



UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA

CIENAM - Centro Interdisciplinar de Energia e Ambiente

**PGENAM – PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA E
AMBIENTE**

VÍTOR PINHEIRO FERREIRA

**USO DE MISTURAS DE DIESEL E BIODIESEL EM MOTORES DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO SUPTADO POR ADITIVAÇÃO DE ETANOL.**

**Salvador
2013**

VÍTOR PINHEIRO FERREIRA

**USO DE MISTURAS DE DIESEL E BIODIESEL EM MOTORES DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO SUPORTADO POR ADITIVAÇÃO DE ETANOL.**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Energia e Ambiente, programa do Centro Integrado em Energia e Ambiente, da Universidade Federal da Bahia como requisito parcial para obtenção do grau de Doutor.

Orientadores:

Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres

Prof. Dr. Iuri Muniz Pepe

Co-orientador externo:

Prof. Dr. Jorge Martins

Salvador

2013

FICHA CATALOGRÁFICA

F383 Ferreira, Vítor Pinheiro

 Uso de misturas de diesel e biodiesel em motores de ignição por compressão suportado por aditivação de etanol / Vítor Pinheiro
 Ferreira – Salvador, 2013.

 186 f.: il. color.

 Orientador: Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres.

 Orientador: Prof. Dr. Iuri Muniz Pepe.

 Co-orientador: Prof. Dr. Jorge Martins.

 Tese (doutorado) - Universidade Federal da Bahia. Escola
 Politécnica, 2013.

 1. Motor diesel. 2. Álcool. 3. Gases. 4. Biodiesel. I. Torres,
 Ednildo Andrade. II. Pepe, Iuri Muniz. III. Martins, Jorge. IV.
 Universidade Federal da Bahia. V. Título.

CDD: 661.82

TERMO DE APROVAÇÃO

VITOR PINHEIRO FERREIRA

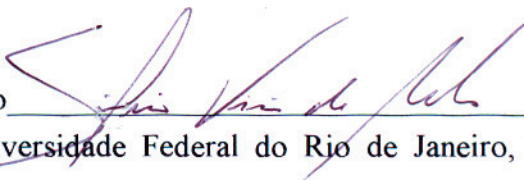
“USO DE MISTURAS DE DIESEL E BIODIESEL NOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO SUPORTADO POR ADITIVAÇÃO DE ETANOL”

Tese aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Doutor em Energia e Ambiente, Universidade Federal da Bahia, pela seguinte banca examinadora:


Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres 
Doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Brasil, em 1999.

Prof. Dr. Iuri Muniz Pepe 
Doutorado em Física Nuclear pela Université Catholique de Louvain, UCL, Bélgica, em 1995.

Prof. Dr. Jorge José Gomes Martins 
Doutorado em Engineering pela University of Birmingham em 1989.

Prof. Dr. Silvio Alexandre Beisl Vieira de Melo 
Doutorado em Engenharia Química pela Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Brasil, em 1997.

Profa. Dra Gisele Olímpio Rocha 
Doutorado em Química pela Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, UNESP, SP, Brasil, em 2003.

Prof. Dr. Carlo Antonio Cabral dos Santos 
Doutor em Engenharia Aeronáutica e Mecânica pelo Instituto Tecnológico de Aeronáutica ITA, Brasil em 1990.

Prof. Dr. Carlos Rodrigues Pereira Belchior 
Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade de São Paulo, USP, Brasil, em 1982.

Salvador, 07 de novembro de 2013

Dedico este trabalho a minha mãe e a todos os meus verdadeiros amigos, aqueles que sempre estiveram ao meu lado na vitória e na derrota.

AGRADECIMENTOS

São tantas as pessoas a quem devo meus sinceros agradecimentos que espero não esquecer ninguém nesta vasta lista.

Primeiramente agradeço ao meu orientador, o prof. Ednildo Torres por todo apoio e por ter permitido acesso incondicional ao laboratório de motores da UFBA (Lab. Antônio Valente), onde lá permaneci por quatro anos.

Gostaria de agradecer ao meu orientador, o professor Iuri Pepe, por ter me auxiliado em toda instrumentação desenvolvida, pela paciência na correção dos textos e artigos e com sua dedicação me mostrar a cada dia o valor da ciência.

Não poderia deixar de agradecer ao pessoal do LEN – Laboratório de Energia e Gás da UFBA pelo apoio no período, em especial a Amorim, Fernando, Marcos Fábio, Fabão, Leo, Johnny, Guigui e Ricardinho. Um agradecimento mais que especial a Verinha, esta figura humana belíssima.

Meu mais sincero agradecimento a Fabrizzio, que sem interesse algum, além da amizade sincera, esteve ao meu lado nesta caminhada com sugestões e apoio técnico.

Agradeço ao professor Jorge Martins da Universidade do Minho-Portugal, pelos seus muitos ensinamentos em sua breve passagem pelo Brasil.

Ao pessoal do Laboratório de Máquinas Térmicas da COPPE-UFRJ, pela presteza no apoio experimental, em especial ao Eng. Nauberto.

Agradeço ao pessoal do LAMUME – Laboratório Multiusuário de Microscopia Eletrônica da UFBA, em especial ao meu amigo Tenilson, pela ajuda nas análises de material particulado.

A Rui Lima do LAPEG-IBTR pelo apoio na análise de viscosidade dos óleos lubrificantes. Agradeço à Ford em nome do Engenheiro Leandro Benvenuto por ter gentilmente cedido os veículos de teste, bem como a empresa Lubrizol pela doação do aditivo utilizado nos testes.

Por fim agradeço a todos os meus amigos do LAPO (Laboratório de Propriedades Ópticas da UFBA) pelo companheirismo e opiniões construtivas, em especial a Vitão, Dion, Kid, Marcola, Acbal, Itã e Polaco. Meu agradecimento mais que especial ao amigo-irmão Lula, a quem sempre admirei muito como pessoa e profissional e quem sempre me ajudou nos momentos mais complexos deste trabalho.

“Quando fizeres algo nobre e belo e ninguém
notar, não fique triste. Pois o sol toda manhã
faz um lindo espetáculo e, no entanto, a
maioria da plateia ainda dorme...”

(John Lennon)

RESUMO

O biodiesel é um biocombustível intensamente proposto para utilização em motores Diesel, pois tem apresentado redução nas emissões de monóxido de carbono, hidrocarbonetos, e material particulado, contudo com um discreto aumento das emissões de NO_x, motivando, portanto, a inclusão de outros compostos visando a minimização deste poluente. Este trabalho estuda os efeitos da adição de etanol no desempenho mecânico e no perfil de emissões de diferentes motores de ignição por compressão por três ensaios distintos. O primeiro destes foi realizado em um grupo gerador de injeção indireta em que o etanol foi injetado eletronicamente no ar de admissão. Foram observadas reduções no consumo de diesel, bem como da opacidade e NO_x, contudo foi verificado um acentuado aumento das emissões de CO e HC. A ação do aditivo de número de cetano DTBP (peróxido de diterc-butila) adicionado ao tanque principal gerou discretas reduções de CO e HC, e aumento das emissões de NO_x. O segundo ensaio foi realizado em um motor de injeção direta mecânica acoplado a um dinamômetro hidráulico, onde foram observadas reduções de NO_x, CO, discreto aumento de HC, além de redução da potência efetiva com uma mistura ternária com 6% de etanol. O terceiro ensaio foi realizado em um veículo Diesel equipado com motor de injeção eletrônica (*common rail*), onde foram avaliadas as potências, torques e aceleração operando com diesel, biodiesel, além de misturas binárias e ternárias de diesel, biodiesel e etanol (até 6% v/v). Foi verificada discreta redução da potência e torque máximo com a inclusão do etanol e do biodiesel. O uso do aditivo 2-EHN (2-etilhexilnitrato) proporcionou recuperação parcial de potência e torque. O biodiesel oxidado foi testado como aditivo de cetano, mostrando recuperação de parte da potência perdida com o uso do etanol. Foram realizados testes de estrada com uma mistura aditivada com 4% de etanol e 1% de biodiesel oxidado, sendo verificadas reduções de NO_x, CO, e MP, discreto aumento do consumo. Não foram notadas alterações no óleo lubrificante e filtro de combustível comparativamente ao diesel B-5. Foi demonstrado que a adição de etanol, por ser renovável, e de alto calor latente de vaporização, é uma valiosa solução para redução das emissões de NO_x em motores Diesel operando com elevados teores de biodiesel. O biodiesel oxidado mostrou ser uma interessante alternativa para compensar o baixo número de cetano do etanol, por ser um aditivo de baixo custo, biodegradável, atóxico e renovável.

