
NOx	Óxidos de Nitrogênio	Químico-luminescente	ppm	HORIBA
HHC	Hidrocarboneto quente	Detector de ionização de chama	ppm	HORIBA
O2	Oxigênio	Magnético-Pneumático	%	HORIBA
THC	Hidrocarboneto total	Detector de ionização de chama	ppm	HORIBA
CH4	Metano	F I D cutter	ppm	HORIBA
NCH4	Não-Metano	THC - CH4	ppm	HORIBA
Lamb	Lambda	Calculado		HORIBA

3.1 Software de aquisição de dados do motor

O software de controle do gerenciamento eletrônico do motor foi desenvolvido pela firma AFT, pertencente ao grupo Continental-Temic. Este sistema tem por finalidade programar o gerenciamento eletrônico do motor, permitindo a utilização de funções de segurança, controle e diagnose de falhas do motor, além de ser uma ferramenta excelente para otimização dos mapas de controle do motor. O programa contém ca. 3500 tabelas de variáveis e fatores de correção, contendo cada, aproximadamente 100 pontos de controle. Estes fatores são responsáveis para equacionar e adequar o cálculo de variáveis obtidas através dos dados de entrada no sistema, gerenciando a condição de operação, otimizando a formação da mistura ar/combustível, além de administrar as funções de segurança e proteção do motor em caso de falhas, evitando danos ao motor.

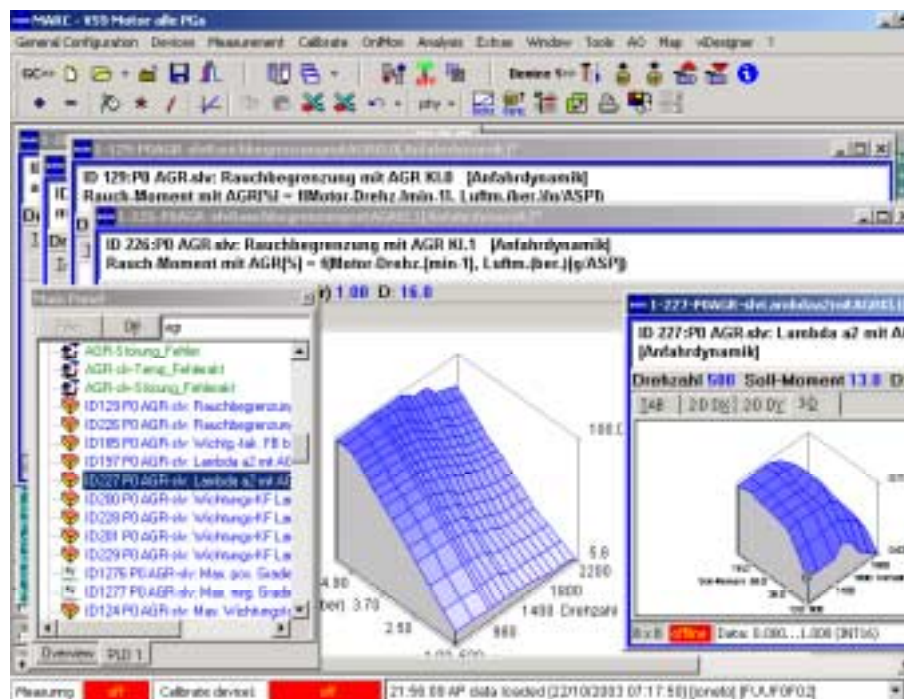


Figura 35 – Tela do software de gerenciamento com as funções de controle para o sistema EGR

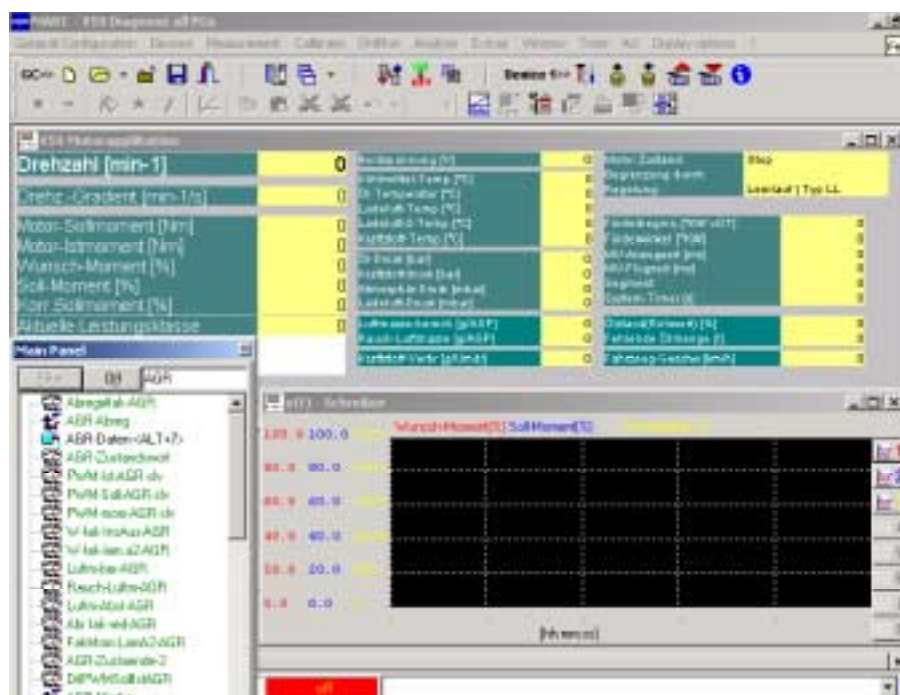


Figura 36 – Tela de Diagnose para o gerenciamento eletrônico com EGR

4 Descrição do Motor a ser utilizado e aplicação destes em caminhões pesados para o mercado americano

O motor OM460LA EPA2004 apresenta-se como um aprimoramento do mesmo na versão EPA98 através da utilização do sistema de recirculação de gases de escape (EGR).



Figura 37 – Motor OM460LA EPA98

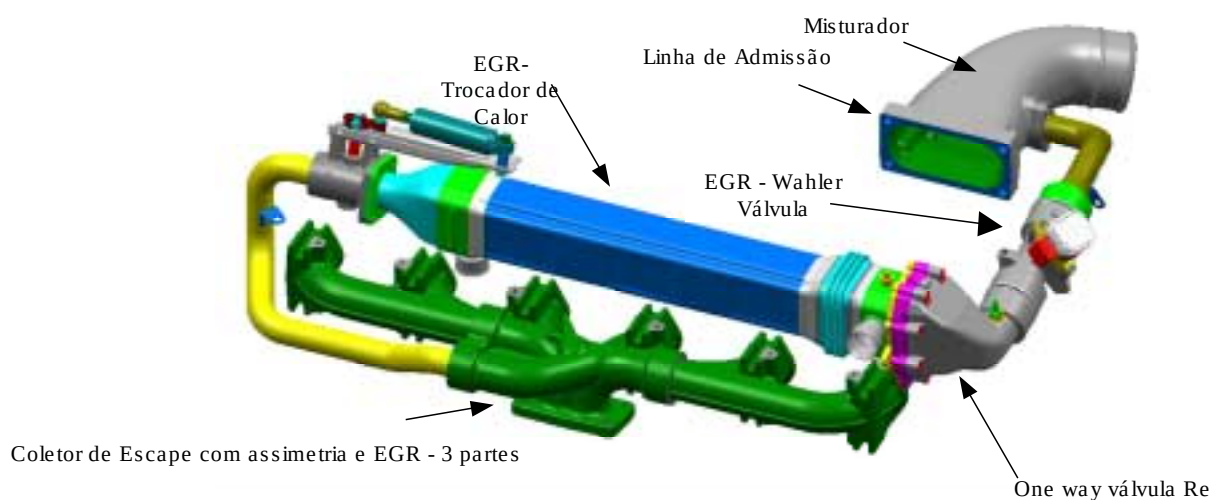


Figura 38 – Sistema EGR para o motor EPA2004

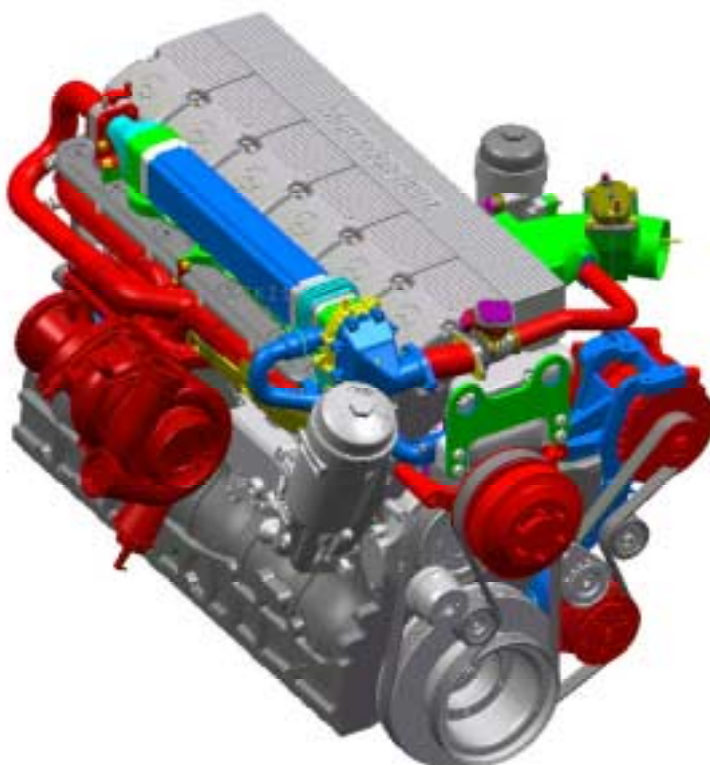


Figura 39 – Motor Mercedes-Benz OM460LA com gerenciamento eletrônico de combustível

Tabela 8 – Dados do Motor OM460 LA testado

Dados do motor OM460LA EPA2004	
Potência nominal	435 [Hp] a 1900 [min-1]
Torque nominal	1550 [lbf] a 1100 [min-1]
Óleo lubrificante	Shell Rimula Super 228.3
Fluido de Arrefecimento	Etileno Glicol
Volume de óleo lubrificante	42 [l]
Cilindrada	12,8 [l]
Diâmetro do cilindro	128 [mm]
Altura do cilindro	160 [mm]
Número de cilindros	6
Software de gerenciamento eletrônico	TEMIC
Bicos injetores	DLLAPV1421070 - Bosch
Com intercooler, turbobrake e topbrake	



Figura 40 – Aplicação dos motores com EGR na frota de caminhões pesados americanos da linha Freightliner.

4.1 Preparação e Montagem do Motor



Figura 41 – Início da montagem de componentes do EGR no motor OM460LA EPA2004

Todos os componentes do motor assim como o novo sistema EGR foram controlados e rearranjados para se montar o motor OM460LA EPA2004



Figura 42 – Vista superior do bloco, mostrando as bombas individuais de combustível para o gerenciamento eletrônico de combustível Mercedes-Benz

4.2 Instrumentação do Motor

4.2.1 Instalação do motor EPA2004 no Banco de prova

Foi utilizado um banco de prova da DaimlerChrysler do Brasil Ltda., em São Bernardo do Campo – SP.

O banco de prova utilizado para a realização, consta de um banco de prova dinamométrico de motores, onde pode ser simulada condições de arrasto ou condução do motor, para a realização dos mais diversos tipos de testes. O banco de prova possui,

equipamentos para medição de emissões das empresas AVL e Horiba, permitindo a realização dos testes de emissões conforme as exigências da legislação de emissões.

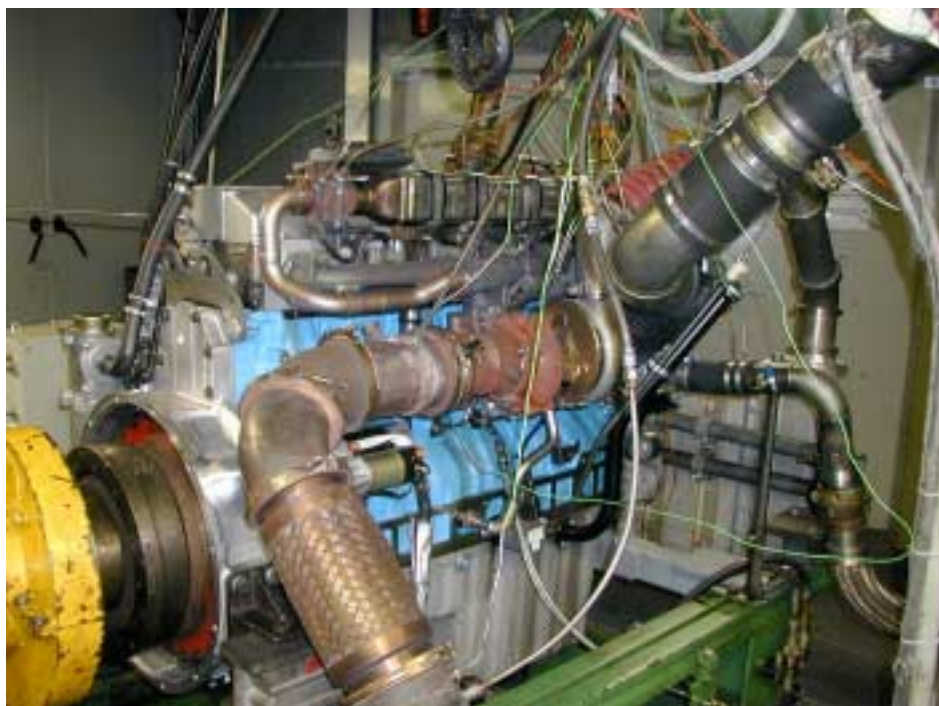


Figura 43 – Montagem do motor no banco de prova



Figura 44 – Instrumentação de pontos de pressão e temperatura antes do EGR



Figura 45 – Pontos de pressão e temperatura para controle dos gases de escape



Figura 46 – Pontos de medição após o trocador de calor do EGR

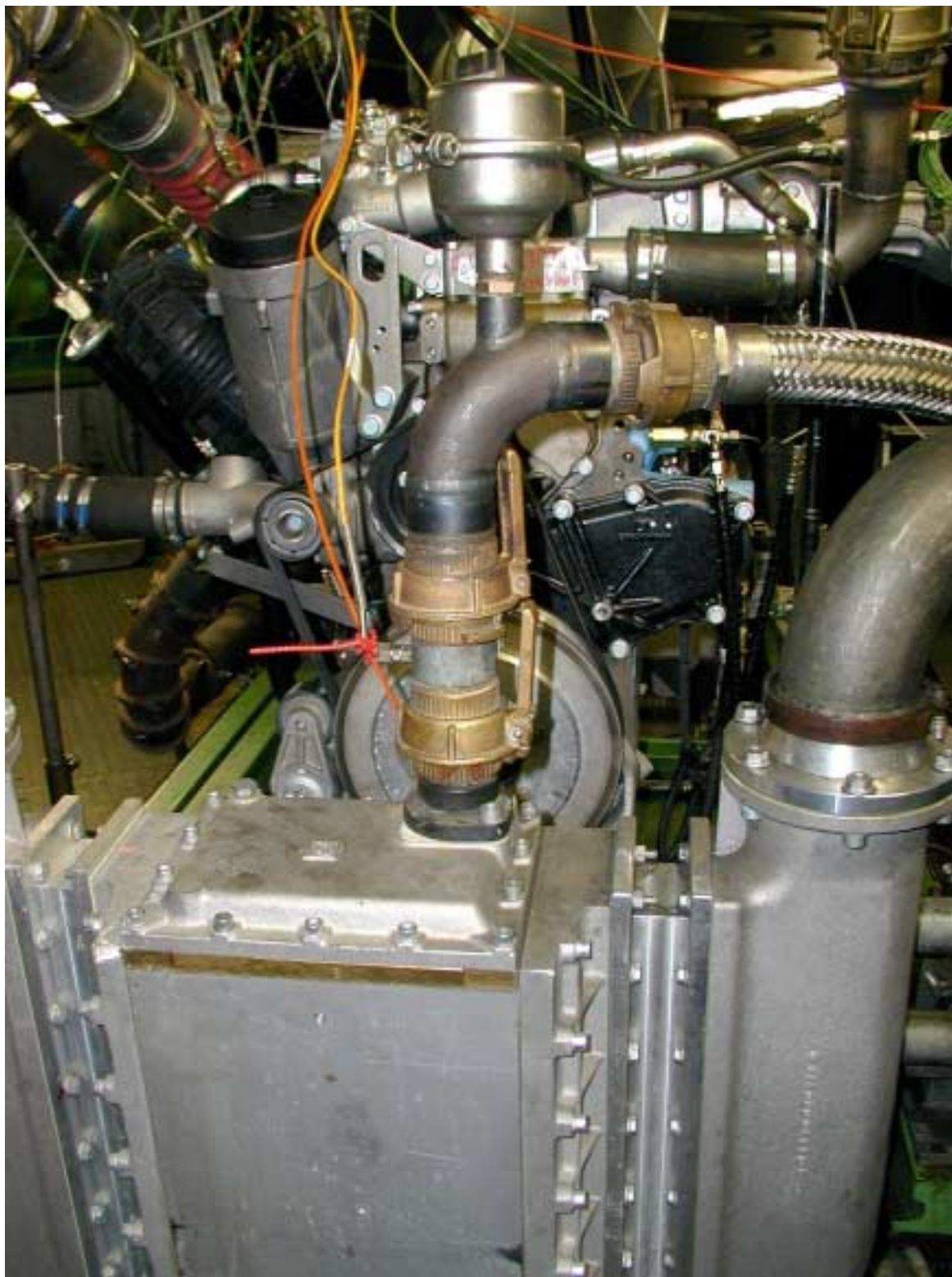


Figura 47 – Montagem do sistema de arrefecimento veicular no banco de prova



Figura 48 – Detalhe do ponto de medição da pressão de combustível

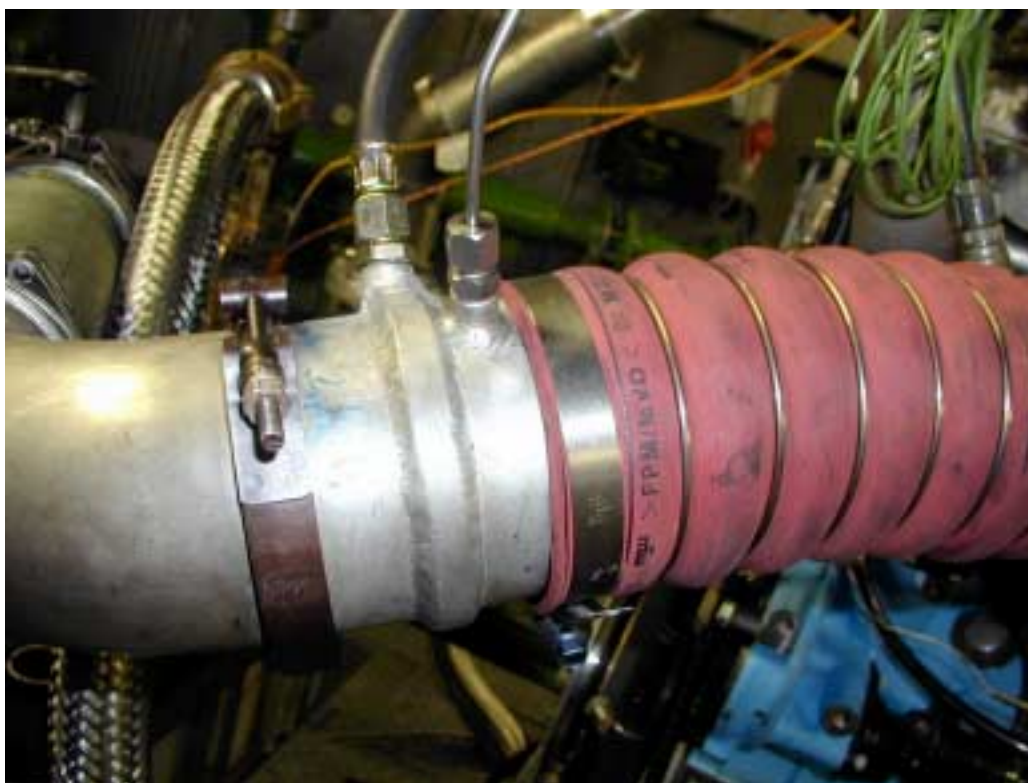


Figura 49 – Controle do ar de admissão



Figura 50 – Detalhe do sensor combinado na do ar de admissão para medição de temperatura e pressão

5 Descrição dos procedimentos de Teste

Os testes envolvidos neste trabalho tem por finalidade demonstrar a importância da evolução da qualidade do combustível e a grande influência que este apresenta sobre qualquer outro fator tecnológico que objetive reduzir emissões.

Para a certificação conforme os limites da EPA2004 o motor foi submetido a testes ESC e FTP com o respectivo combustível EPA2004 utilizado nos EUA.

Os bancos de prova de certificação da DaimlerChrysler do Brasil apresentam limites de confiabilidade elevados, atendendo às mais rigorosas exigências dos padrões europeus e, portanto, apresenta-se em adequadas condições para realização de qualquer experimento conforme as atuais exigências internacionais para comercialização de motores em qualquer parte do mundo.

Para verificação de repetibilidade de resultados deve ser realizado testes conforme descrição abaixo:

Tabela 9 – Testes a serem realizados

Descrição da quantidade de testes a serem realizados			
Descrição do Teste	Diesel Euro 2	Diesel Comercial do interior	Diesel Metropolitano
ESC	2	2	2
Plena Carga com emissões	1	1	1
Cargas Parciais com emissões	1	1	1

Tabela 10 – Condições de contorno para os testes

Parâmetros de teste para o motor em banco de prova a plena carga e rotação nominal para potência máxima – 1900 min⁻¹			
Descrição do Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Pressão de Admissão	PAN	30 ± 2	[mbar]
Pressão de Escape	PAB	25 ± 2	[mbar]
Temperatura após o intercooler	T2N	40 ± 1	[°C]
Diferença de Pressão no intercooler	$\Delta PLLK$	100 ± 5	[mbar]
Temperatura de Admissão	T1	23 ± 3	[°C]

• Teste de Desempenho

O teste de desempenho tem por finalidade, avaliar para as condições de 100% de carga, variando-se as rotações. Inicia-se o teste na rotação de máxima livre, a qual é tomada aproximadamente 10% acima da rotação de potência nominal máxima (torque =0). A partir deste ponto, mantém-se o acelerador do sistema em 100% de carga e varia-se a rotação em ordem decrescente, até atingir a condição de rotação de marcha lenta.

Neste teste são avaliadas as condições de contorno para início do teste, os valores de temperatura e pressão monitorados pelo banco de provas, além da verificação de valores medidos para emissão de poluentes contidos no gás de escape dos motores.

O teste de desempenho ou muitas vezes denominado avaliação de performance é pré-requisito do fornecimento de dados para o cálculo de parâmetros e realização de testes de emissões ESC 13 pontos e de cargas parciais.

Podemos dizer que traçar a curva de desempenho do motor é o ponto de partida para o desenvolvimento de motores do ciclo Diesel.

Tabela 11 – Descrição dos pontos de teste para teste de desempenho a plena carga

Descrição dos pontos de teste – Desempenho a plena carga com emissões		
Rotação [min-1]	Tempo total de Permanência [min]	Tempo de Medição [s]
2200	10	Últimos 30
2000	10	Últimos 30
1900	10	Últimos 30
1800	10	Últimos 30
1700	10	Últimos 30
1600	10	Últimos 30
1500	10	Últimos 30
1400	10	Últimos 30
1300	10	Últimos 30
1200	10	Últimos 30
1100	10	Últimos 30
1000	10	Últimos 30
900	10	Últimos 30
800	10	Últimos 30
700	10	Últimos 30
Marcha Lenta	10	Últimos 30
Tempo Previsto: 2h 30min por teste (3 vezes = 7hs 20min)		

- **Teste de cargas parciais**

Tabela 12 – Pontos de teste para o teste de cargas parciais

Rotação [min-1]	Relação de Cargas [%] para cargas parciais				
	Tempo de Permanência: 10min – Tempo de Medição: últimos 30s				
	100	75	50	25	10
2200	P01	P02	P03	P04	P05
2000	P06	P07	P08	P09	P10
1900	P11	P12	P13	P14	P15
1800	P16	P17	P18	P19	P20
1700	P21	P22	P23	P24	P25
1600	P26	P27	P28	P29	P30
1500	P31	P32	P33	P34	P35
1400	P36	P37	P38	P39	P40
1300	P41	P42	P43	P44	P45
1200	P46	P47	P48	P49	P50
1100	P51	P52	P53	P54	P55
1000	P56	P57	P58	P59	P60
900	P61	P62	P63	P64	P65
800	P66	P67	P68	P69	P70
700	P71	P72	P73	P74	P75
600	P76	P77	P78	P79	P80
Tempo Previsto: 13hs e 20min por teste (3 vezes = 40 horas)					

Com os valores de carga obtidos para as rotações específicas para o teste de desempenho a plena carga, são calculados os percentuais de carga pré-estabelecidos para o teste. Ao contrário do teste de plena carga este teste visa analisar o funcionamento do motor em diversas faixas de rotação e potência, realizando um mapeamento da região de atuação do motor. Este teste torna-se importante, pois o maior percentual de utilização do motor montado em veículo, ocorre em cargas parciais. Para tal faz-se um mapeamento ponto a ponto do motor com a finalidade de otimizar a combustão através do gerenciamento eletrônico de combustível.

A especificação na Pxx na tabela acima significa a ordem dos pontos de medição, ou seja, P01, significa o primeiro ponto e assim sucessivamente até o último ponto P80. Verifica-se que os pontos de medição para um a determinada rotação iniciam-se em valores de 100% de carga reduzindo-se até 10%. Passando para uma próxima rotação eleva-se a carga para 100% e repete-se o procedimento, rotação por rotação, até atingir a condição de marcha lenta do motor.

- **Teste ESC – 13 pontos**

A diretiva 1999/96/CE do parlamento europeu e do conselho estabelece os novos limites e padrões de emissões para a legislação Euro.

O teste ESC inicia-se com a determinação das rotações A, B e C, as quais são calculadas através das rotações n_{low} e n_{high} extraídas da curva de torque (TOC).

A rotação n_{high} corresponde a maior rotação onde se obtém 70% da potência nominal. Determina-se a rotação inferior n_{low} , pelo ponto de menor rotação correspondente a 50% da potência nominal do motor.

Com as rotações n_{low} e n_{high} calcula-se as rotações A, B e C, como descrito a seguir:

$$A = n_{low} + 0,25. (n_{high} - n_{low})$$

$$B = n_{low} + 0,50. (n_{high} - n_{low})$$

$$C = n_{low} + 0,75. (n_{high} - n_{low})$$

Se as rotações A, B e C obtidas estiverem $\pm 3\%$ das rotações nominais declaradas pelo fabricante, utiliza-se a rotação declarada pelo fabricante, ou utiliza-se as rotações reais determinadas pela curva de torque (TOC). Como já mencionado, as condições de teste assim como os parâmetros que devem ser observados são descritos pela diretiva 1999/96/CE.

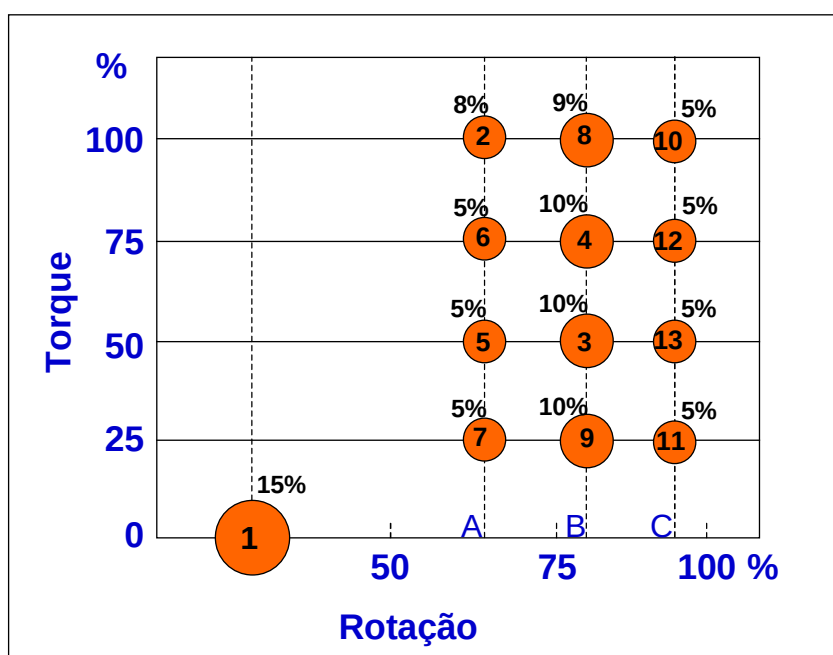


Figura 51 – Diagrama esquemático do ciclo ESC

Para o teste de 13 pontos, conforme pontos da Tabela 13, mede-se as emissões ponderadas de HC, CO, NO_x e utiliza-se um filtro para o material particulado, o qual é pesado ao término do teste sob condições controladas de temperatura, pressão e umidade. Este teste exige uma validação dos pontos medidos, ou seja, avalia-se através de um fator atmosférico, condições de carga, temperatura e pressão se o teste é válido para determinação dos resultados. Vale ressaltar que, se um dos pontos estiver inválido, o teste por completo estará anulado. Além da validação, os valores medidos da emissão de poluentes são corrigidos em função da umidade e temperatura, a fim de se estabelecer parâmetros e padrões de avaliação permitindo uma comparação direta de resultados.

Tabela 13 – Pontos de teste do teste de emissões ESC

Descrição do teste de treze pontos – ESC conforme norma européia					
Ponto	Rotação [min-1]	Carga [%]	Tempo de Permanência	Tempo de Medição	Fator de Ponderação
01	560	0	4 min	30s	0,15
02	1300	100	2 min	30s	0,08
03	1600	50	2 min	30s	0,10
04	1600	75	2 min	30s	0,10
05	1300	50	2 min	30s	0,05
06	1300	75	2 min	30s	0,05
07	1300	25	2 min	30s	0,05
08	1600	100	2 min	30s	0,09
09	1600	25	2 min	30s	0,10
10	1900	100	2 min	30s	0,08
11	1900	25	2 min	30s	0,05
12	1900	75	2 min	30s	0,05
13	1900	50	2 min	30s	0,05
Tempo Previsto: 40 min por teste (6 vezes = 4 h)					

5.1 Características dos combustíveis utilizados para realização dos testes

Análise de amostras de óleo Diesel utilizados em teste de durabilidade e emissões no banco de provas de motores, Sendo:

- Amostra A – Óleo Diesel comercializado no interior do Brasil;
- Amostra B – Óleo Diesel Euro II;
- Amostra C – Óleo Diesel Metropolitano,

Tabela 14 – Propriedades dos combustíveis de teste

Testes	Amostra A	Amostra B	Amostra C
Viscosidade Cinemática a 40°C; mm ² /s	3,70	2,91	3,05
Massa específica a 15°C; g/ml	0,861	0,848	0,858
Massa específica a 20°C; g/ml	0,858	0,845	0,855
Massa específica a 25°C; g/ml	0,855	0,842	0,852
Cor	3,5	1,5	2,5
Teor de Enxofre; %p	0,22	0,018	0,072
Água e Sedimentos, %v	<0,05	<0,05	<0,05
Ponto de Fulgor; °C (Vaso Fechado)	46,5	67,5	52
CFPP	----	-15	-3
Carbono , %p	----	86,60	86,86
Hidrogênio, %p	----	13,39	13,13
Relação C/H	4,25	6,37	6,61
Índice de Cetano ASTM D 976	45,0	48,9	46,1

Tabela 15 – Testes normalizados para o Diesel Combustível

Testes	Amostra A	Amostra B	Amostra C
PART, > 10 μ /ml	325	118	385
GRAV, mg/ml	1,0	0,8	2,7
ISSO	19/16	16/13	17/14
SAE	8	4	6
NAS (>5 μ)	11	8	9

Tabela 16 – Tamanho de partículas no Diesel Combustível

Distribuição de Partículas	Amostra A	Amostra B	Amostra C
> 5 μ	4693	384	1251
> 10 μ	1444	118	385
> 15 μ	597	49	159
> 25 μ	160	13	43
> 30 μ	95	8	25
> 40 μ	39	3	10
> 50 μ	19	2	5

Tabela 17 – Aspectos da curva de destilação

Destilação [°C]	Amostra A	Amostra B	Amostra C
Ponto Inicial de destilação	114	174	149
5%	162	197	170
10%	186	209	184
20%	225	227	213
30%	247	244	238
40%	264	259	256
50%	281	272	274
60%	299	286	291
70%	319	300	310
80%	344	316	335
85%	359	324	351
90%	377	335	372
95%	390	351	403
Ponto Final de Destilação	390	358	409
Recuperado; %v	98,0	97,3	97,6
Resíduo; %v	1,0	2,7	2,4

Tabela 18 – Elementos químicos presentes no Diesel combustível

Elementos Químicos	Amostra A	Amostra B	Amostra C
Silício	0,10	0,65	2,00
Fósforo	<0,01	0,87	0,86
Bário	0,27	0,45	0,43
Magnésio	<0,01	<0,01	<0,01
Cálcio	<0,01	<0,01	1,44
Molibdênio	0,27	0,57	0,58
Zinco	0,94	0,30	0,69
Cromo	1,13	0,28	0,21
Níquel	0,18	<0,01	<0,01
Ferro	0,39	0,21	0,25
Chumbo	<0,01	1,00	0,65
Alumínio	0,31	<0,01	0,86
Cobre	0,29	0,06	0,14
Vanádio	0,31	0,31	0,31

A amostra A atende as especificações da ANP para o Diesel combustível do interior.