Palavras Chaves: Motores Diesel, Etanol, Emissões Gasosas, Biodiesel.

ABSTRACT

Biodiesel is a biofuel intensely proposed for Diesel engines. It has shown a reduction in carbon monoxide, hydrocarbon, and particulate matter emissions, but with a slight increase in NO_x emissions, encouraging inclusion of other compounds for this pollutant minimization. This paper studies ethanol addition effects in mechanical performance and emissions profile of different Diesel engines in three different tests. The first of these was held in an indirect injection engine where ethanol was electronically injected in the intake air. Reductions in diesel consumption, as well as opacity and NO_x were found, but a well-marked increase in CO and HC were found. The additive DTBP (di-tert-butyl peroxide) added to the main tank produced a slight reduction in CO and HC emissions, but NO_x emissions increased. The second test was conducted in a direct injection engine mechanically coupled to a hydraulic dynamometer, where reductions in effective power and NO_x, CO, PM emissions were found, but HC emissions slightly increased with a ternary blend with 6% ethanol. The third test was conducted on a vehicle equipped with electronic injection Diesel engine (common rail), which were assessed power, torque and acceleration time operating with diesel, biodiesel, and binary and ternary mixtures of diesel, biodiesel and ethanol (up to 6% v/v). A slight reduction in power with ethanol and biodiesel addition was shown. The use of cetane improver 2-EHN produced power recovery. Oxidized biodiesel was tested as cetane additive, recovering part of wasted power by ethanol introduction. Road tests were performed with a blend additived with 4% ethanol and 1% oxidized biodiesel. Reductions in NO_x, CO, and PM were verified. A slight increase in fuel consumption and no changes in lubricant oil and fuel filter were found when compared to B-5 fuel. It was proven that ethanol, a renewable fuel with high latent heat of vaporization, is an interesting alternative to reduce NO_x emissions in Diesel engines operating with high amounts of biodiesel. Oxidized biodiesel proved to be a good additive to compensate the ethanol low cetane number, since it is inexpensive, biodegradable, non-toxic and a renewable fuel.

Key-Words: Diesel Engines, Ethanol, Emissions profile, Biodiesel.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 2.1 - Dependência externa de energia no Brasil..... | 6 |
| Figura 2.2 - Reservas nacionais provadas de petróleo..... | 7 |
| Figura 2.3 - Estrutura de consumo no setor de transportes. | 8 |
| Figura 2.4 - Emissões de CO ₂ por fonte. | 8 |
| Figura 2.5 - Emissões de CO ₂ por fonte. | 9 |
| Figura 2.6 - Percentual de energia renovável produzida no Brasil e no mundo..... | 10 |
| Figura 2.7 - Detalhe do motor Diesel de injeção indireta..... | 13 |
| Figura 2.8 - Detalhes de câmaras de combustão de motores Diesel de injeção direta. | 13 |
| Figura 2.9 - Diagrama Termodinâmico de um ciclo Diesel ideal. | 14 |
| Figura 2.10 - Relação entre o rendimento e a taxa de compressão num motor Diesel mantida a carga constante..... | 17 |
| Figura 2.11 - Variação do rendimento com a taxa de compressão e razão de volumes (α). 18 | |
| Figura 2.12 - Comparação entre um ciclo teórico e real num motor Diesel ID de 4 tempos. | 19 |
| Figura 2.13 - Pressão nos tempos de compressão e combustão em função do ângulo do eixo virabrequim..... | 19 |
| Figura 2.14 - Fases da combustão num motor Diesel..... | 20 |
| Figura 2.15 - Exemplos de alcanos (a), ciclo-alcanos (b) e aromáticos (c)..... | 22 |
| Figura 2.16 - Curva de destilação para o diesel..... | 26 |
| Figura 2.17 - Variação da viscosidade cinemática de combustíveis comerciais com a temperatura. | 27 |
| Figura 2.18 - Teste HFRR para avaliação de lubricidade em combustíveis. | 29 |
| Figura 2.19 - Sistema de injeção indireta de diesel com bomba em linha. | 30 |
| Figura 2.20 - Fluxograma de sistema de injeção com bomba em linha. | 31 |
| Figura 2.21 - Bomba injetora em linha..... | 31 |
| Figura 2.22 - Bomba injetora rotativa. | 32 |
| Figura 2.23 - Detalhe de interligação do sistema <i>common rail</i> | 33 |
| Figura 2.24 - Detalhe de injetores (a) injetor mecânico, (b) injetor eletrônico. | 34 |
| Figura 2.25 - Parâmetros geométricos do spray de combustível injetado | 34 |
| Figura 2.26 - Reação de transesterificação..... | 43 |
| Figura 2.27 - Gráfico comparativo da potência x rotação para veículo operando com biodiesel..... | 47 |
| Figura 2.28 - Gráfico comparativo para potência com blends de biodiesel e diesel mineral | 48 |
| Figura 2.29 - Comparação entre consumo de misturas de biodiesel e diesel. | 49 |
| Figura 2.30 - Variação das emissões de CO com a rotação do motor. | 51 |
| Figura 2.31 - Variação das emissões de CO com a rotação do motor e com o percentual de biodiesel na mistura. | 52 |
| Figura 2.32 - Variação das emissões de HC com a rotação do motor e percentual de biodiesel..... | 53 |

| | |
|---|-----|
| Figura 2.33 - Variação das taxas de emissão de NOx com percentual de biodiesel e rotação do motor..... | 56 |
| Figura 2.34 - Variação das taxas de emissão de NOx com o número de carbonos (à esquerda) e número de iodo (à direita) | 57 |
| Figura 2.35 - Variação das taxas de emissão de SOx com o percentual de biodiesel na mistura e rotação do motor. | 58 |
| Figura 2.36 - Variação das emissões de aldeídos com a carga para várias misturas de biodiesel..... | 59 |
| Figura 2.37 - Consumo específico e eficiência para misturas de diesel-biodiesel-etanol. .. | 64 |
| Figura 2.38 - Eficiência (esquerda) e consumo específico (direita) para misturas de biodiesel-etanol..... | 65 |
| Figura 2.39 - Processo de desenvolvimento do spray de combustível | 68 |
| Figura 2.40 - Perfil de emissões com o uso de etanol pela entrada de ar. | 69 |
| Figura 3.1 - Motor M-85 testado. | 74 |
| Figura 3.2 - Fluxograma do sistema de gerenciamento eletrônico..... | 75 |
| Figura 3.3 - Detalhes do circuito de medição das temperaturas de entrada de ar em EM-1. | 76 |
| Figura 3.4 - Circuito para condicionamento de sinal dos pulsos de pressão de óleo diesel..... | 78 |
| Figura 3.5 - Vistas anterior (a) e posterior (b) do gabinete da ECU..... | 79 |
| Figura 3.6 - Calibração do sensor de pressão de óleo diesel. | 81 |
| Figura 3.7 - Sinal do sensor de pressão de injeção de diesel..... | 81 |
| Figura 3.8 - Comparação entre sinais de entrada e saída do circuito de condicionamento de sinal de pressão. | 82 |
| Figura 3.9 - Curvas Resistência x Temperatura para termistores NTC-1 (a) e NTC-2 (b). | 83 |
| Figura 3.10 - Detalhes do Sistema de Injeção Dupla de Combustível. | 84 |
| Figura 3.11 - Ponto de instalação do sensor de medição da pressão de óleo diesel. | 85 |
| Figura 3.12 - Detalhes do acoplamento entre o motor e o gerador. | 85 |
| Figura 3.13 - Analisador de gases Tempest-100 utilizado na amostragem. | 86 |
| Figura 3.14 - Posicionamento da sonda do analisador de gases..... | 87 |
| Figura 3.15 - Detalhes dos analisadores de HC e opacidade..... | 88 |
| Figura 3.16 - Posicionamento da sonda do opacímetro na descarga do motor. | 88 |
| Figura 3.17 - Fluxos de energia no volume de controle. | 93 |
| 3.18 – Detalhe da interface do simulador energético desenvolvido. | 96 |
| Figura 3.19 - Motor Testado e Dinamômetro..... | 97 |
| Figura 3.20 - Interface do sistema de aquisição de dados. | 98 |
| Figura 3.21 - Fluxograma para coleta de MP em túnel de diluição..... | 102 |
| Figura 3.22 - Detalhes construtivos do túnel de diluição. | 103 |
| Figura 3.23 - Balança utilizada no processo de pesagem dos filtros de MP. | 104 |
| Figura 3.24 - Câmara climatizadora para amostras. | 106 |
| Figura 3.25 - Curva de oxidação do biodiesel B. | 107 |
| Figura 3.26 - Processo de oxidação controlada do biodiesel..... | 107 |
| Figura 3.27 - Amostras de biodiesel B, biodiesel oxidado por 1 hora e por 5 horas..... | 108 |
| Figura 3.28 - Avaliação do número de cetano dos combustíveis testados. | 109 |
| Figura 3.29 - Veículo de Teste posicionado sobre dinamômetro. | 110 |