A amostra B atende as especificações da resolução CONAMA n.º 08 de 03 de agosto de 1993, anexo III fase IV em todos os itens analisados.

A amostra C atende as especificações da portaria ANP n.º 310 de 27 de dezembro de 2001 em todos os itens analisados.

6 Apresentação dos Resultados

6.1 Resultado dos testes de Desempenho a plena carga

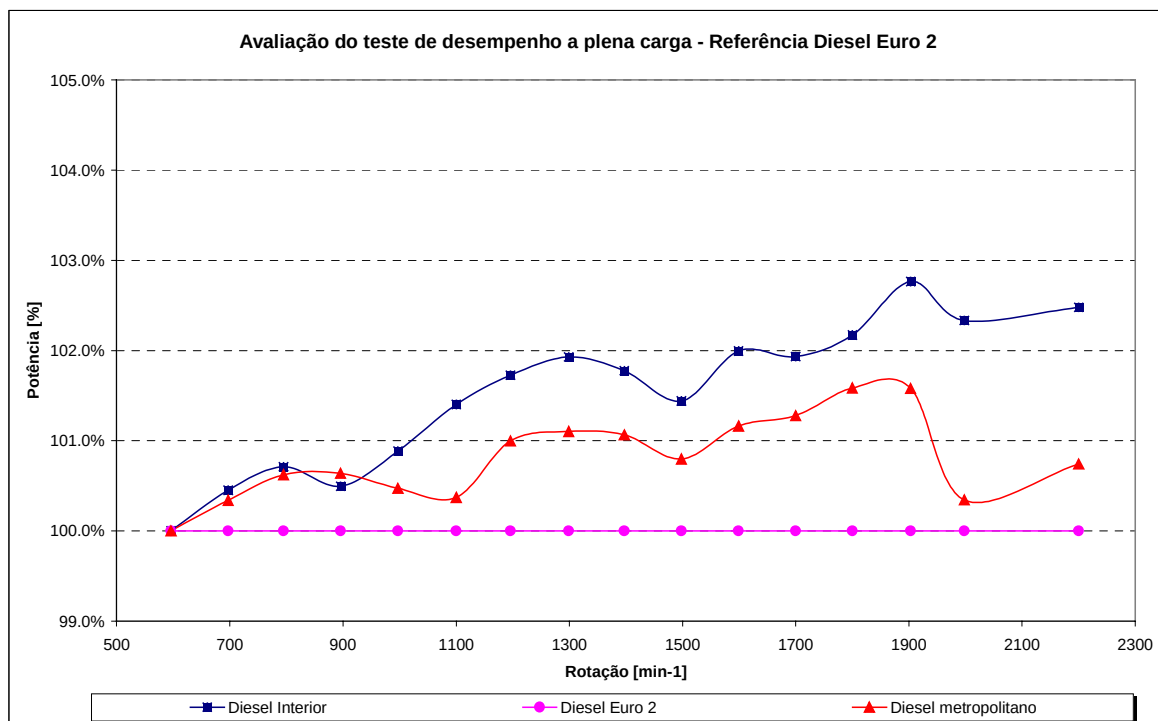


Figura 52 – Curva de potência percentual

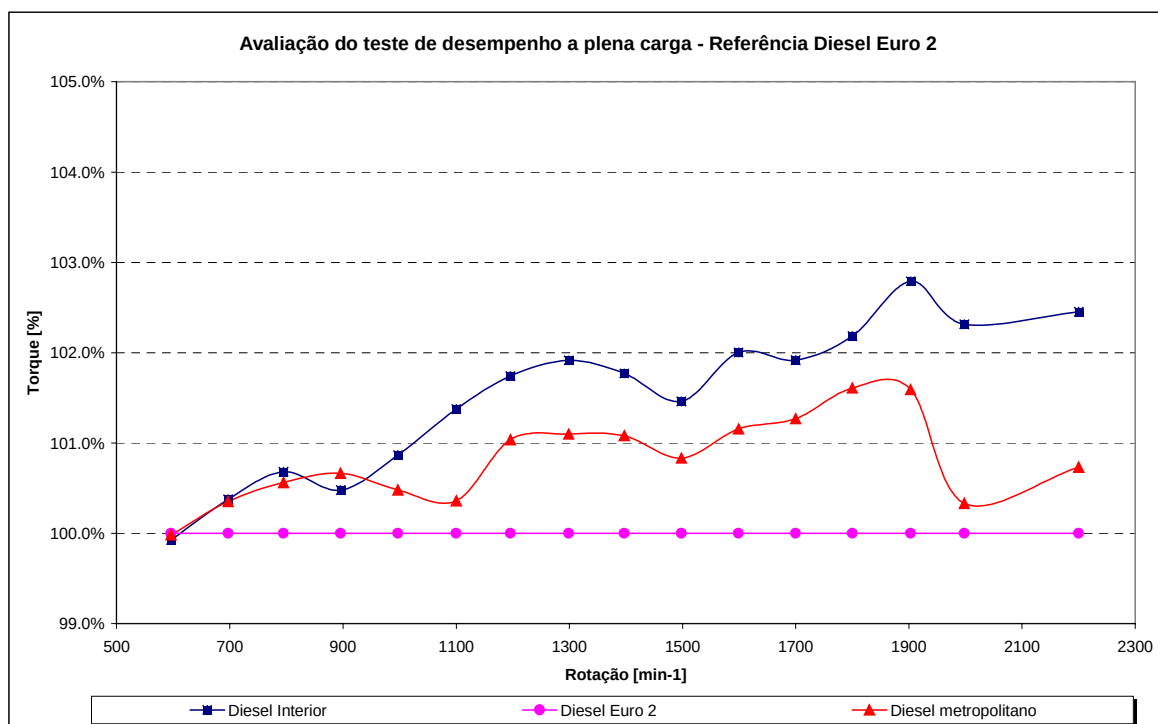


Figura 53 – Curva de Torque percentual

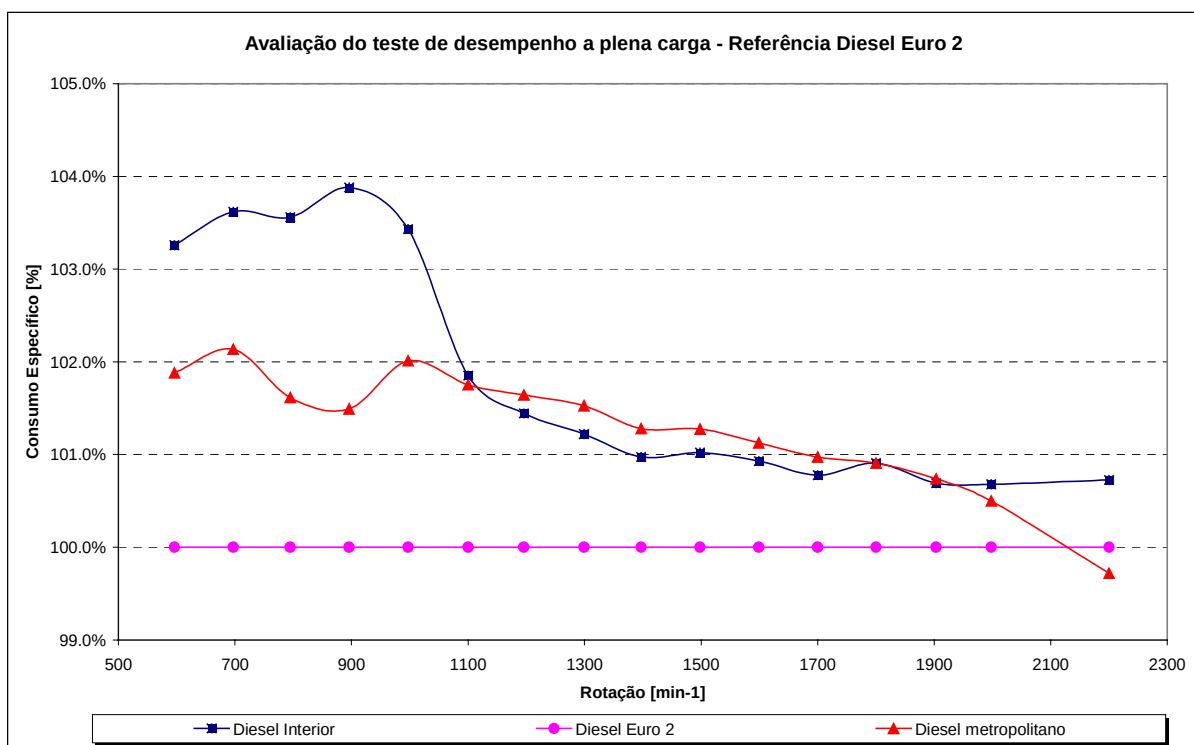


Figura 54 – Curva de consumo específico percentual

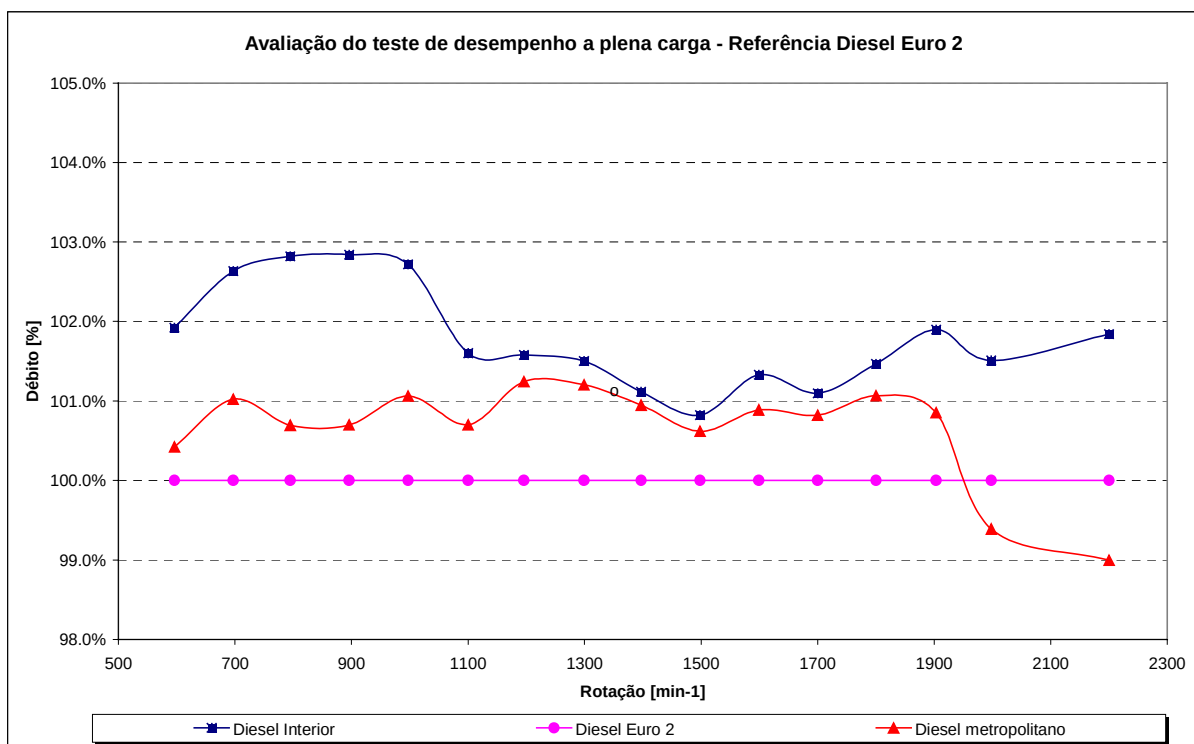


Figura 55 – Curva de Débito percentual

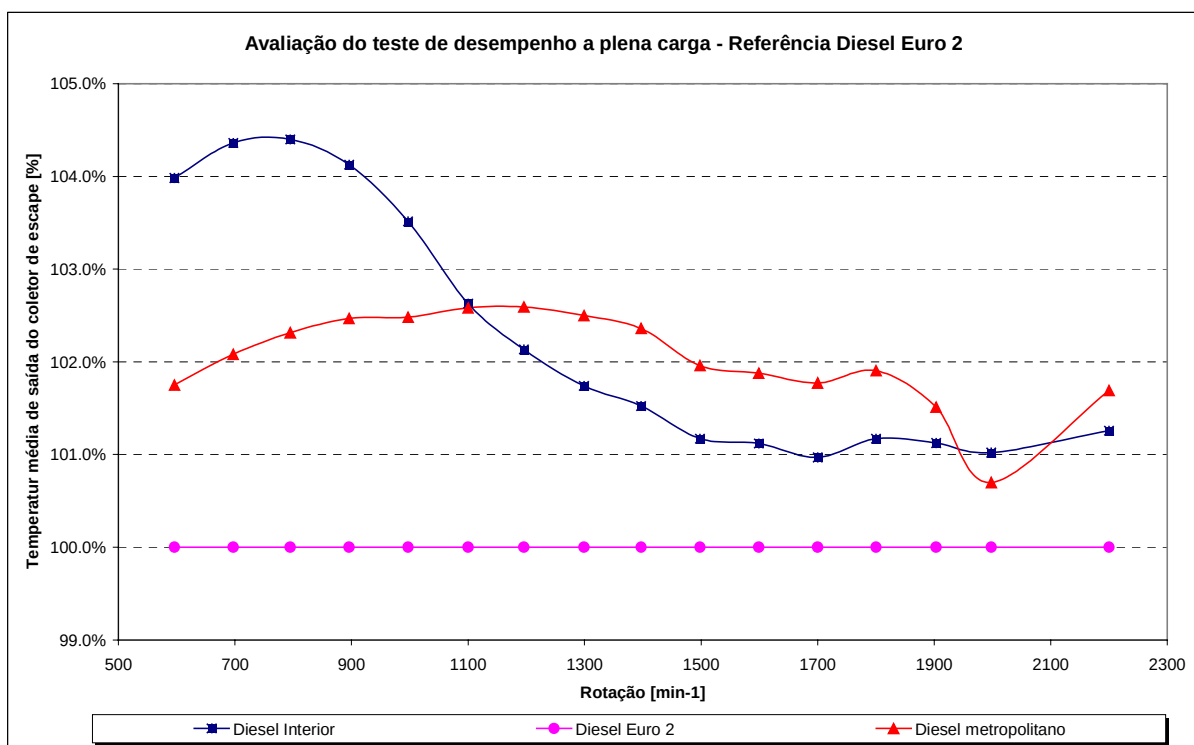


Figura 56 – Curva de Temperatura de Escape percentual

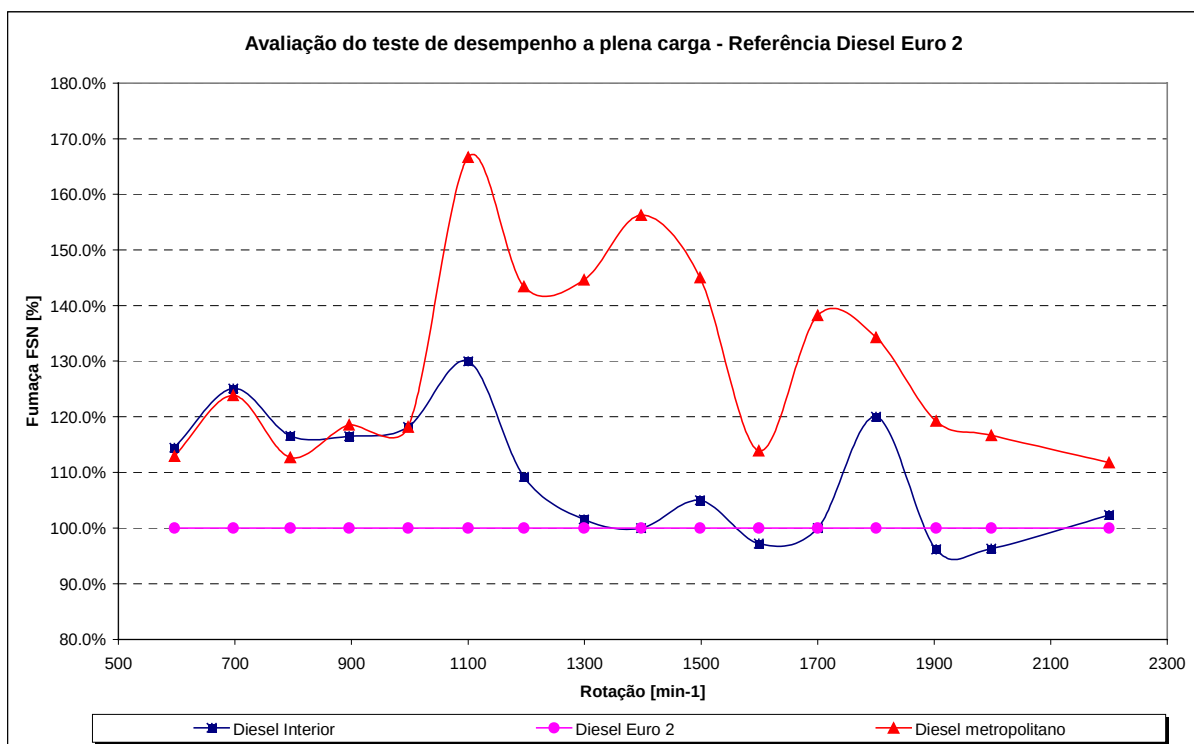


Figura 57 – Curva de Fumaça FSN percentual