| | |
|--|-----|
| Figura 3.30 - Dinamômetro de chassi Bosch FLA 203. | 111 |
| Figura 3.31 - Ancoragem do veículo testado. | 112 |
| Figura 3.32 - Tacômetro digital para medição da rotação do motor. | 113 |
| Figura 3.33 - Sistema de direcionamento de combustível entre tanque original e postoço. | 113 |
| Figura 3.34 - Tanque postoço e localização do sensor de temperatura. | 114 |
| Figura 3.35 - Exemplos de gráficos de Potência (a) e Torque. | 115 |
| Figura 3.36 - Procedimento de coleta das emissões gasosas. | 117 |
| Figura 3.37 - Fluxograma do kit para coleta de material particulado. | 118 |
| Figura 3.38 - Detalhes construtivos do equipamento para coleta de MP. | 118 |
| Figura 3.39 - Fixação da resistência de aquecimento e isolamento térmico na linha de amostragem. | 119 |
| Figura 3.40 - (a) Utilização do kit para coleta de MP (b) retirada do filtro. | 119 |
| Figura 3.41 - Detalhe da preparação das amostras de MP para análise em MEV. | 120 |
| Figura 3.42 - Realização de ensaio em MEV. | 120 |
| Figura 3.43 - Determinação da dimensão das partículas de MP. | 121 |
| Figura 3.44 - Preparação do combustível utilizado em estrada. | 122 |
| Figura 3.45 - Processo de coleta das amostras de óleo lubrificante. | 122 |
| Figura 4.1 - Sinais de PMS e de pressão de óleo diesel em formato retangular. | 125 |
| Figura 4.2 - Sinais de PMS e de injeção de etanol. | 126 |
| Figura 4.3 - Medição do atraso entre o sinal de injeção e o PMS. | 126 |
| Figura 4.4 - Emissões de NOx e CO para os combustíveis testados no moto M-85. | 129 |
| Figura 4.5 - Emissões de HC para os combustíveis testados. | 131 |
| Figura 4.6 - Emissões de CO ₂ para os combustíveis testados. | 131 |
| Figura 4.7 - Opacidade avaliada para os combustíveis testados. | 132 |
| Figura 4.8 - Consumo específico de combustível para cada combustível. | 133 |
| Figura 4.9 - Redução do consumo de óleo diesel para cada mistura. | 134 |
| Figura 4.10 - Redução do consumo de óleo diesel para cada mistura. | 135 |
| Figura 4.11 - Resultados para emissões CO ₂ | 136 |
| Figura 4.12 - Emissões de CO e NOx para cada um dos combustíveis. | 138 |
| Figura 4.13 - Resultados para emissões de HC. | 139 |
| Figura 4.14 - Resultados para emissões de MP na base volumétrica. | 140 |
| Figura 4.15 - Resultados para emissões de MP na base específica. | 140 |
| Figura 4.16 - Potência de saída para cada um dos combustíveis testados. | 142 |
| Figura 4.17 - Resultados para consumo específico. | 142 |
| Figura 4.18 - Eficiência energética para cada combustível. | 143 |
| Figura 4.19 - Detalhe de amostras com separação de fase. | 146 |
| Figura 4.20 - Resultados para potência máxima do motor. | 150 |
| Figura 4.21 - Resultados para tempo de aceleração em condução urbana sem climatizador. | 151 |
| Figura 4.22 - Resultados para tempo de aceleração em condução urbana com climatizador. | 152 |
| Figura 4.23 - Resultados para tempo de aceleração em condução rodoviária sem climatizador. | 152 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4.24 - Resultados para tempo de aceleração em condução rodoviária com climatizador. | 153 |
| Figura 4.25 - Emissões de CO em diversas condições de condução para os combustíveis testados. | 154 |
| Figura 4.26 - Emissões de NOx em diversas condições de condução para os combustíveis testados. | 154 |
| Figura 4.27 - Análise para os filtros coletados com D95B5 (a) e D90B6*E4 (b) na condição C. | 155 |
| Figura 4.28 - Análise para os filtros coletados com D95B5 (a) e D90B6*E4 (b) na condição D. | 156 |
| Figura 4.29 - Análise modal de tamanho de partícula para condição C. | 157 |
| Figura 4.30 - Análise modal de tamanho de partícula para condição D. | 158 |
| Figura 4.31 - Consumo de combustível para os dois combustíveis testados. | 159 |
| Figura 4.32 – Variação da viscosidade do lubrificante com a taxa de deformação para cada combustível. | 160 |
| Figura 4.33 - Superfície do filtro de combustível para os combustíveis D95B5 (a)e D90B6*E4 (b). | 161 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 2.1 - Consumo de óleo diesel no Brasil em 10^3 tep..... | 7 |
| Tabela 2.2 - Dados de produção de biodiesel no Brasil em 10^3 m ³ | 10 |
| Tabela 2.3 - Classificação do combustível Diesel segundo norma ASTM. | 23 |
| Tabela 2.4 - Propriedades do etanol comparadas ao diesel e ao biodiesel | 60 |
| Tabela 3.1 - Características do gerador utilizado. | 73 |
| Tabela 3.2 - Características do Motor Utilizado..... | 74 |
| Tabela 3.3 - Protocolo de Comunicação Interna para Rotação do Motor. | 76 |
| Tabela 3.4 - Resultado final da calibração do tacômetro do módulo eletrônico. | 80 |
| Tabela 3.5 - Propriedades dos instrumentos principais. | 89 |
| Tabela 3.6 - Algumas propriedades das matérias-primas para os combustíveis. | 90 |
| Tabela 3.7 - Duração da Injeção, frações energéticas e volumétricas de etanol para combustível..... | 91 |
| Tabela 3.8 - Propriedades do DTBP (peróxido de di-terc-butila). | 91 |
| Tabela 3.9 - Características principais do motor Diesel e dinamômetro..... | 97 |
| Tabela 3.10 - Matéria-prima de origem para os tipos de biodiesel utilizados..... | 105 |
| Tabela 3.11 - Frações volumétricas das composições de combustíveis testadas. | 110 |
| Tabela 4.1 - Resultados para o atraso de injeção em 1750, 1800 e 1850 rpm..... | 127 |
| Tabela 4.2 - Resultados para temperaturas de admissão e de exaustos. | 128 |
| Tabela 4.3 - Resultados para Análise Energética. | 135 |
| Tabela 4.4 - Variação das propriedades do biodiesel com sua oxidação. | 144 |
| Tabela 4.5 - Análise de solubilidade de misturas ternárias à temperatura ambiente (25 °C). | 147 |
| Tabela 4.6 - Análise de solubilidade de misturas ternárias à 10 °C..... | 147 |
| Tabela 4.7 - Resultados para potência de roda e torques para os combustíveis testados. . | 148 |
| Tabela 4.8 - Detalhamento dos trechos percorridos em testes de estrada. | 158 |
| Tabela 4.9 - Avaliação de degradação do lubrificante para os combustíveis testados. | 160 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|-----------------|---|
| ADC | <i>Analog Digital Converter</i> (conversor analógico-digital) |
| API | <i>American Petroleum Institute</i> |
| ASTM | <i>American Society of Testing and Materials</i> |
| BEN | Balanço Energético Nacional |
| BMEP | <i>Brake mean effective pressure</i> (pressão média efetiva de frenagem) |
| BSFC | <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (consumo específico de combustível) |
| B100 | Biodiesel puro |
| C | Carbono |
| CI | Circuito integrado |
| CO | Monóxido de Carbono |
| CO ₂ | Dióxido de Carbono |
| c_p | Calor específico à pressão constante |
| c_v | Calor específico a volume constante |
| CV | Cavalo vapor |
| CVS | <i>Constant volume sampler</i> |
| DC | <i>Direct current</i> (corrente contínua) |
| DPF | <i>Diesel particulate filter</i> (filtro de particulado para diesel) |
| DTBP | Peróxido de di-terc butila |
| ECU | <i>Electronic central unit</i> (unidade central eletrônica) |
| E-diesel | Mistura de diesel e etanol |
| EGR | <i>Exhaust Gas Recirculation</i> (recirculação de gases quentes) |
| EM | <i>Electronic module</i> (módulo eletrônico) |
| EN | Euro-Norma |
| EPA | Agência de Proteção Ambiental Americana |
| f_a | Fator atmosférico |
| f_m | Fator do motor |
| H | Hidrogênio |
| HC | Hidrocarbonetos |
| HFRR | <i>High frequency reciprocating rig</i> (equipamento alternativo para testes de alta frequência para avaliação de desgaste) |
| HMN | Heptametilnonano |
| ICO | Ignição por compressão |

| | |
|--------------------------------|---|
| ID | Injeção direta |
| IDI | <i>Indirect injection</i> (injeção indireta) |
| IMEP | <i>Indicated mean effective pressure</i> (pressão média efetiva indicada) |
| ISO | International Organization for Standardization |
| LCD | <i>Liquid crystal display</i> (indicador de cristal líquido) |
| MEV | Microscópio eletrônico de varredura |
| MP | Material particulado |
| NC | Número de cetano |
| NO | Óxido Nítrico |
| NO ₂ | Dióxido de Nitrogênio |
| NO _x | Óxidos de Nitrogênio |
| NTC | <i>Negative Temperature Coefficient</i> (coeficiente de temperatura negativo) |
| O | Oxigênio |
| OH | Radical hidroxila |
| P | Pressão |
| PAH | Poli-cíclico aromático |
| PCI | Poder calorífico inferior |
| PI | Razão energética de álcool |
| PMS | Ponto morto superior |
| Q | Fluxo |
| r | Relação entre a pressão na saída do turbo-alimentador e a pressão atmosférica |
| r _v | Taxa de compressão |
| SO ₂ | Dióxido de enxofre |
| SO _x | Óxidos de enxofre |
| S-10 | Diesel com até 10 ppm de enxofre |
| T | Temperatura |
| tep | Tonelada equivalente de petróleo |
| t _{CO₂ eq} | Tonelada equivalente de CO ₂ |
| USLD | Diesel com teor ultra-baixo de enxofre |
| V | Volume |
| VOC | <i>Volatile organic compound</i> (composto orgânico volátil) |
| β | Fator de correção para fluxo mássico |
| Ø | Razão de equivalência |

| | |
|----------|----------------------------------|
| α | Razão de volumes no ciclo Diesel |
| η | Rendimento |
| γ | Razão de calor específico |
| 2-EHN | 2-etilhexil nitrato |

SUMÁRIO

| | | |
|-------------------|--|-----------|
| Capítulo 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Objetivos | 3 |
| 1.1.1 | Objetivos Gerais | 3 |
| 1.1.2 | Objetivos Específicos | 3 |
| 1.2 | Justificativa | 4 |
| Capítulo 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 6 |
| 2.1 | Importância dos Biocombustíveis na Matriz Energética Brasileira..... | 6 |
| 2.2 | Histórico e Características Gerais dos Motores Diesel..... | 12 |
| 2.3 | Os Processos Termodinâmicos no motor Diesel..... | 14 |
| 2.4 | Parâmetros adicionais de desempenho para motores Diesel..... | 20 |
| 2.5 | O combustível para o ciclo Diesel e suas propriedades | 22 |
| 2.6 | Os Sistemas de Injeção Diesel | 29 |
| 2.7 | As Emissões dos Motores Diesel | 34 |
| 2.8 | O Biodiesel..... | 41 |
| 2.8.1 | Métodos de produção do Biodiesel | 43 |
| 2.8.2 | Efeitos do Biodiesel no Desempenho Mecânico de Motores de Combustão por Compressão | 45 |
| 2.8.3 | Efeitos do Biodiesel nas Emissões dos Motores de Combustão de Ignição por Compressão | 50 |
| 2.9 | Uso de Etanol nos Motores Diesel..... | 59 |
| 2.9.1 | A Solubilidade das Misturas Diesel-Biodiesel-Etanol | 61 |
| 2.9.2 | Efeito do Etanol no Desempenho dos Motores IC | 62 |
| 2.9.3 | Efeito do Etanol no Perfil de Emissões dos Motores IC | 66 |
| 2.10 | Oxidação do Biodiesel e sua Aplicação em Motores Diesel | 70 |
| 2.11 | Síntese Geral | 71 |
| Capítulo 3 | METODOLOGIA..... | 73 |
| 3.1 | Uso do Etanol por Injeção Indireta no Ar de Admissão | 73 |
| 3.1.1 | Moto-Gerador Testado | 73 |
| 3.1.2 | Sistema de Gerenciamento Eletrônico para Injeção de Etanol..... | 74 |
| 3.1.3 | Sensores Utilizados e Calibração | 79 |
| 3.1.4 | Detalhes de Montagem | 83 |

| | | |
|-------------------|--|------------|
| 3.1.5 | Instrumentação..... | 85 |
| 3.1.6 | Combustíveis e Aditivo | 89 |
| 3.1.7 | Análise Energética..... | 91 |
| 3.2 | Uso de Mistura de Diesel-biodiesel-etanol em um Motor Diesel de Injeção Mecânica..... | 96 |
| 3.2.1 | Motor Testado e Dinamômetro..... | 96 |
| 3.2.2 | Combustíveis Testados | 98 |
| 3.2.3 | Avaliação do Desempenho Mecânico | 99 |
| 3.3 | Uso de Misturas de Diesel-biodiesel-etanol em um Veículo Equipado com Motor Diesel de Injeção Eletrônica | 104 |
| 3.3.1 | Combustíveis Testados e Aditivos | 104 |
| 3.3.2 | Veículo Testado | 110 |
| 3.3.3 | Testes de Potência Máxima, Torque e Aceleração | 111 |
| 3.3.4 | Testes em Estrada | 116 |
| Capítulo 4 | RESULTADOS E DISCUSSÃO | 124 |
| 4.1 | Uso do Etanol por Injeção Indireta no Ar de Admissão | 124 |
| 4.1.1 | Testes do Sistema de Injeção Desenvolvido..... | 124 |
| 4.1.2 | Resultados para Temperaturas de Admissão e de Exaustos | 127 |
| 4.1.3 | Perfil de Emissão dos Gases Exaustos | 128 |
| 4.1.4 | Consumo de Combustível..... | 132 |
| 4.1.5 | Análise Energética..... | 134 |
| 4.2 | Uso de Mistura de Diesel-biodiesel-etanol em um Motor de Injeção Direta Mecânica..... | 136 |
| 4.2.1 | Perfil de Emissões | 136 |
| 4.2.2 | Análise Energética..... | 141 |
| 4.3 | Uso de Misturas de Diesel-Biodiesel-Etanol em um Veículo Equipado com Motor Diesel de Injeção Eletrônica | 143 |
| 4.3.1 | Avaliação das Propriedades Físico-Químicas com a Oxidação do Biodiesel | 144 |
| 4.3.2 | Análise de Solubilidade de Misturas de Diesel, Biodiesel e Etanol (99,0 e 99,3%) | 145 |
| 4.3.3 | Testes de Torque, Potência e Aceleração | 148 |
| 4.3.4 | Testes de Emissões e Consumo em Estrada | 153 |
| Capítulo 5 | CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS | 162 |
| 5.1 | Conclusões | 162 |

| | | |
|---|---|------------|
| 5.1.1 | Formas de Introdução de Etanol..... | 162 |
| 5.1.2 | Sobre o Sistema de Injeção Eletrônico Desenvolvido..... | 163 |
| 5.1.3 | Perfil de Emissões Regulamentadas | 164 |
| 5.1.4 | Desempenho Mecânico..... | 166 |
| 5.1.5 | Aditivos Utilizados | 167 |
| 5.2 | Sugestões de Trabalhos Futuros..... | 167 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | | 169 |

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

Com o intenso desenvolvimento industrial, a procura de energia tem aumentado substancialmente. No Brasil, nos anos de 2011 e 2012, foi registrado um aumento de 6,1% no consumo de óleo Diesel aplicado ao setor de transporte (BEN, 2013). Este fato, aliado à instabilidade política nos países que detêm a maioria das reservas de petróleo, criam um cenário favorável à utilização de fontes alternativas de energia que possam substituir o diesel mineral nos motores de combustão interna de ignição por compressão (ICO).