6.2 Resultado dos testes de cargas parciais

6.2.1 Resultado Diesel Metropolitano

Avaliação de CO para cargas parciais do combustível metropolitano

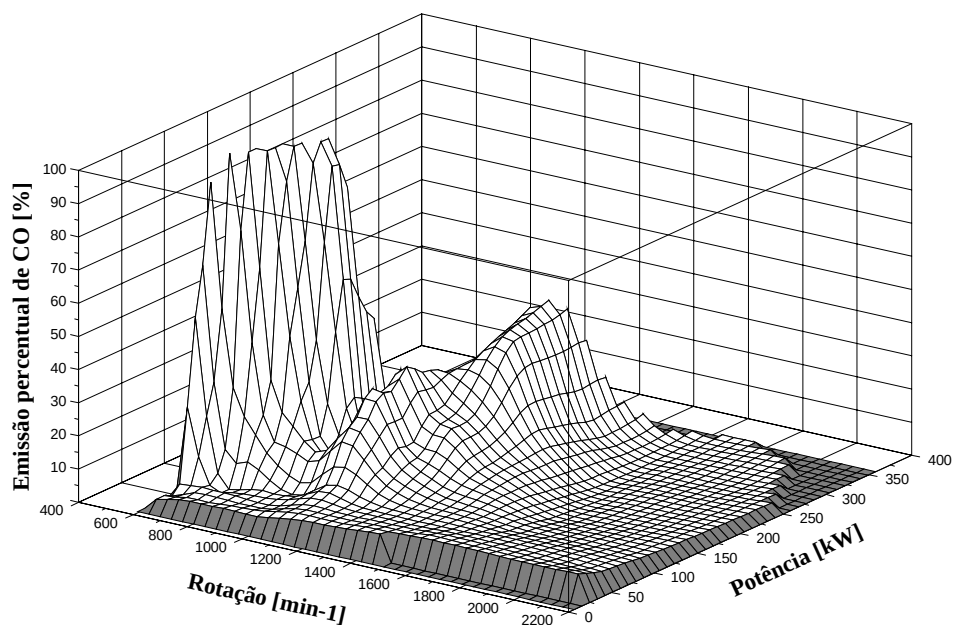


Figura 58 – Diesel Metropolitano, mapeamento de CO

Avaliação de CO₂ para cargas parciais do combustível metropolitano

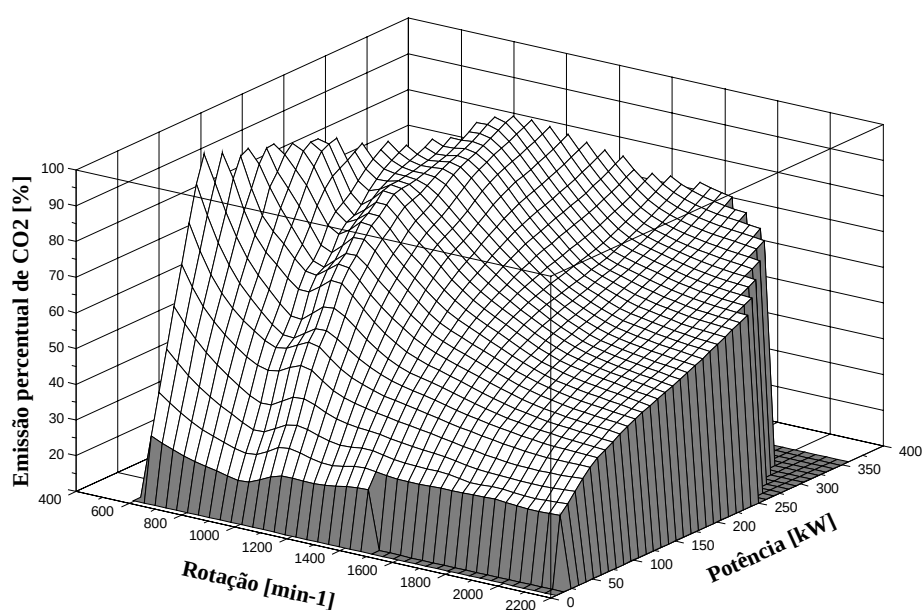


Figura 59 – Diesel Metropolitano, mapeamento de CO₂

Avaliação de NOx para cargas parciais do combustível metropolitano

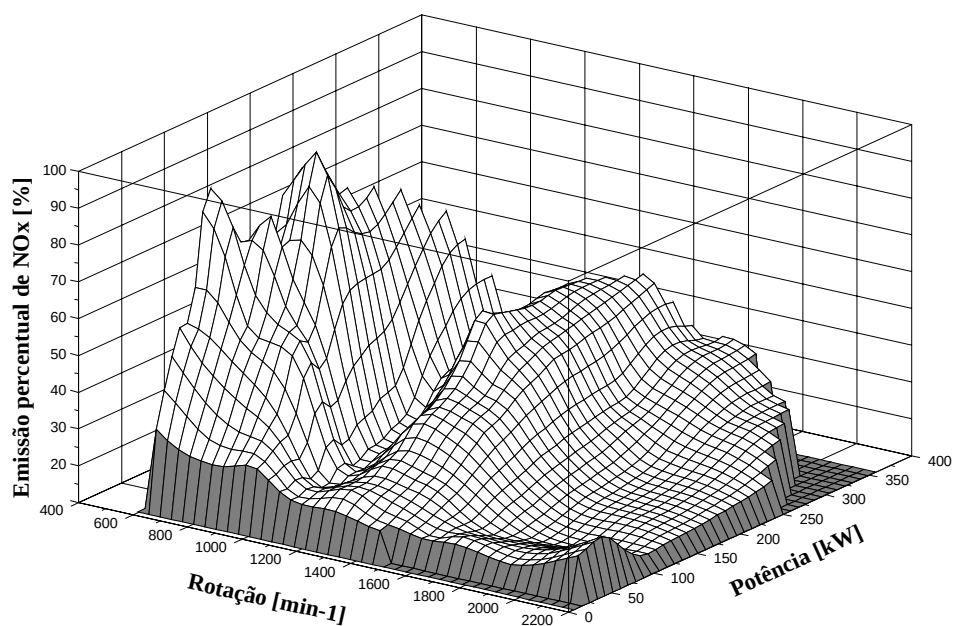


Figura 60 – Diesel Metropolitano, mapeamento de NOx

Avaliação de HC para cargas parciais do combustível metropolitano

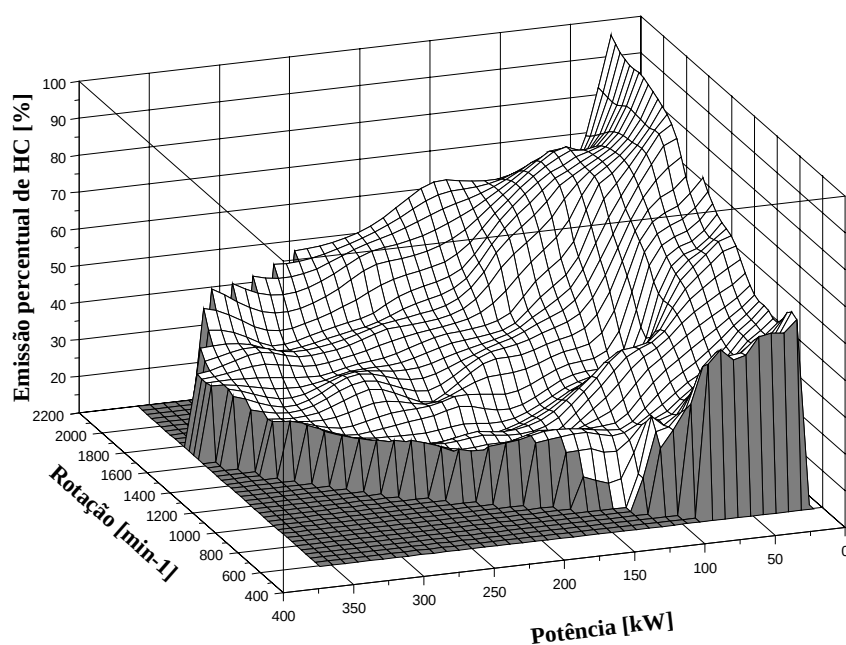


Figura 61 – Diesel Metropolitano, mapeamento de HC

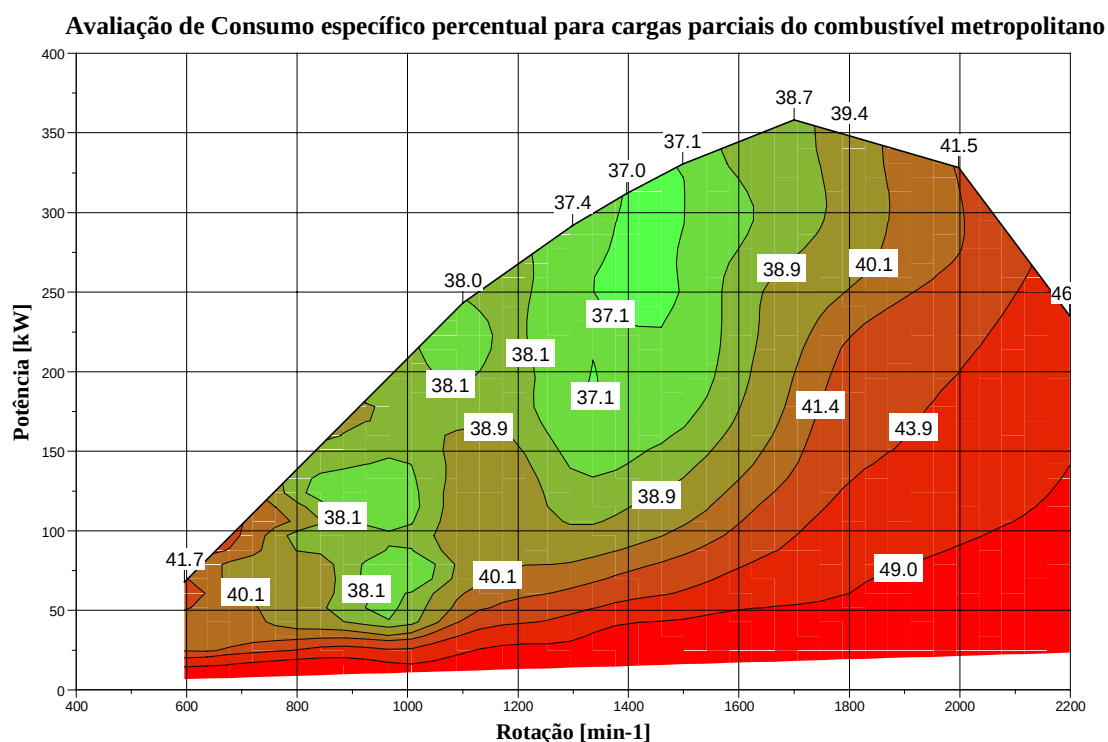


Figura 62 – Diesel Metropolitano, mapeamento de consumo específico de combustível