Além disso, tem-se verificado um forte estreitamento das regulamentações de emissões veiculares. Na Europa, as normas Euro de controle de emissão de poluentes instituídas em 1992 (TZMAKIOSIS *et al.*, 2009), avançam em 2013 para a sua sexta fase de implantação (EURO-VI) com a diminuição significativa dos limites máximos dos óxidos de nitrogênio (NOx) e material particulado (MP), compostos encontrados nas emissões dos motores Diesel.

No Brasil, o programa Proconve instituído pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA, 1986), visando o controle da poluição do ar por veículos automotores, avança para a sua sétima fase. Este programa tem motivado fabricantes de motores e veículos a adotarem medidas de minimização de poluentes (BRIDI, 2012), através de modificações estruturais do motor, pelo uso de componentes de tratamento de gases exaustos, bem como pelo uso de aditivos ao diesel mineral. Em geral, esta alternativa de controle de emissões é a menos onerosa e mais sustentável, pois além de minimizar as alterações construtivas nos motores, estimula o uso de combustíveis alternativos.

Combustíveis alternativos devem, preferencialmente, ser renováveis, não tóxicos, com possibilidade de produção em grande escala, além de ter características de desempenho como consumo e potência similares ao diesel mineral, mas com menor emissão de poluentes na atmosfera.

O biodiesel, designação dada aos esteres alquílicos de ácidos graxos, é um dos substitutos mais promissores do diesel mineral, por ser renovável, não-tóxico, facilmente degradável, com propriedades físico-químicas muito próximas às do combustível fóssil (PINTO *et al.*, 2005). Além disso, o biodiesel pode ser produzido por diversas fontes de matéria-prima, como os óleos de gordura vegetal, animal, assim como óleos de gorduras residuais de alimentos. O biodiesel pode, além disso, promover melhorias na atividade agrícola de diversos países com extensas áreas cultiváveis, a exemplo do Brasil, contribuindo fortemente para minimização da desigualdade social nestes países (TORRES, 2006; DEMIRBAS, 2009).

As pesquisas envolvendo o uso do biodiesel nos motores ICO têm revelado que o biodiesel é miscível com o diesel em qualquer proporção, sendo que em frações volumétricas inferiores a 20% de biodiesel na mistura são necessárias mínimas modificações estruturais no motor (SINGH e SINGH, 2010).

Pesquisas anteriores revelaram também que o biodiesel proporciona níveis de emissão de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos totais não queimados (HC) e material particulado (MP) inferiores ao diesel mineral, contudo, observa-se um aumento nas emissões de óxidos de nitrogênio (NOx) (LAPUERTA *et al.*, 2008).

O uso de outros compostos oxigenados de alto calor latente de vaporização adicionados à mistura de diesel e biodiesel pode contribuir significativamente para a redução das emissões de NOx e diminuir ainda mais o nível de material particulado, por proporcionar uma maior eficiência do processo de combustão. Além disso, tais compostos podem ser oriundos de fonte renovável como a biomassa, e por terem relação favorável entre átomos de carbono e hidrogênio, podem contribuir significativamente para minimização das emissões líquidas de dióxido de carbono (CO₂), além de diminuir o percentual não renovável nos casos onde é usada uma mistura de combustíveis (RANDAZZO e SODRÉ, 2011).

A inclusão de etanol aliado ao biodiesel pode contribuir tanto para minimizar as emissões de NOx e MP, quanto para aumentar a fração renovável na mistura combustível (GUARIEIRO *et al.*, 2009). A menor viscosidade do etanol pode reduzir significativamente a formação de depósitos no bico injetor e paredes da câmara de combustão dos motores Diesel, fato verificado quando do uso prolongado do biodiesel (ÇETINKAYA *et al.*, 2005).

A necessidade de aumentar o teor de biocombustíveis como o biodiesel aplicado aos motores ICO, atualmente em crescente demanda, reduzindo as emissões líquidas de

CO₂, mantendo desempenho similar e obtendo emissões de gases exaustos dentro de limites regulamentados, motivaram a realização deste trabalho que estuda o efeito do etanol aplicado a motores Diesel pelo uso de aditivos de cetano comerciais e alternativos.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivos Gerais

Este trabalho visa avaliar o efeito do uso do etanol, no desempenho mecânico e no perfil de emissões de diferentes motores de ignição por compressão, investigando os efeitos do uso de misturas ternárias de diesel, biodiesel e etanol e do uso da técnica de injeção indireta de álcool etílico no ar de admissão.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar o efeito da adição de compostos oxigenados a serem utilizados como componentes na mistura combustível visando minimização de poluentes de escape e melhoria do desempenho mecânico.
- Avaliar a influência da forma de introdução do etanol na câmara de combustão (misturas ternárias ou técnica de injeção indireta) no desempenho do motor.
- Avaliar a solubilidade de misturas de diesel, biodiesel e etanol ao se utilizar álcool etílico de menor pureza à temperatura ambiente ou baixa temperatura;
- Avaliar o perfil de emissões gasosas regulamentadas (CO, HC, NO_x) com o uso do etanol;
- Avaliar a variação líquida das emissões de CO₂ e assim estimar o ganho ambiental com a minimização da emissão de gases de efeito estufa com o uso do etanol;
- Comparar características mecânicas como a potência de saída, consumo específico de combustível e rendimento energético do uso de diesel, biodiesel e etanol com aquelas obtidas com o diesel mineral;
- Mensurar a variação da opacidade e das emissões de material particulado (MP) em motores operando com diesel, biodiesel e etanol;
- Estudar o efeito do uso de aditivos comerciais de cetano no desempenho dos

motores Diesel operando com diesel, biodiesel e etanol;

- Mensurar a variação de propriedades físico-químicas como número de cetano, poder calorífico, densidade e viscosidade com a oxidação do biodiesel, bem como avaliar a aplicação do biodiesel oxidado como aditivo em misturas com etanol;
- Avaliar os efeitos de degradação do óleo lubrificante do motor e filtro de combustível, com a inclusão do etanol e biodiesel oxidado em testes de longa duração.

1.2 Justificativa

Este trabalho responde a um crescente interesse pelo uso de combustíveis renováveis alternativos em motores de combustão interna, notadamente aqueles do ciclo Diesel, muito utilizados no Brasil para transporte nos modais rodoviário e ferroviário.

A possibilidade de adição de um composto oxigenado, como o etanol, motiva o estudo deste álcool nos motores ICO, haja vista que tal combustível pode ser produzido a partir da biomassa.

A maioria das ações de mitigação das emissões de NO_x acaba por impactar as emissões de material particulado (MP) fazendo crescer o teor de tais poluentes nos escapes dos motores. A utilização de compostos como o etanol contribui para minimização simultânea das emissões dos dois poluentes, quebrando esta correlação.

O etanol pode minimizar a formação de depósitos na câmara de combustão e bicos injetores em longos períodos de operação com elevadas quantidades de biodiesel na mistura, pois o álcool etílico, menos viscoso, compensa a maior viscosidade verificada no biodiesel.

O uso do etanol, por diminuir também a formação de dióxido de enxofre e MP, permite a formulação de políticas públicas de redução do consumo de óleo diesel mineral como principal combustível no transporte urbano.

Algumas técnicas de introdução do etanol, como a injeção indireta, podem permitir o uso de etanol com menor pureza, reduzindo os custos financeiros e energéticos da produção e purificação do etanol.

O uso de uma mistura mais rica em combustíveis renováveis contribui para impulsionar o setor agrícola em países com esta vocação, além de contribuir para a minimização da desigualdade social em países em desenvolvimento, como é o caso do Brasil.

Este trabalho visou, portanto, avaliar experimentalmente o uso do etanol em motores Diesel de diferentes características, utilizando diferentes aditivos de cetano, bem como diferentes maneiras de introduzir etanol no sistema de combustão de motores do ciclo Diesel.

Após a apresentação do tema no capítulo introdutório, o segundo capítulo desta tese apresenta uma breve contextualização da importância dos biocombustíveis, a exemplo do etanol e biodiesel na matriz energética brasileira, e traz uma revisão bibliográfica sobre as características dos motores Diesel e seus diferentes sistemas de injeção de combustível, além de considerações sobre o uso de biodiesel e etanol em motores ICO. Também é feita uma breve discussão sobre a oxidação do biodiesel e suas consequências nas propriedades do biodiesel, como viscosidade e número de cetano.

O terceiro capítulo descreve a metodologia utilizada nos três ensaios que serviram para avaliar de diversas formas as possibilidades de uso do etanol. O primeiro ensaio foi realizado por técnica de injeção indireta (*fumigation*) no ar de admissão. O segundo fez uso de um motor de injeção direta mecânica operando com uma mistura de diesel, biodiesel e etanol. No terceiro ensaio foram testadas diversas amostras de combustível obtidas a partir da mistura de diesel, biodiesel, etanol e biodiesel oxidado como aditivo de cetano, além de um aditivo comercial.

O quarto capítulo descreve os principais resultados obtidos e a discussão.

O quinto capítulo apresenta as conclusões finais, bem como de sugestões de trabalhos futuros baseados no uso de etanol e do biodiesel oxidado como contribuintes para o transporte e geração de energia.

CAPÍTULO 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Importância dos Biocombustíveis na Matriz Energética Brasileira

O estudo de biocombustíveis e suas aplicações nos motores Diesel são justificáveis no âmbito nacional, entre outras razões pela redução da dependência externa de energia.

A dependência brasileira de energia externa em função da fonte de energia é mostrada na figura 2.1 (BEN, 2013). Em 2005, o Brasil atingiu sua autossuficiência no comércio de petróleo o que determinou uma balança comercial favorável entre os anos de 2005 e 2010. Contudo, a partir de 2011, o país experimentou um discreto déficit na balança em relação ao petróleo como fonte primária de energia. Tal fato se deve à diminuição na produção de petróleo, como registra o balanço energético nacional referente ao ano de 2012 (BEN, 2013).

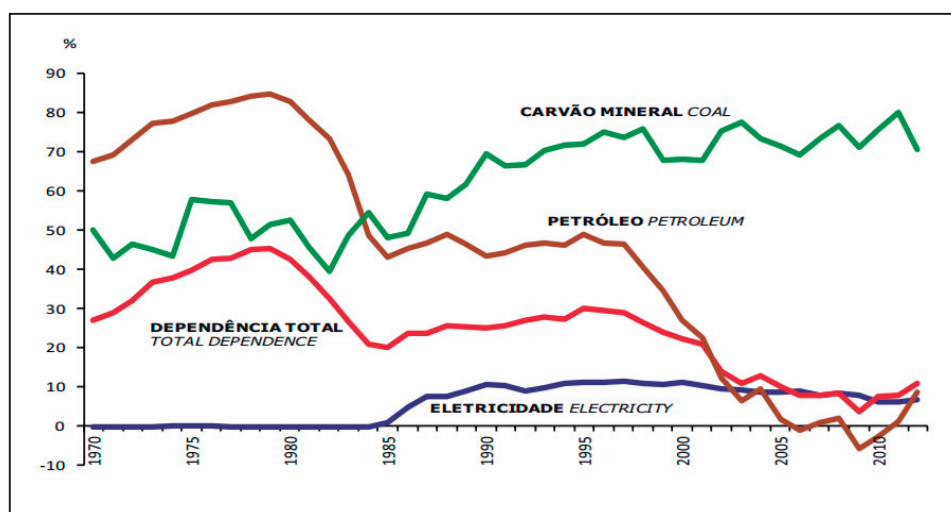


Figura 2.1 - Dependência externa de energia no Brasil.

Fonte: BEN, 2013.

Embora momentaneamente com balanço comercial do petróleo desfavorável, o país ainda conta com reservas consideráveis deste insumo energético, conforme mostrado na figura 2.2.

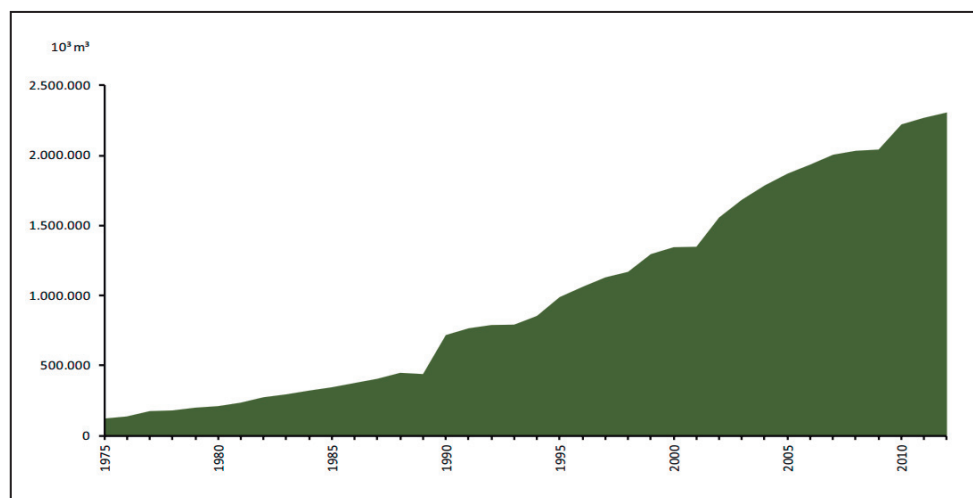


Figura 2.2 - Reservas nacionais provadas de petróleo.

Fonte: BEN, 2013.

Pela recente exploração de petróleo em águas profundas estima-se que na província do Pré-Sal, área de 149.000 km² que se estende do litoral do Estado do Espírito Santo até o litoral de Santa Catarina, existam, pelo menos, 90 bilhões de barris de petróleo, o que representa aproximadamente 8% das reservas mundiais certificadas (LIMA, 2009).

Apesar de um cenário favorável em matéria de petróleo, o Brasil ainda importa muito óleo diesel, uma das frações do petróleo. Segundos dados do Balanço Energético Nacional (BEN, 2013), as importações de óleo diesel aumentaram mais que 175% no período de 2009 a 2012.

Analisando os dados da tabela 2.1 é notável o aumento do consumo de óleo diesel nos últimos anos. Este recente aumento se deve ao consumo deste óleo para geração de energia, que entre 2006 e 2012 aumentou de 0,11 para 1,40.10⁶ m³ (BEN, 2013).

Tabela 2.1 - Consumo de óleo diesel no Brasil em 10³ tep.

Fonte: BEN, 2013.

| Ano | 2005 | 2006 | 2007 | 2008 | 2009 | 2010 | 2011 | 2012 |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Consumo | 32.643 | 33.175 | 35.234 | 37.827 | 37.263 | 41.498 | 43.551 | 46.280 |

Outra parte do consumo de óleo diesel deve-se ao setor de transportes conforme evidenciado na figura 2.3. Neste setor, o consumo de diesel corresponde a uma parcela de aproximadamente 50% dos derivados do petróleo. O principal modal para transporte brasileiro ainda é o rodoviário.