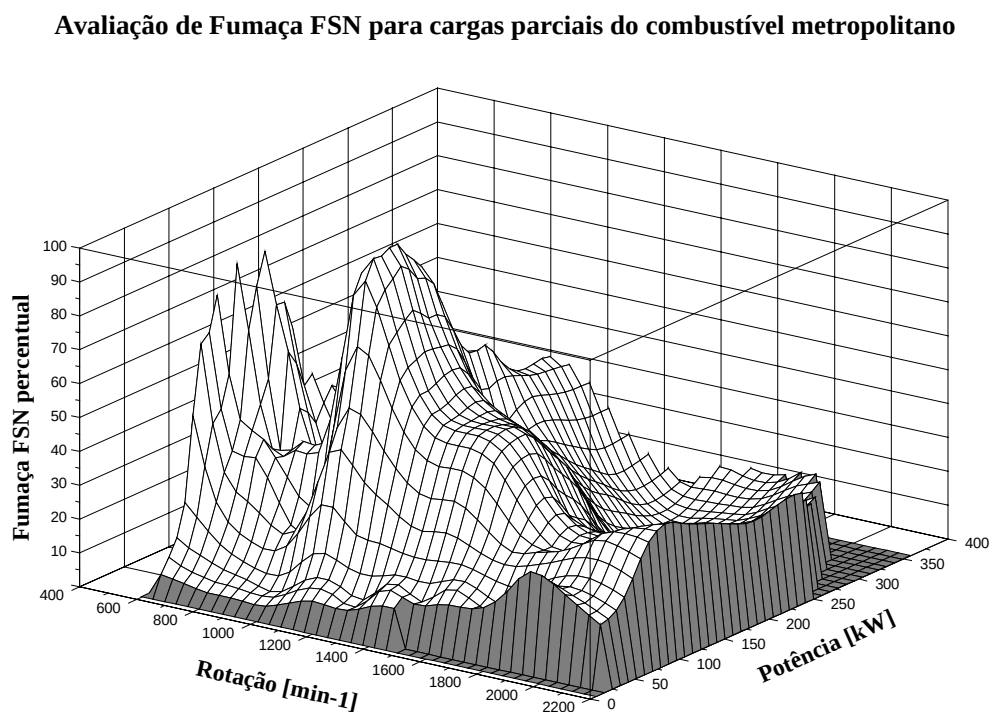


Figura 63 – Diesel Metropolitano, mapeamento de Fumaça FSN

6.2.2 Resultado Diesel Euro 2

Avaliação de CO para cargas parciais do combustível Euro 2

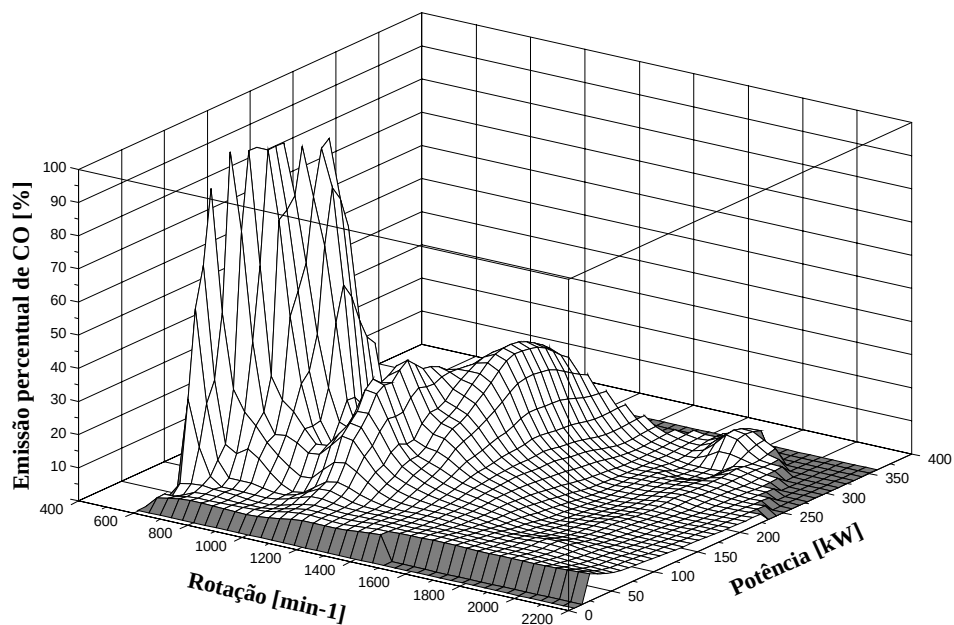


Figura 64 – Diesel Euro 2, mapeamento de CO

Avaliação de CO₂ para cargas parciais do combustível Euro 2

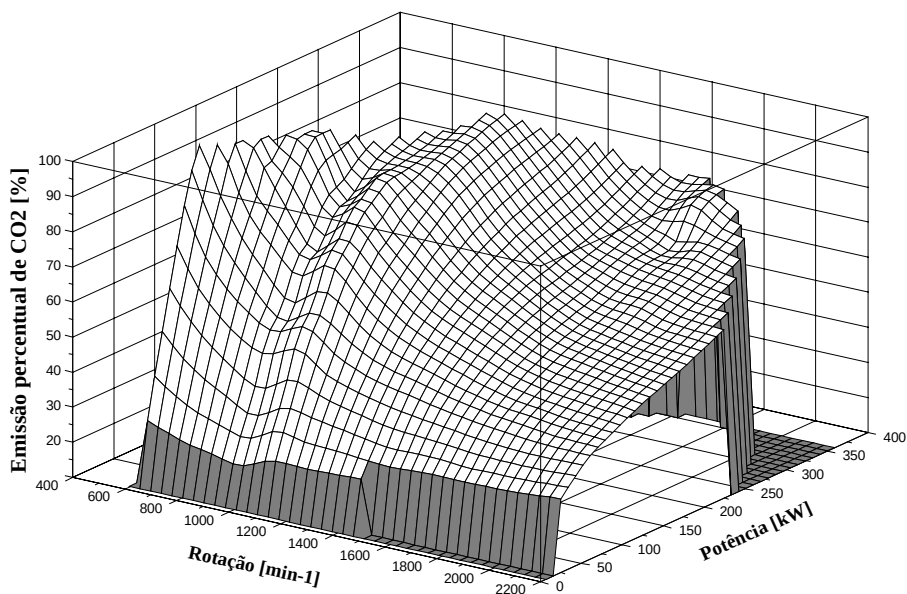


Figura 65 – Diesel Euro 2, mapeamento de CO₂

Avaliação de NOx para cargas parciais do combustível Euro 2

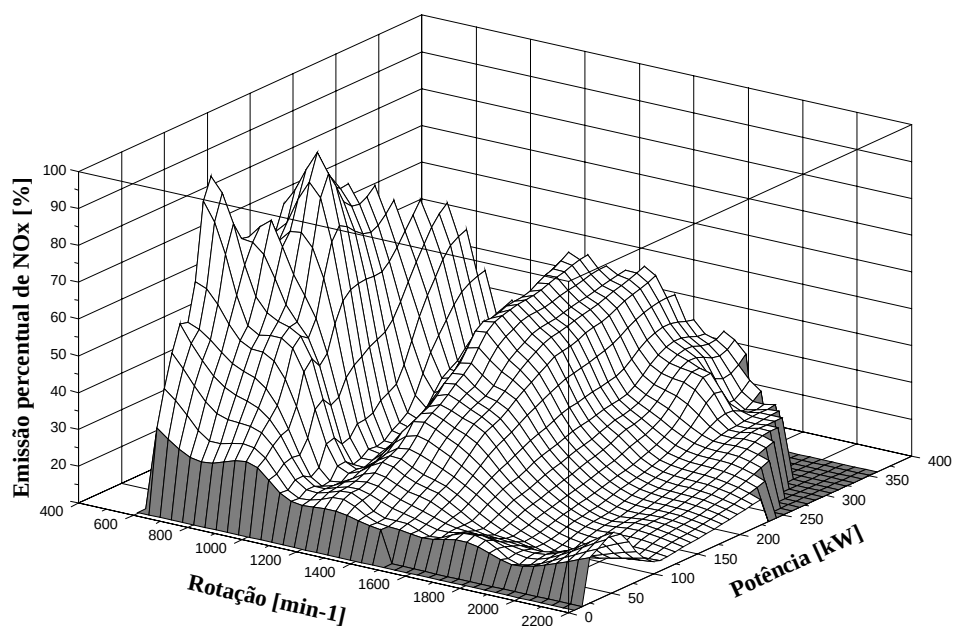


Figura 66 – Diesel Euro 2, mapeamento de NOx

Avaliação de HC para cargas parciais do combustível Euro 2

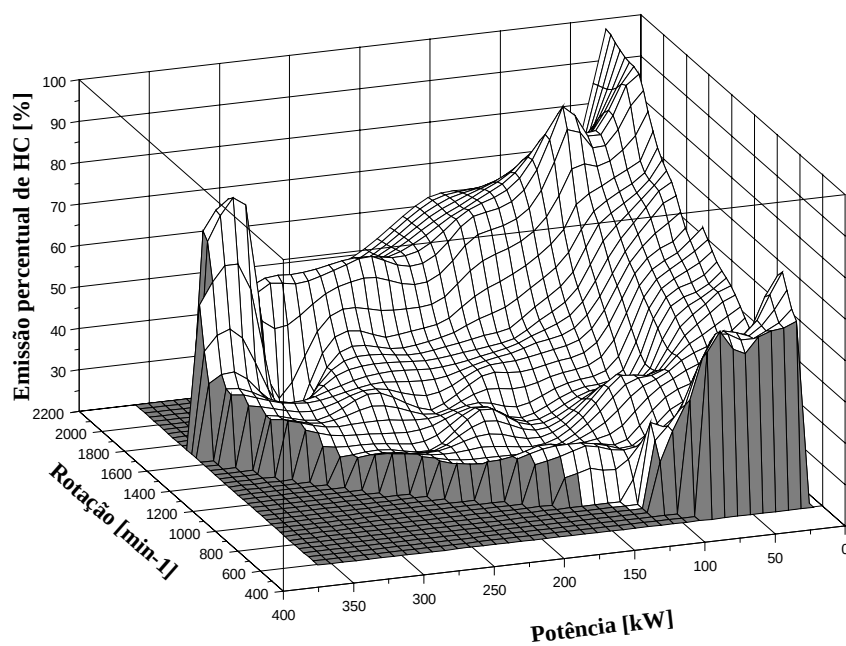


Figura 67 – Diesel Euro 2, mapeamento de HC

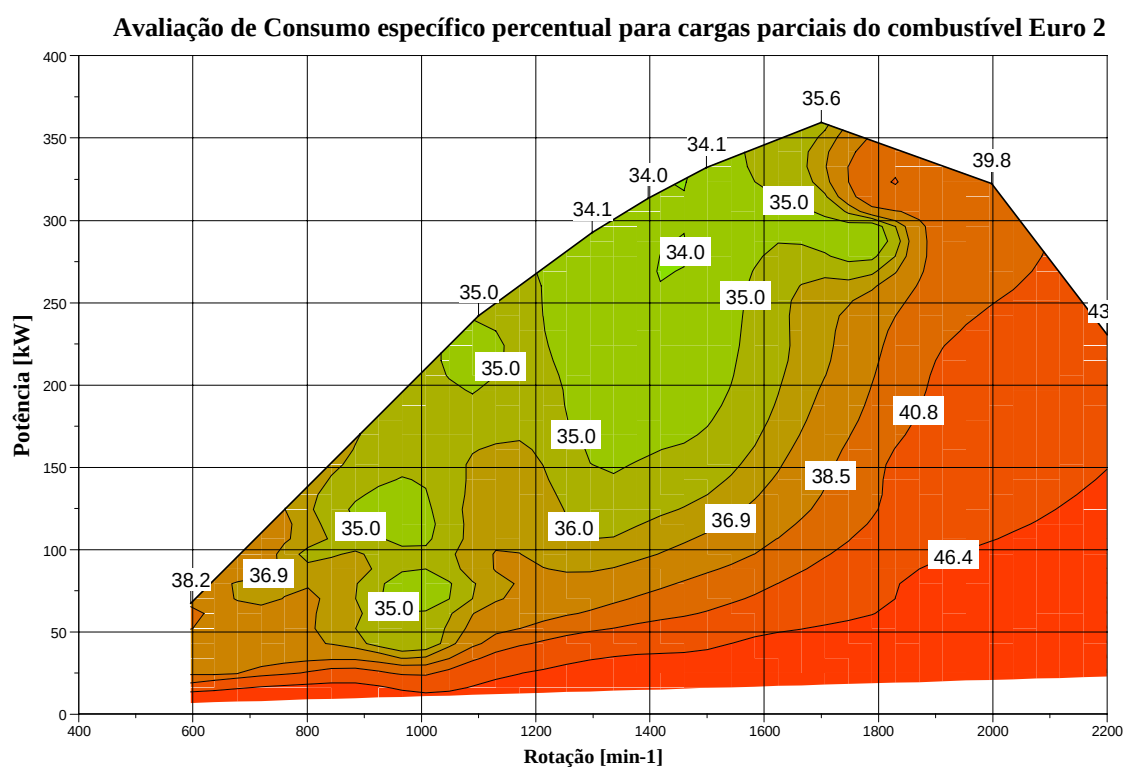


Figura 68 – Diesel Euro 2, mapeamento de consumo específico de combustível

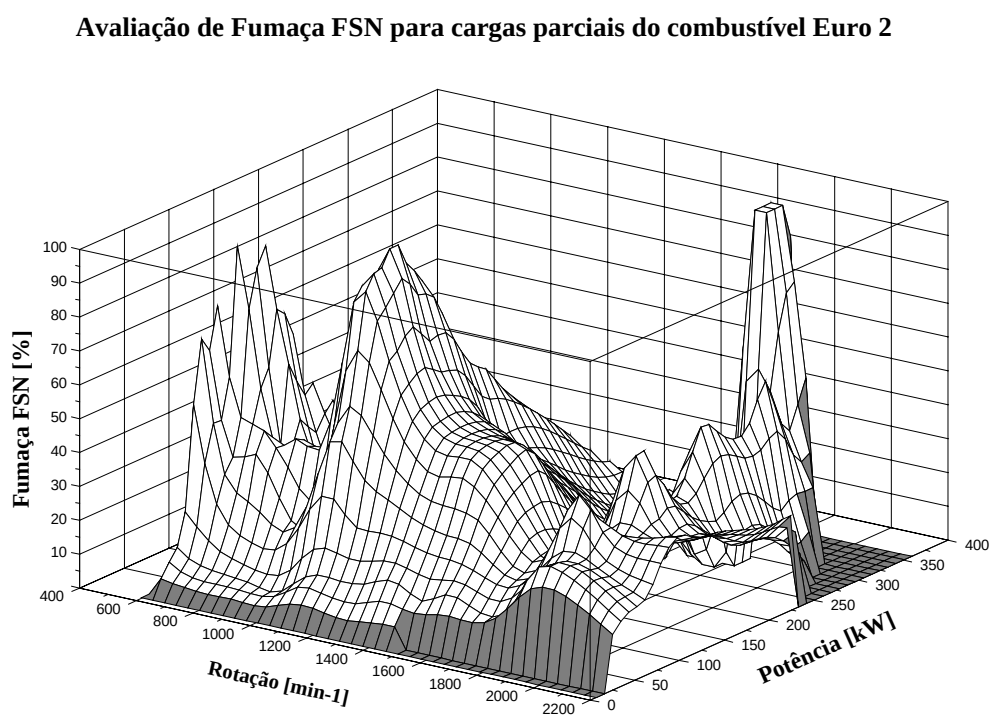


Figura 69 – Diesel Euro 2, mapeamento de fumaça FSN

6.2.3 Resultado Diesel do Interior

Avaliação da emissão de CO para cargas parciais do combustível do interior

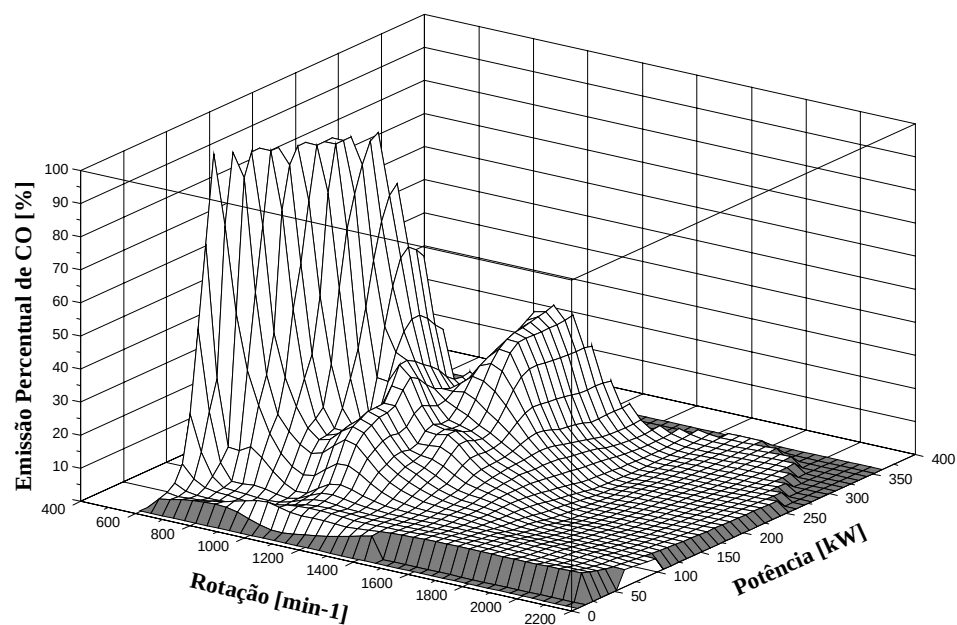


Figura 70 – Diesel do Interior, mapeamento de CO

Avaliação da emissão de CO₂ para cargas parciais do combustível do interior

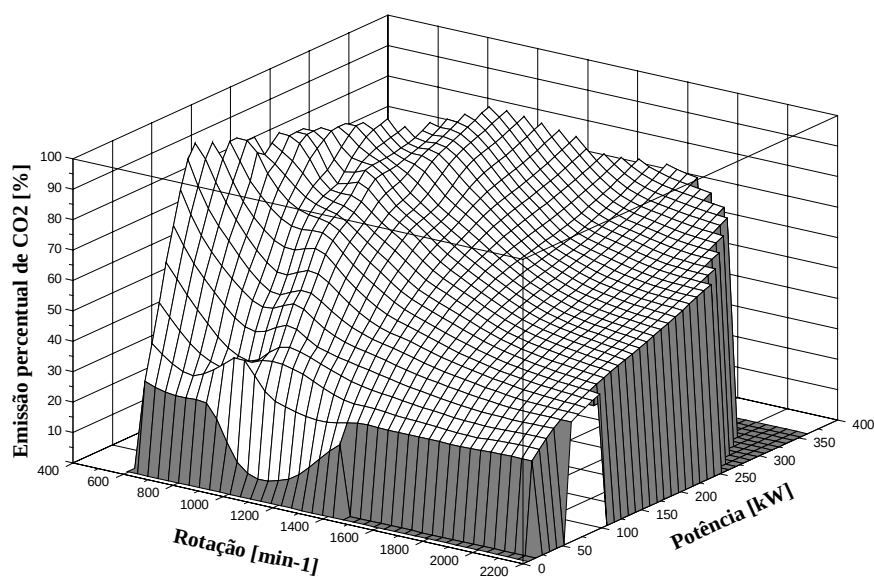


Figura 71 – Diesel do Interior, mapeamento de CO₂

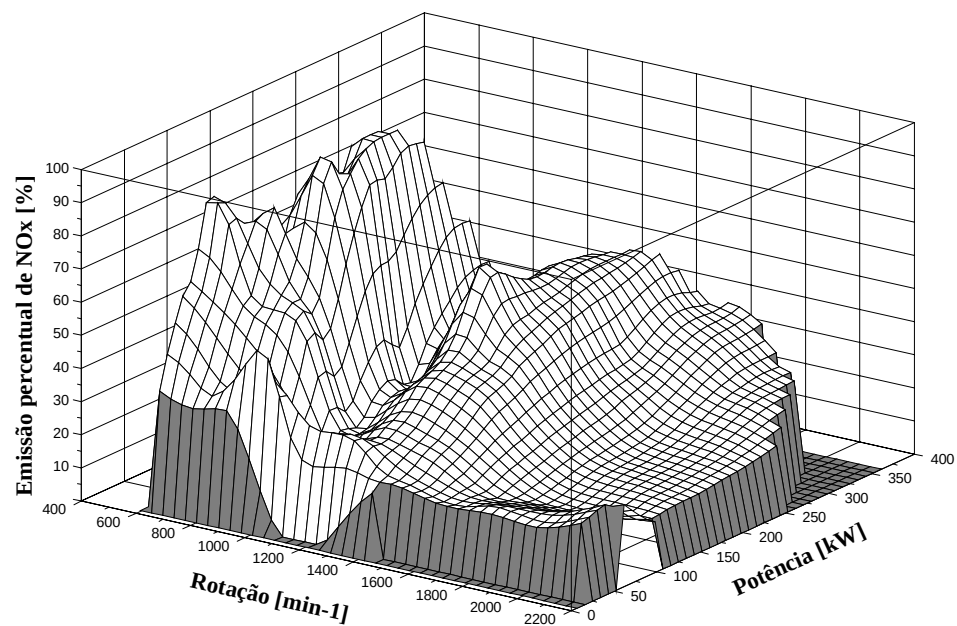
Avaliação da emissão de NOx para cargas parciais do combustível do interior