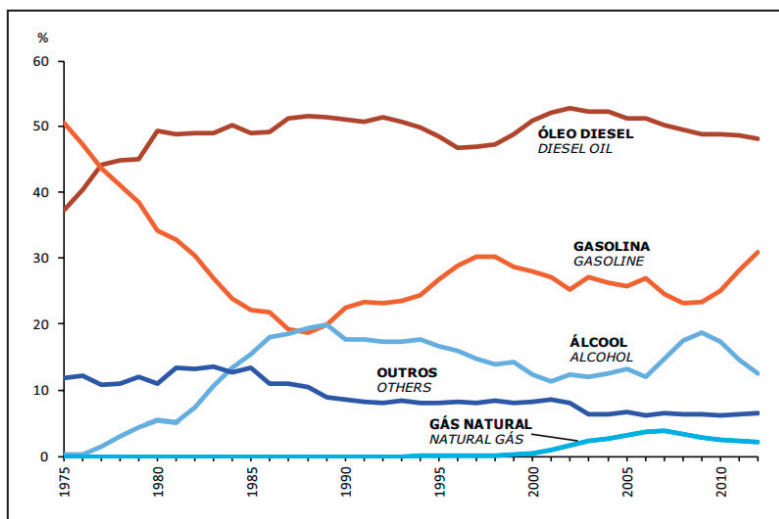


Figura 2.3 - Estrutura de consumo no setor de transportes.
Fonte: BEN, 2013.

Mesmo possuindo extensas reservas de petróleo, o país deve ponderar em relação à emissão de gases de efeito estufa, dos quais o CO₂ é um dos principais contribuintes. No ano de 2012, o Brasil atingiu a marca de 428,9 MtCO_{2eq}, sendo que destes, o setor de transporte contribuiu aproximadamente com 48,8% (ver figura 2.4). Boa parte destas emissões foi gerada pelo crescimento da frota de caminhões, que registrou um aumento de aproximadamente 312 mil novos licenciamentos, fato que gerou o aumento de 6,1% de consumo de diesel no período de 2011 a 2012 (BEN, 2013).

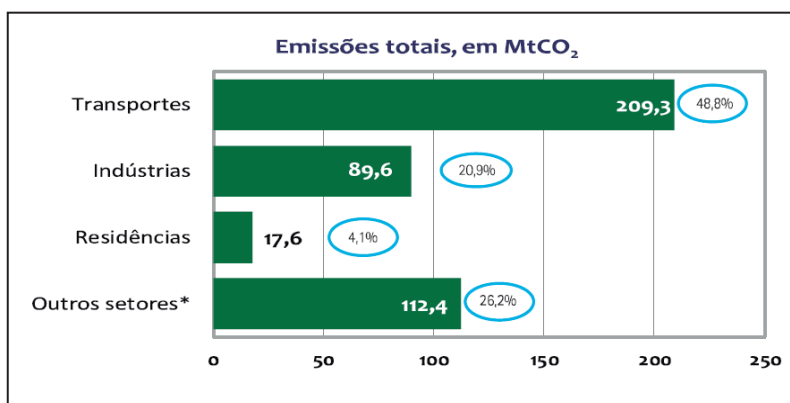


Figura 2.4 - Emissões de CO₂ por fonte.
Fonte: BEN, 2013.

Embora em crescimento, as emissões per capita no Brasil são ainda extremamente inferiores às dos países desenvolvidos, a exemplo dos Estados Unidos e China (ver figura 2.5), o que mostra o potencial para o crescimento de consumo de energia no Brasil.

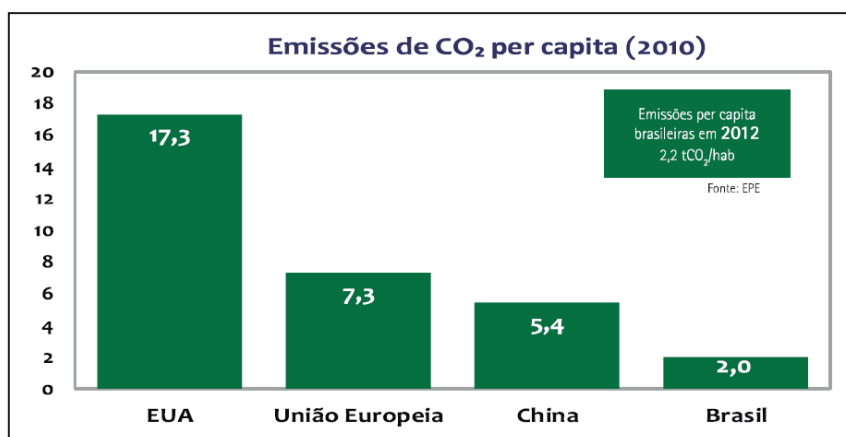


Figura 2.5 - Emissões de CO₂ por fonte.
Fonte: BEN, 2013.

A exploração do petróleo no Pré-Sal, visando atender o crescente consumo de derivados de petróleo, pode contribuir ainda mais para a emissão de gases de efeito estufa, seja pela emissão durante o uso dos hidrocarbonetos como combustível, seja pela liberação do CO₂ contido no gás dos poços de produção. Estima-se que este gás esteja presente numa proporção entre 8 a 12%, ou seja, cerca de duas vezes maior que o percentual normalmente encontrado no gás de poços *onshore* (LIMA, 2009).

O Brasil ocupa lugar de destaque na fração renovável da energia produzida, se comparado a outros países do mundo. Para a produção de energia primária no Brasil em 2013, o uso de fontes renováveis correspondeu a 42,4% (ver figura 2.6) do total produzido enquanto os 57,6% restantes foram obtidos a partir de fontes não renováveis (BEN, 2013). Embora em posição de destaque, o país vem apresentando uma discreta diminuição da fração renovável ao longo dos últimos anos, haja vista que em 2010 e 2011 as fontes renováveis responderam por 47,5% e 44,0% do total de energia produzida, respectivamente (BEN, 2011). Vale lembrar que a maior parte desta fração renovável corresponde ao uso da energia hidráulica para a geração de energia elétrica.

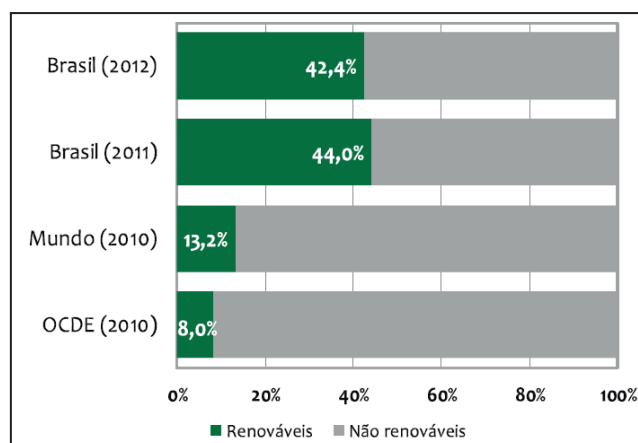


Figura 2.6 - Percentual de energia renovável produzida no Brasil e no mundo.
Fonte: BEN, 2013.

Neste contexto, os biocombustíveis como o etanol e o biodiesel são alternativas para o aumento da parcela de fontes renováveis no setor de transporte.

A Lei Federal 11.097/2005 introduziu o biodiesel, biocombustível derivado de óleos e gorduras, na matriz energética brasileira. A partir daquele ano foi iniciada a produção do biodiesel em escala nacional. O histórico da produção de biodiesel é ilustrado na tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Dados de produção de biodiesel no Brasil em 10³ m³.
Fonte: BEN, 2011.

| Ano | 2005 | 2006 | 2007 | 2008 | 2009 | 2010 | 2011 | 2012 |
|---------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Consumo | 1 | 69 | 404 | 1.167 | 1.608 | 2.397 | 2.547 | 2.754 |

Segundo dados do Balanço Energético Nacional (BEN, 2013) entre os anos de 2009 a 2010 o montante do biodiesel puro (B100) produzido e disponível para o mercado interno aumentou 49,1%, mesmo se a fração do biodiesel, adicionado ao diesel mineral, for de apenas 5%. A principal matéria prima para a produção do biodiesel no Brasil vem sendo o óleo de soja (69,6%), seguido pelo sebo bovino (14,7%) (BEN, 2013).