Figura 72 – Diesel do Interior, mapeamento de NOx

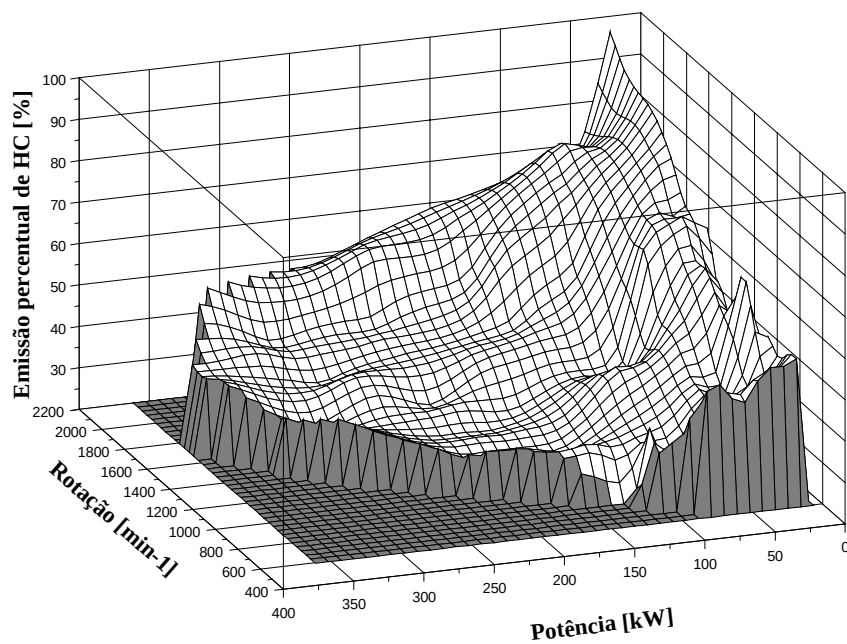
Avaliação da emissão de HC para cargas parciais do combustível do interior

Figura 73 – Diesel do Interior, mapeamento de HC

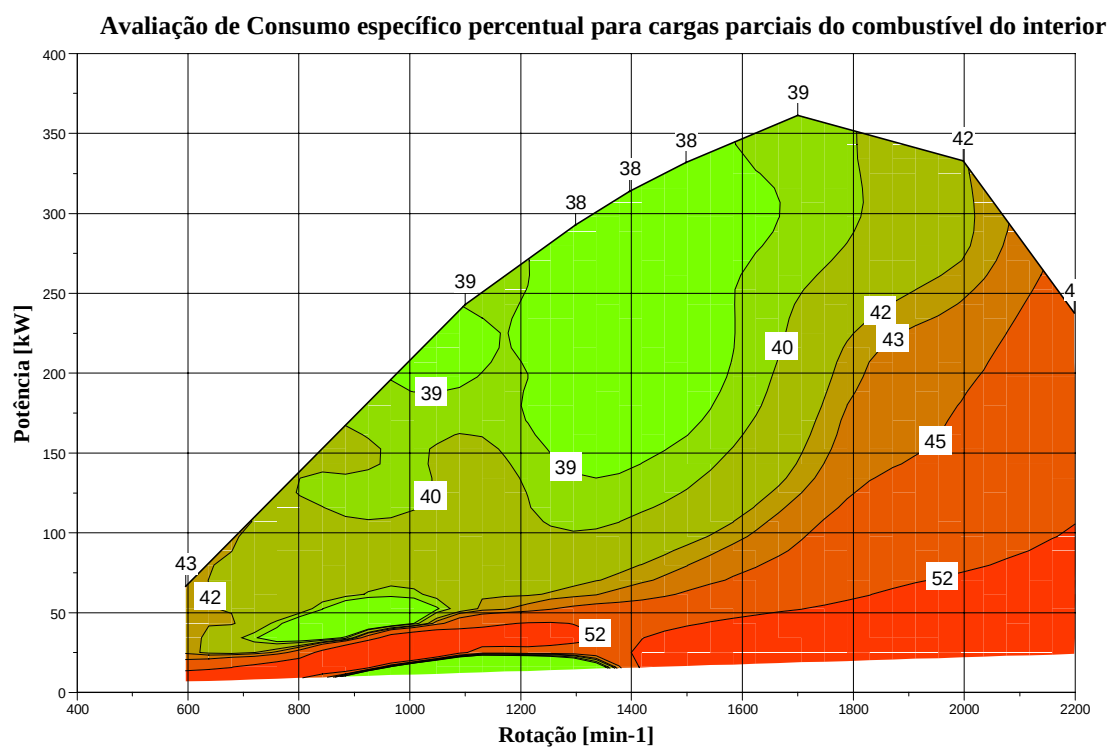


Figura 74 – Diesel do Interior, mapeamento de consumo específico de combustível

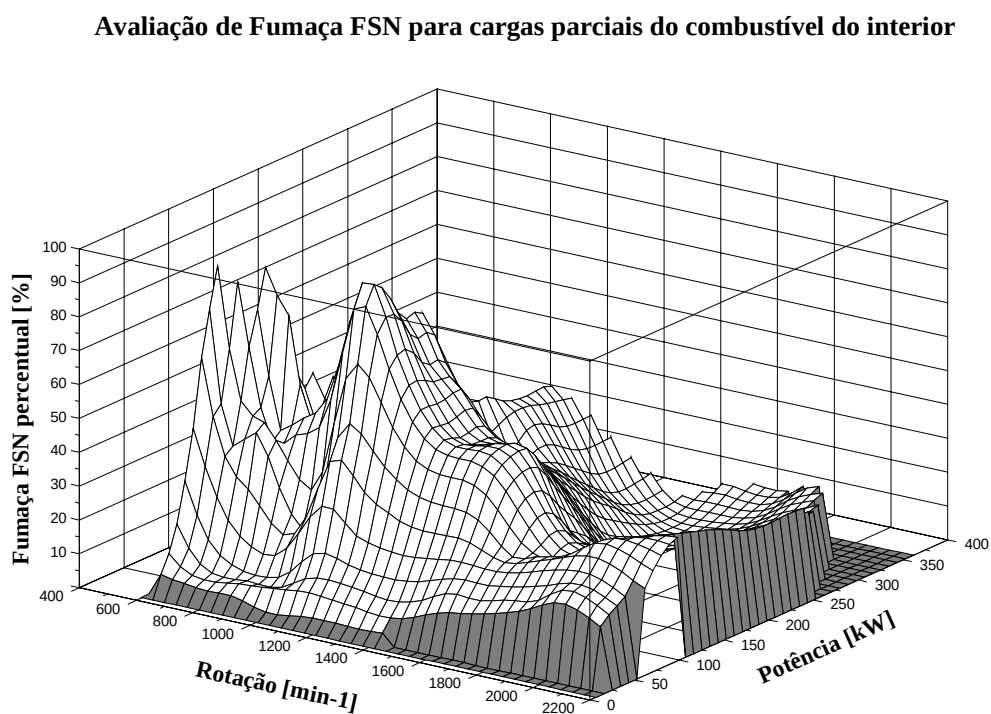


Figura 75 – Diesel do Interior, mapeamento de fumaça FSN

6.3 Resultado dos testes de emissões ESC 13 pontos

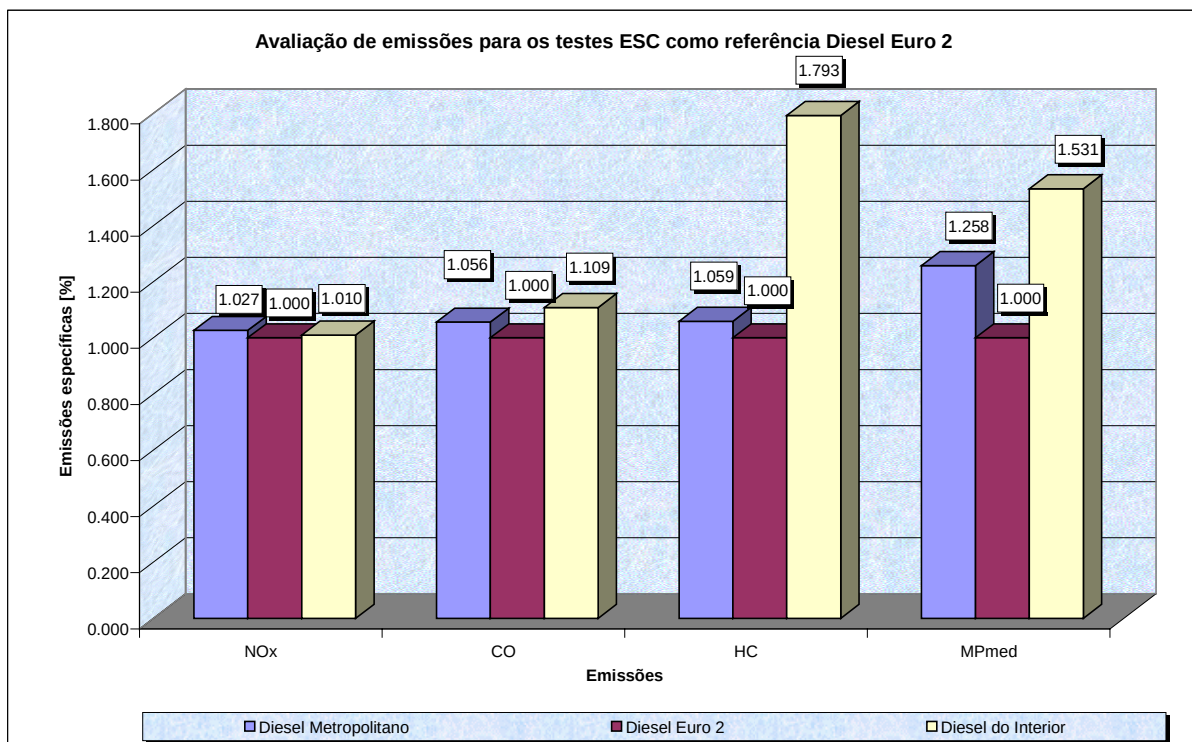


Figura 76 – Análise de emissões do ciclo ESC

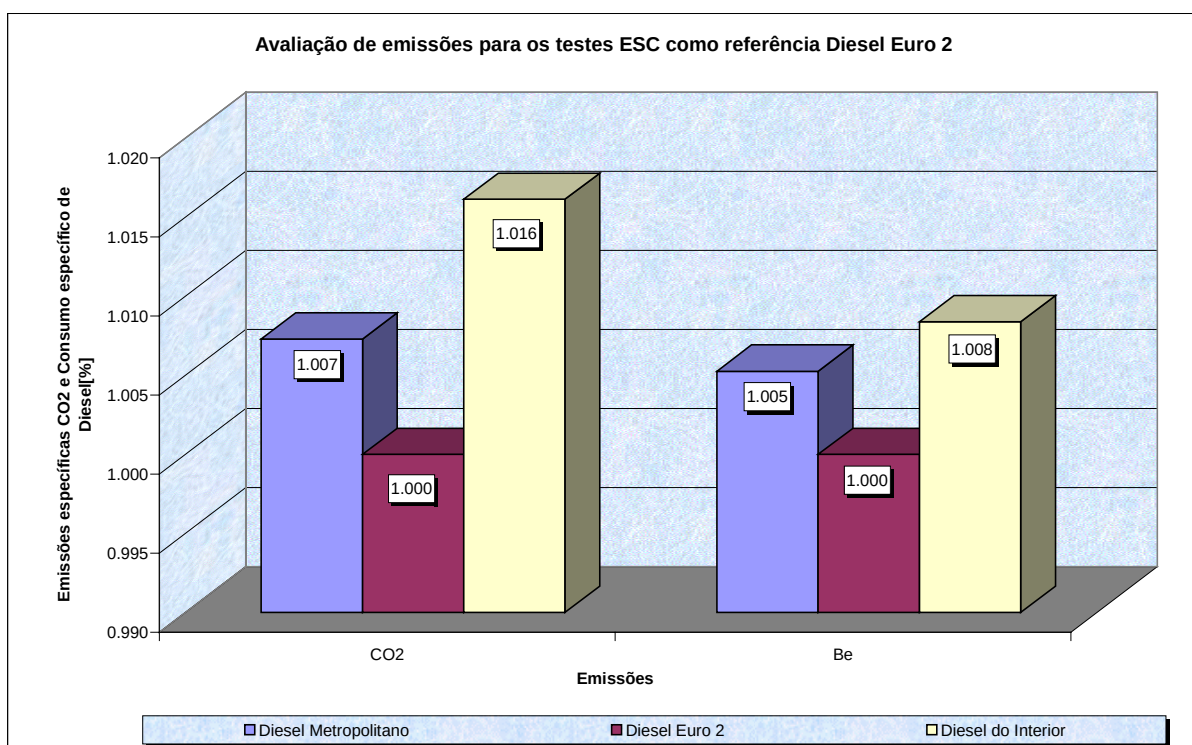


Figura 77 – Avaliação de CO₂ e consumo específico de combustível para o ciclo ESC

7 Avaliação dos Resultados

7.1 Avaliação do resultado dos testes de desempenho

Os resultados obtidos para a curva de desempenho a plena carga tem por finalidade demonstrar a performance do motor em condições de máxima potência para as rotações determinadas.

As Figura 52 e Figura 53, demonstram que em relação ao Diesel de referência Euro 2, tanto o Diesel metropolitano como o do interior apresentam valores mais elevados de potência e torque, sendo que o Diesel do interior ainda apresenta a maior variação. Esta diferença se deve principalmente a diferença de massa específica do Diesel do interior e metropolitano em relação ao Diesel tomado como referência (Euro 2). Como a injeção de combustível é controlada pelo volume de Diesel e não pela massa, combustíveis com maior massa específica, possuem além de uma fração de destilação mais pesada, sendo menos volátil, o que acarreta conforme a Figura 54 um aumento do consumo específico (avaliado em massa). Este aumento de consumo específico torna-se crítico para as rotações mais baixas, principalmente em função da potência ser menor e o volume de massa de ar ser reduzido. Ocorreu também um aumento nos valores de temperatura de escape, Figura 56, o que pode ser justificado pelo aumento de massa de combustível para um mesmo volume, o que deve ser avaliado, principalmente devido a durabilidade de componentes.

A Figura 57 demonstra um aumento de fumaça FSN, principalmente a baixas rotações, o que pode ser esperado em função da composição do combustível, principalmente pela curva de destilação, representada pela massa específica maior do Diesel do interior. Esse aumento de massa de combustível, entra na formação da mistura de combustão como excessos, causando queima incompleta, resultando em aumento de material particulado e HC, além do aspecto visual da fumaça preta, emitida pelo escapamento dos veículos Diesel.

7.2 Avaliação do resultado dos testes de cargas parciais

Confirmando o resultado de desempenho verifica-se que para os 3 tipos de Diesel analisados apresentam principalmente uma tendência semelhante das silhuetas, principalmente pelo efeito do EGR na redução de NOx a partir de 1100 [min-1]. Conforme a Figura 82 e Figura 83, existe uma pequena variação aumentando um pouco a emissão de NOx em relação ao Diesel de referência, para algumas regiões do mapeamento do motor.

Quanto as emissões de CO existe uma variação aumentando a emissão deste poluente em alguns pontos do mapeamento do motor, devido principalmente a queima incompleta do combustível, que pela relação de combustão, favorece através do enriquecimento da mistura, a formação destes gases (ver Figura 78 e Figura 79). Para o Diesel do interior (Figura 79), verificamos que a formação de CO é mais crítica para os pontos onde se tem menor carga e rotação, principalmente, pela menor massa de ar o que causa picos de enriquecimento da mistura, gerando picos de formação de CO.

Para a formação de CO₂ existe um leve aumento da emissão, para pequenas cargas e rotação para o Diesel do interior (ver Figura 80 e Figura 81), mas praticamente não houve variação na emissão de CO₂ no mapeamento do motor em relação ao combustível Euro 2.

A formação de HC, torna-se maior para o Diesel metropolitano que para o Diesel do interior, o que demonstra que ocorreu excesso de combustível nos gases de escape, resultando no aumento de material particulado e HC. Como para o Diesel do interior o número de partículas contidas no combustível é maior em relação ao Diesel metropolitano, verifica-se um aumento maior de HC no Diesel metropolitano, porém deve-se esperar uma aumento do particulado para o Diesel do interior (ver Figura 76).

Houve um aumento pequeno no consumo específico do motor para o Diesel do interior e Metropolitano, o que pode ser justificado pela massa específica do Diesel, ser maior para estes combustíveis. Na Figura 87 verifica-se um pico de consumo à baixa rotação e carga, o que pode ser explicado pela menor quantidade de combustível injetada, combinada com o aumento da massa específica de combustível.

A avaliação comparativa de fumaça FSN, demonstrou, que conforme já discutido anteriormente, o excesso de combustível na combustão e a característica da destilação dos combustíveis (Diesel do interior e metropolitano), causam um aumento de HC e material particulado, apresentando um aspecto visual que pode ser observado pela emissão de fumaça no veículo. As Figura 88 e Figura 89 demonstram, que apesar do Diesel do interior apresentar maior emissão de particulado (ver Figura 76), devido a a maior presença de partículas (ver Tabela 16), apresentou menores valores para a fumaça FSN em comparação com o Diesel metropolitano.

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

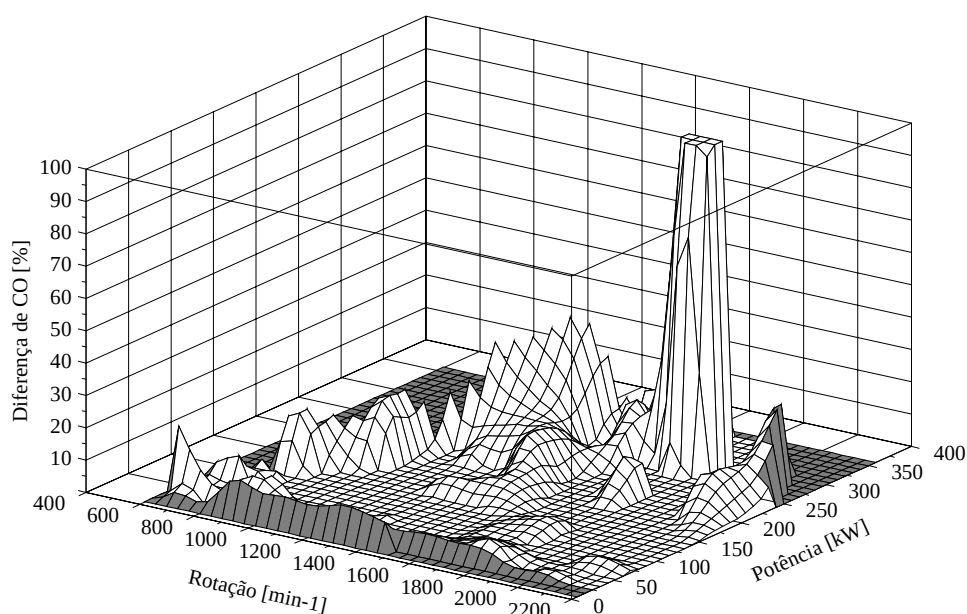


Figura 78 – Diferença de CO do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

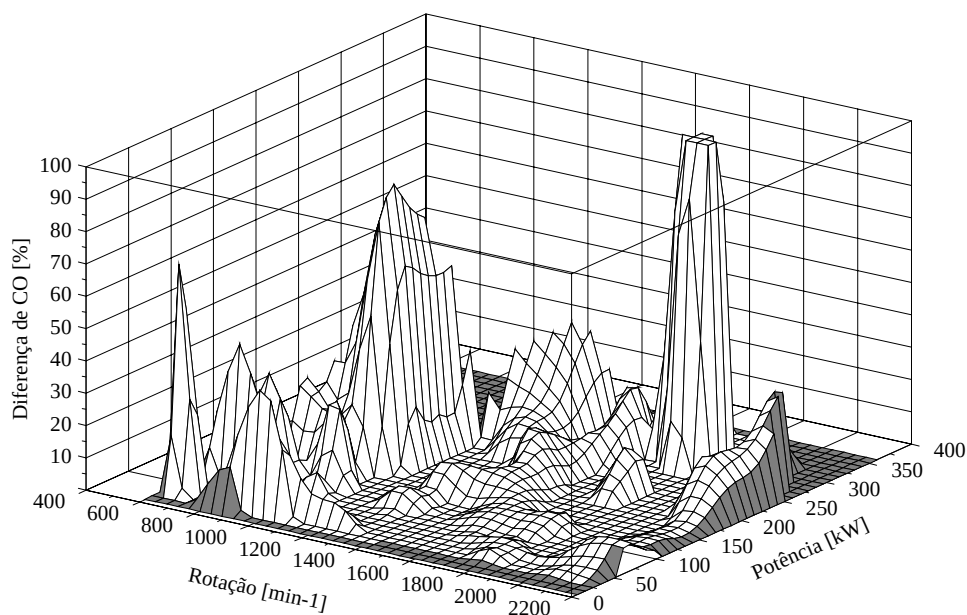


Figura 79 – Diferença de CO do Diesel do interior em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

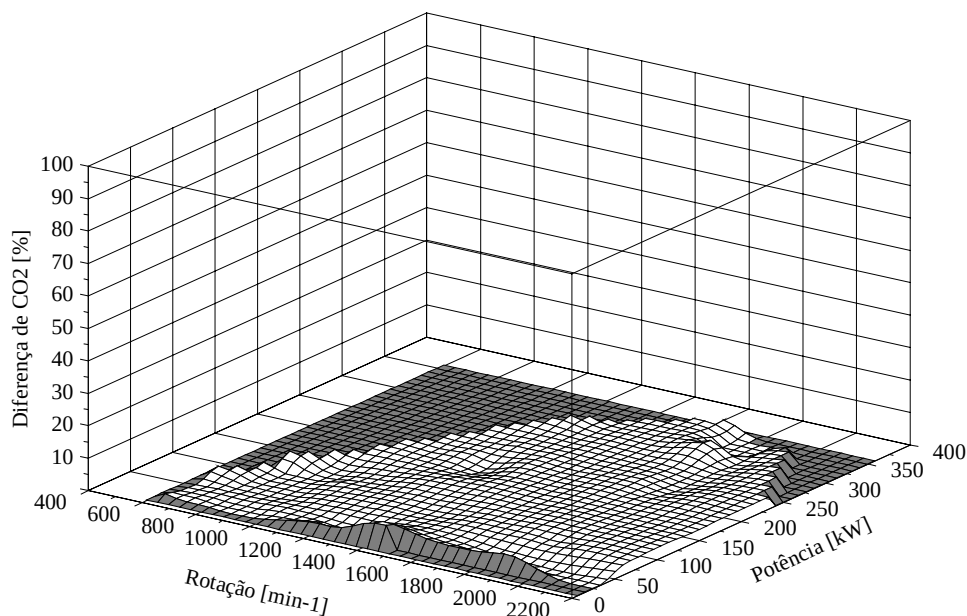


Figura 80 – Diferença de CO₂ do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

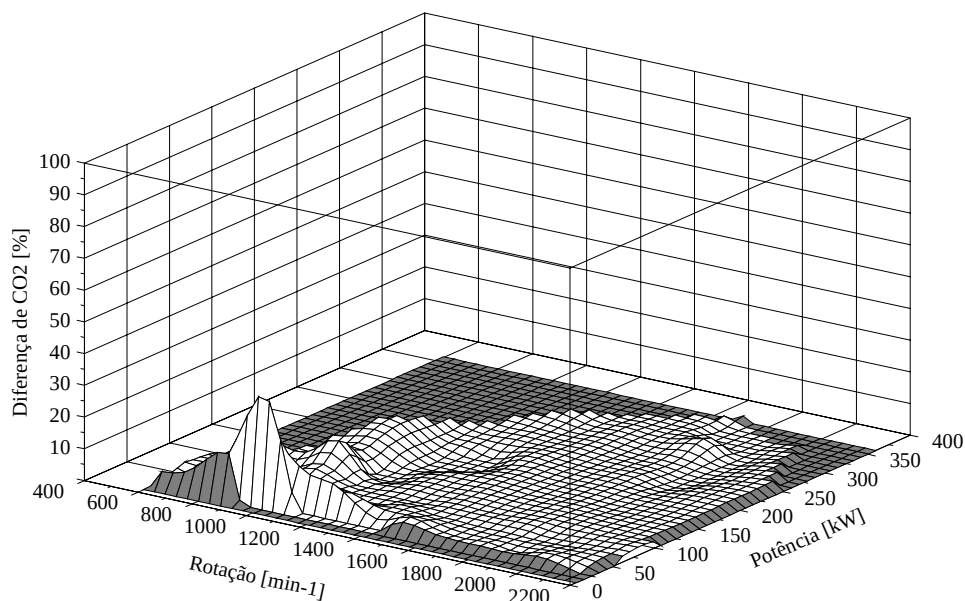


Figura 81 – Diferença de CO₂ do Diesel do interior em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

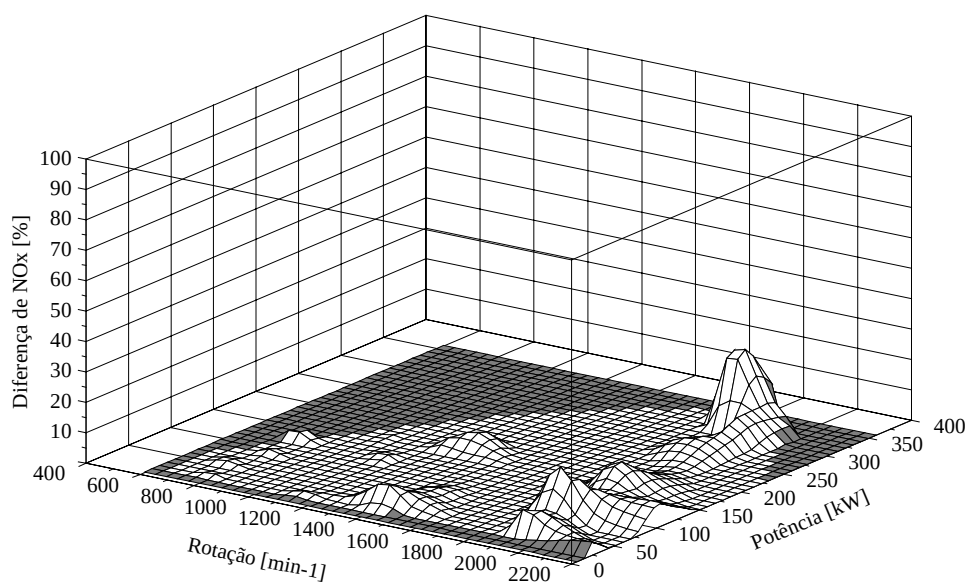


Figura 82 – Diferença de NO_x do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

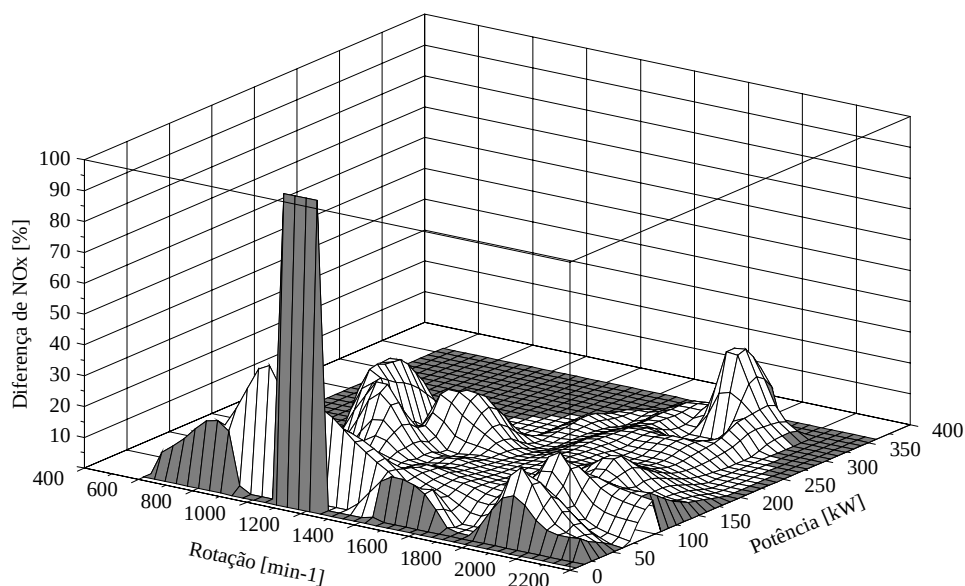


Figura 83 – Diferença de NOx do Diesel do interior em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

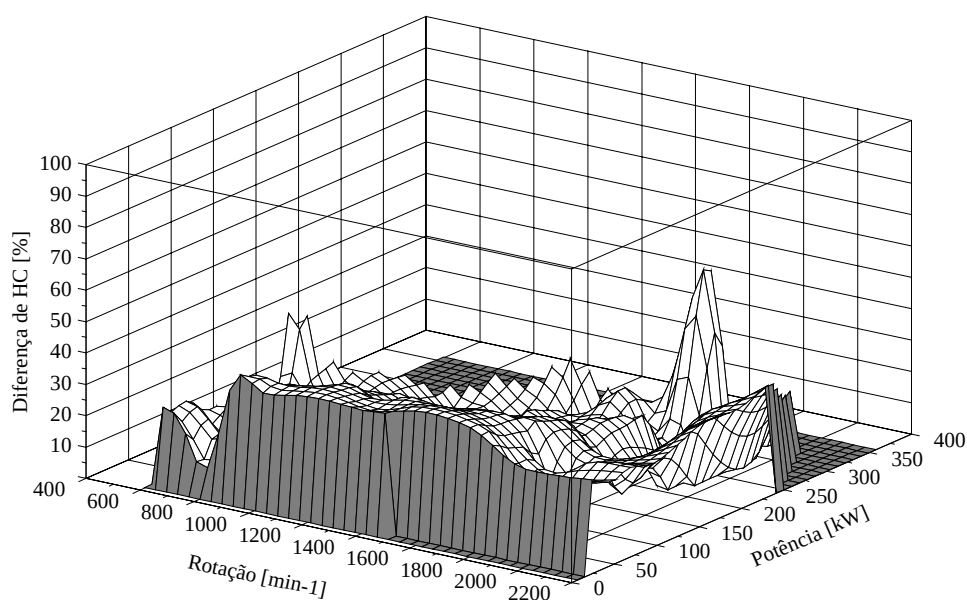


Figura 84 – Diferença de HC do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

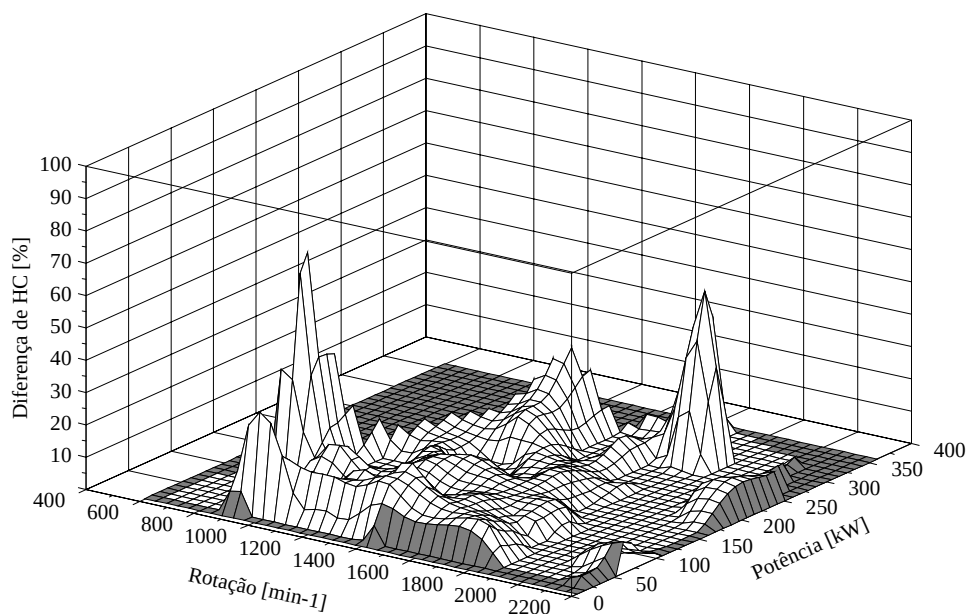


Figura 85 – Diferença de HC do Diesel do interior em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

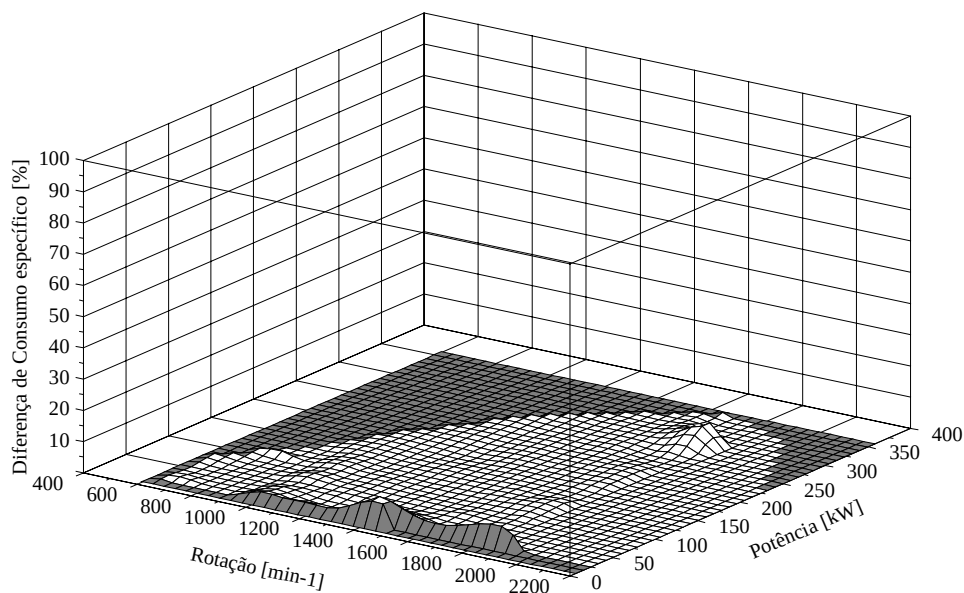


Figura 86 – Diferença de consumo específico do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

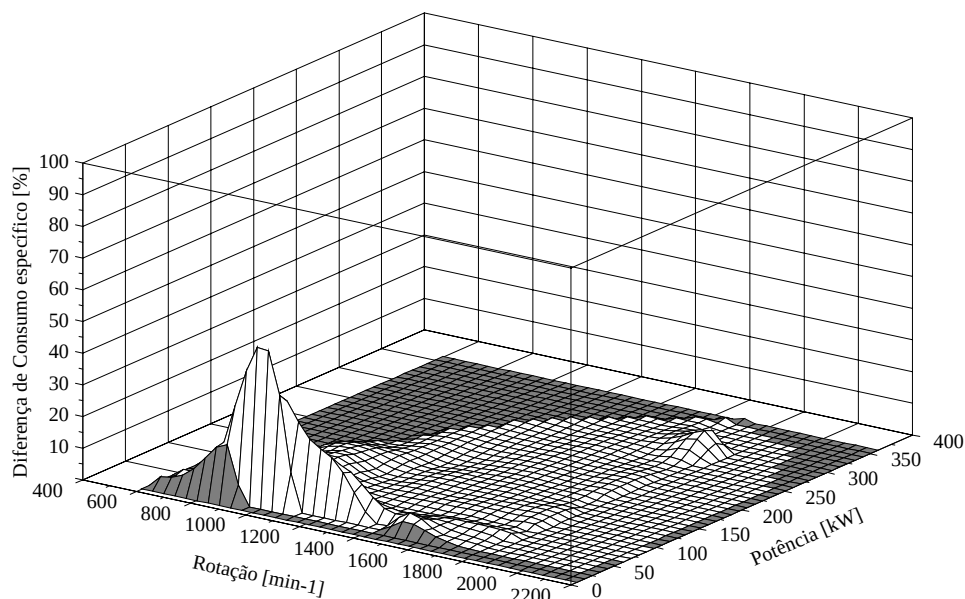


Figura 87 – Diferença de consumo específico do Diesel do interior em relação ao Euro 2

Avaliação do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

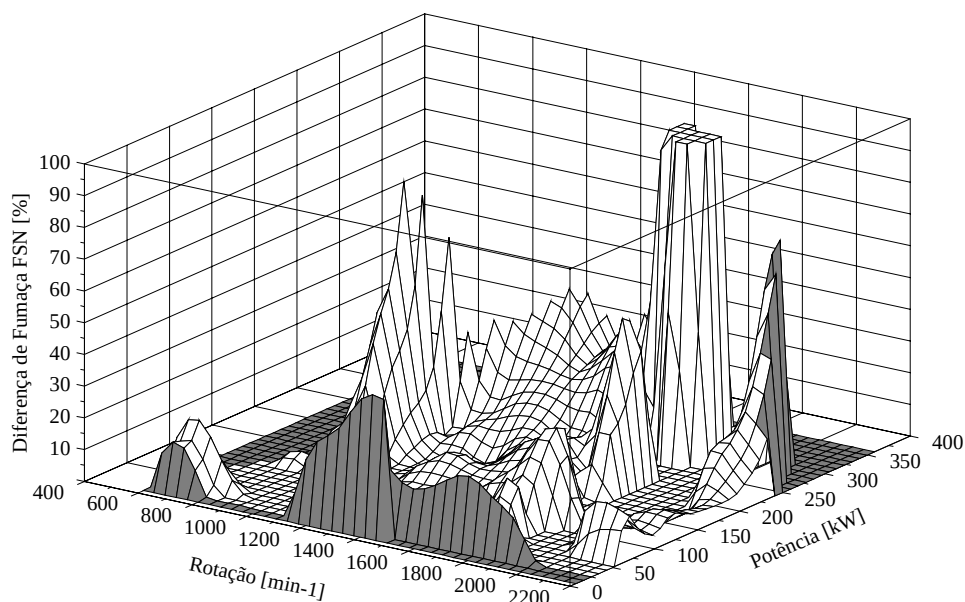


Figura 88 – Diferença de Fumaça FSN do Diesel metropolitano em relação ao Euro 2

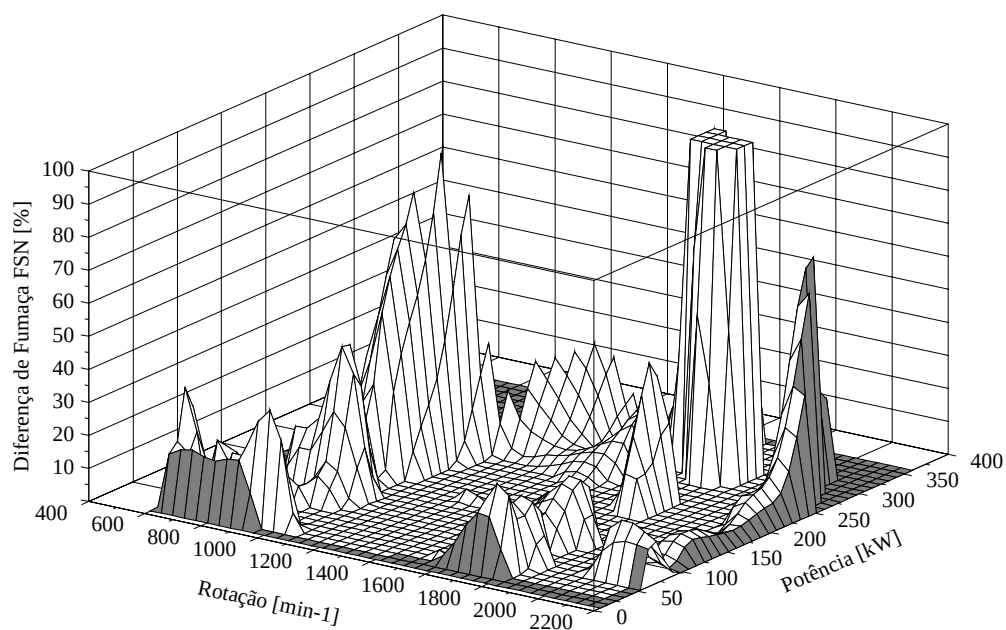
Avaliação do Diesel do interior em relação ao Euro 2 para o teste de cargas parciais

Figura 89 – Diferença de Fumaça FSN do Diesel do interior em relação ao Euro 2

7.3 Avaliação do resultado dos testes de emissões ESC 13 pontos

Este teste apresenta-se determinante para o estudo principalmente pela relação existente entre NOx e material particulado. Verifica-se na Figura 76 que existe uma variação de NOx muito pequena entre os combustíveis, sendo principalmente em função do uso do EGR. Esta diferença apresentada no valor de emissão específica de NOx deve-se principalmente as faixas das rotações mais baixas, onde não ocorre a atuação do EGR, com uma contribuição também da composição química do combustível. As emissões de CO apresentam-se com variação em torno de 5% para o Diesel metropolitano e 10% para Diesel do interior, o que pode ser justificado principalmente pelo aumento do consumo específico de combustível. As emissões específicas de HC apresentam um aumento pequeno para o Diesel metropolitano, porém temos quase 80% de aumento para o Diesel do interior, o que caracteriza a presença de partículas e uma cadeia de aromáticos bem diferente dos demais. O mesmo acontece para o material particulado onde para o Diesel do interior apresenta-se um aumento de 50% em relação ao Diesel Euro 2. O aumento de material particulado, deve-se também devido ao mais alto teor de enxofre presente no combustível, o qual reagindo com oxigênio, forma sulfatos, os quais apresentam-se nos gases de escape em forma de partículas.

O consumo específico de combustível assim como a emissão de CO₂ não apresentam para os 3 tipos de Diesel qualquer alteração significativa.

Vale ressaltar que apesar dos resultados de HC do Diesel metropolitano para o teste de cargas parciais ser maior que o Diesel do interior, na região completa do motor, o teste ESC, representa a faixa de operação mais utilizada pelo motorista durante a condução do veículo, portanto, os resultados diferem entre si.

8 Conclusão

O presente trabalho permitiu analisar 3 diferentes tipos de combustíveis do Brasil e verificar o comportamento do motor com EGR para as diversas condições de operação, observando as emissões em relação aos padrões de emissões.

O Diesel no Brasil em termos de emissão de NOx apresenta-se em ordem com relação aos padrões de referência, o que pode ser visto como um fator positivo no desenvolvimento da tecnologia de motores com gerenciamento eletrônico, o qual tende a estabilizar o sistema otimizando as condições de mistura ar/ combustível.

Conforme resultados obtidos neste trabalho, verificamos a contribuição do EGR na redução de NOx, principalmente na região de início de atuação, onde os valores de NOx reduzem-se extremamente. Porém vale ressaltar que o atual estágio de utilização do EGR restringe-se a países, que possuem uma melhor qualidade do combustível, o qual apresenta valores muito baixos da concentração de enxofre. Outro fator importante no uso do EGR, é que a combustão deve ser equilibrada, de forma a se ter frações de recirculação de gases de escape não muito elevadas, as quais podem causar diretamente um aumento do consumo de combustível, tornando a aplicação do EGR economicamente inviável.

Porém com relação ao material particulado, HC e fumaça verifica-se que o propósito do Diesel metropolitano é alcançado através dos resultados obtidos, mas para o Diesel do interior atual (2003) existe ainda muito a ser melhorado. Em adição existe ainda o problema do enxofre alto contido no Diesel do interior conforme análise da Tabela 14, o que pode formar ácido sulfúrico (H_2SO_4) comprometendo a durabilidade e o bom funcionamento dos componentes do sistema de injeção do motor.

Para o atual padrão de emissões do Brasil podemos dizer que essa tecnologia atende sem maiores problemas, porém para os próximos padrões deve ser observado a condição do material particulado, onde o uso combinado do EGR com filtro de particulado para o motor Diesel pode ser a condição ideal para se atender com

segurança os próximos limites de emissões, porém a qualidade do Diesel deve ser melhorada de forma a se evitar danos ao filtro.

O desenvolvimento deste trabalho visa demonstrar, que mais importante, que a tecnologia de motores é o desenvolvimento da qualidade do combustível, pois conforme demonstrado neste trabalho uma estratégia para redução de emissões por si só não é suficiente para a redução da formação de poluentes resultantes da combustão do motor Diesel. A qualidade do combustível no Brasil melhorou muito nos últimos anos, mas ainda é preciso aprimorar os processos de refino para que seja possível alcançar os padrões internacionais de emissões, para que o Brasil possa caminhar no mesmo nível dos países de primeiro mundo em termos de legislação ambiental.

Gostaria de deixar como objeto de estudo para os próximos trabalhos a verificação do efeito causado pelo combustível atual do Brasil nos sistemas de redução de emissões, como filtro de particulado e EGR, avaliando desta forma a durabilidade dos componentes.

A DaimlerChrysler do Brasil Ltda. apostou no mercado de motores com gerenciamento eletrônico de combustível e para tal, trabalhos desta natureza tornam-se importantes para se avaliar as condições brasileiras para a aplicação de novas tecnologias.

A experiência adquirida na Alemanha ajudou na realização deste trabalho assim como na verificação de tendências mundiais para redução de emissões.

9 Bibliografia

1. Knauss, A. Dipl. Ing. – UNTERSUCHUNG VON ABGASTRANSPORTSYSTEMEN FÜR ABGASRÜCKFÜHRUNG AN EINEM NFZ.-DIESELMOTOR – Berufsakademie Stuttgart, Staatliche Studienakademie, setembro 2003;
2. Pischinger, S., Univ-Prof. Dr. –Ing. – VERBRENUNGSMOTOREN, Band I – Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen – Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule Aachen – Oktober 2002;
3. Pischinger, S., Univ-Prof, Dr.-Ing – VERBRENUNGSMOTOREN, Band II – Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen – Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule Aachen – Oktober 2002;
4. Nörr, J., Dipl. –Ing. – UNTERSUCHUNG DES TRANSPORTSYSTEMS FÜR DIE HOCHDRUCK-ABGASRÜCKFÜHRUNG AN EINEM SCHWEREN NUTZFAHRZEUG-DIESELMOTOR, Diplomarbeit DaimlerChrysler AG und Fachhochschule Esslingen Hochschule für Technik – Fachbereich Fahrzeugtechnik/ Antriebe – Wintersemester 2002;
5. Schubert, R., Dipl.– Ing. – ENTWURF VON STRATEGIEN ZUR REGELUNG EINES SCR-SYSTEMS FÜR DIE ANWENDUNG IM NUTZFAHRZEUG, AUF DER BASIS VON GRUNDLAGENVERSUCHEN, Diplomarbeit DaimlerChrysler AG und Fachhochschule Esslingen Hochschule für Technik – Fachbereich Fahrzeugtechnik – Wintersemester 2001;
6. BOSCH, Automotive Handbook 5th edition, 2000;
7. Berken, C., Dipl.– Ing. – Rechnerische Analyse des Nutzfahrzeugmotoren- Abgastests ETC, Diplomarbeit DaimlerChrysler AG und FH Hannover, 2000;
8. Brose, C., Dipl.– Ing. – ERSTELLUNG EINES PROGRAMMS ZUR BERECHNUNG DES BRENNRAUMES VON DIREKT EINSPRITZENDEN

- LKW-DIESELMOTOREN, Diplomarbeit DaimlerChrysler AG und Staatliche Studienakademie Stuttgart – Fachrichtung Maschinenbau, 1985;
9. Brunetti, F., Prof. Eng. – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA, 1ª Edição Editora FEI, São Paulo, 1992;
 10. Schäfer, Dr., A., – STRATEGIE ZUR ABGASNACHBEHANDLUNG VON NUTZFAHRZEUG-DIESELMOTOREN FÜR DIE ZUKÜNFTIGEN EURO 4/5, DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 10, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001;
 11. <http://ecen.com/eee20/adailson.htm>;
 12. <http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/010170020422.html>;
 13. <http://publique.genesis.puc-rio.br/informe/cgi/cgilua.exe/sys/start.htm>;
 14. <http://www.ipt.br/imprensa/noticias>;
 15. <http://www2.fenabreve.org.br/noticias/100.htm>;
 16. <http://www.br.com.br/portalbr/calandra.nsf>;
 17. <http://www.geocities.com/lucianochocevar/ta1/petroleo.html>;
 18. <http://ecen.com/eee16/frotabr.htm>;
 19. <http://www.dieselnets.com>;
 20. <http://www.cetesb.org.br>;
 21. <http://petrobras.com.br>;
 22. Babcock and Wilcox Company. *Steam. Its Generation and Use*. The Babcock and Wilcox Company. 1975;
 23. Bailie. R.C.. *Energy Conversion Engineering*. Addison-Wesley Publishing Company. 1978;
 24. Combustion Engineering. *Combustion. Fossil Power Systems*. Combustion Engineering Inc.. 1981;
 25. Hottel et al.. Combustion of Carbon Monoxide and Propane. *Proc. of the Tenth Symposium (International) on Combustion*. 1965;

26. Lacava. P.T.; Carvalho. J.A.; McQuay. M.Q.: Pulsating Combustion Characteristics of a Spray Flame in a Rijke Tube with Two Different Atomizers. *Fuel*. 76(9):845-851. 1997;
27. Lawn. C.J.; Godridge. A.M.. Matching the Combustion Equipment to the Boiler. in Lawn. C.J.. ed.. *Principles of Combustion Engineering for Boilers*. Academic Press. pp. 1-60. 1987;
28. Martins. C.A.; Carvalho. J.A.; Ferreira. M.A.; Veras. C.A.G.: An Experimental Investigation of NO_x Formation in a Rijke Type Pulse Combustor. *Fifth Int. Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment*. Lisboa. Portugal. 6 pages. 1999;
29. Puri. I.K.. Gaseous Pollutants. in Puri. I.K. ed.. *Environmental Implications of Combustion Processes*. CRC Press. pp. 33-70. 1993;
30. Stephens. R.D.; Cadle. S.H.. Remote-Sensing Measurements of Carbon Monoxide from On-road Vehicles. *Journal of Air Waste Management*. 41:39-46. 1991;
31. Torres. E.A.; Victório. J.R.S.; Ferreira. M.A.; Carvalho. J.A.: Pulsating Combustion of Palm Oil Fruit Bark. *Fuel*. 71(3):257-261. 1992;
32. Turns. S.R.. *An Introduction to Combustion – Concepts and Applications*. McGraw-Hill. 2000;
33. Wark. K.; Warner. C.F.. *Air Pollution – Its Origin and Control*. Pub. IEP a Don-Donnelly. 1976;
34. Yetter. R.A.; Dryer. F.L.; Rabitz. H.. A Comprehensive Reaction Mechanism for Carbon Monoxide/Hydrogen/Oxygen Kinetics. *Combustion Science and Technology*. 79:31-43. 1991.