Embora o biodiesel apresente uma cadeia de suprimento ainda em formação, tem função estratégica, haja vista que mesmo com estoques consideráveis de petróleo, matéria prima para o diesel mineral, os limites de emissões assumidos pelo Brasil, consignatário do protocolo de Kyoto, impõem aumento nos projetos de biodiesel, inserindo o Brasil no que há de mais moderno em termos de combustíveis, visando obter combustíveis alternativos que possam suprir a demanda de energia sem aumentar

as emissões líquidas de CO₂ (PAULILLO, *et al.*, 2007).

O Brasil é um dos maiores produtores de álcool. Sua produção sofreu um ponto de inflexão na década de 70 com a instalação do Proálcool (Programa Nacional do Álcool). A principal região produtora deste insumo energético é a Centro-Sul, responsável por 89% da produção (PAULILLO *et al.*, 2007).

O etanol, que no Brasil é derivado da cana-de-açúcar e seus resíduos, apresentou em 2012 um aumento de 2,4% na escala de produção em relação ao ano anterior. Aproximadamente 60% do total produzido referem-se ao álcool hidratado. O álcool anidro é usado na mistura com a gasolina A para formar a gasolina C. O aumento da produção deste insumo em 2013 foi de 5,7% em relação ao ano anterior (BEN, 2013).

O álcool etílico teve em 2012 um consumo de 20.258.000 m³. Deste total, mais de 90% foram utilizados como combustível no setor de transporte. Este aumento do uso de etanol para transporte se deve, em muito, ao uso do etanol hidratado, cujo consumo mais que dobrou entre 2005 e 2012. Diferentemente, o álcool anidro apresenta uma produção mais estável, oscilando entre 5.420.000 e 7.959.000 m³ no mesmo período de tempo (BEN, 2013).

A demanda de etanol tem crescido consideravelmente no Brasil, influenciada principalmente pelo teor regulamentado de álcool anidro na gasolina. Diante desta realidade, o Brasil deverá ampliar a sua capacidade industrial e agrícola para fazer frente à demanda. Diante da perspectiva de aumento da produção de etanol será necessário investir tanto na logística de transporte e armazenamento, na adoção rápida das tecnologias já disponíveis, bem como na expansão de áreas a serem cultivadas (SOARES e ANDREOZZI, 2011).

O sucesso do progresso do uso de biocombustíveis na matriz energética também depende de políticas públicas de longo prazo, com metas a serem atingidas de forma paulatina e periódica, para que seja possível acompanhar a produção e a aceitação do mercado, favorecendo um aumento consolidado de sua credibilidade (SOARES e ANDREOZZI, 2011).

2.2 Histórico e Características Gerais dos Motores Diesel

O desenvolvimento dos motores de ignição por compressão se deu pelo trabalho de dois pesquisadores Akroyd Stuart e Rudolf Diesel que em 1897 testaram seu primeiro protótipo funcional obtendo um rendimento de 26,2 % (MARTINS, 2013). A partir de então, o motor Diesel passou por evoluções proporcionando baixo nível de emissões, significativa redução do consumo de combustível e melhoria nos sistemas de injeção, a exemplo dos sistemas de distribuidor comum (*common rail*) de alta pressão (STONE, 1999).

Segundo Martins (2013) o uso dos motores Diesel em aplicações estacionárias, transporte rodoviário e marítimo é extenso. Além disso, seu uso em automóveis tem se tornado cada vez mais viável por conta dos muitos avanços tecnológicos deste tipo de motor.

No motor Diesel convencional o combustível é queimado devido à autoignição, onde um pistão comprime o ar aspirado para dentro do cilindro de modo que sua temperatura aumente acentuadamente, quando então é injetado o combustível dentro da câmara de combustão fazendo com que ocorra a combustão quase que completa, e assim movendo o conjunto pistão-biela conectado ao eixo virabrequim e desta forma fazendo o motor funcionar (ATKINS, 2009). Os motores Diesel podem ser divididos em motores de injeção indireta (IDI) e motores de injeção direta (ID).

Nos motores de injeção indireta (IDI) (ver figura 2.7) o ar comprimido passa por uma conexão a uma pré-câmara onde apresenta grande turbulência. Neste momento o combustível é injetado numa condição de mistura rica e a combustão que se inicia na pré-câmara então se estende até a câmara principal. Tais motores não necessitam de grande pressão de injeção devido à turbulência existente na pré-câmara, contudo as taxas de compressão nestes motores devem ser superiores a 20:1 (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

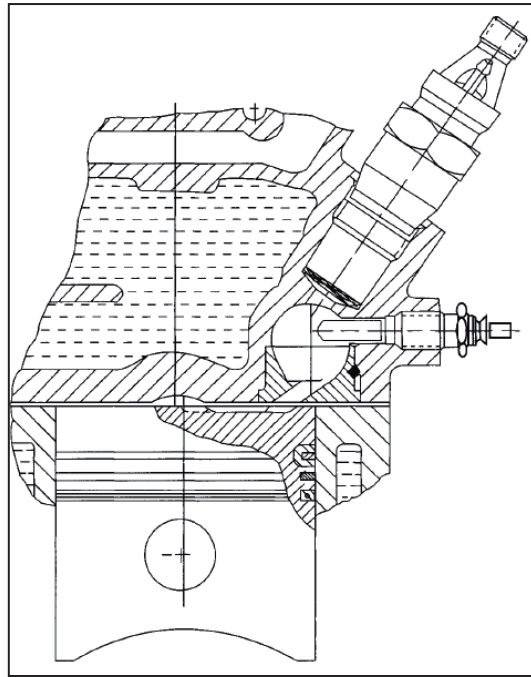


Figura 2.7 - Detalhe do motor Diesel de injeção indireta.

Fonte: Challen e Baranescu, 1999.

Os motores de injeção direta (ID) são aqueles em que o combustível é injetado na parte superior da câmara de combustão. Estes motores dependem primariamente da energia cinética do spray de combustível para misturá-lo ao ar. A câmara de combustão consiste de uma cavidade, geralmente encontrada na superfície superior do pistão, conforme mostrado na figura 2.8.

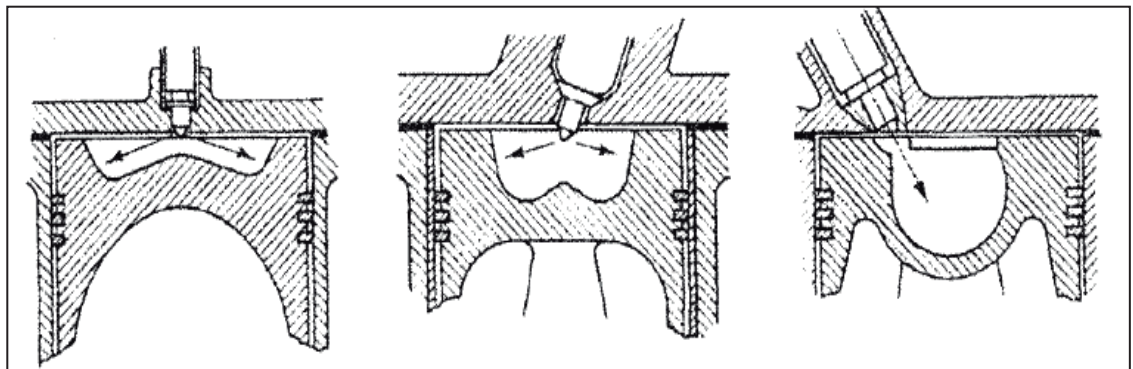


Figura 2.8 - Detalhes de câmaras de combustão de motores Diesel de injeção direta.

Fonte: Challen e Baranescu, 1999.

Tais motores necessitam de maior pressão de injeção para melhorar a mistura com o ar e assim diminuir a emissão de material particulado. Contudo, isso acarreta em maiores emissões de NOx devido ao acúmulo de combustível na câmara e assim aumentando o pico de pressão e temperatura devido à melhoria da combustão em pré-mistura. Assim, algumas técnicas podem ser usadas nestes motores para minimizar este

efeito, como o prolongamento da injeção com redução do diâmetro dos orifícios dos injetores, a utilização de injeção piloto, assim como o controle da pressão inicial de injeção da bomba.

2.3 Os Processos Termodinâmicos no motor Diesel

O motor de combustão Diesel, assim como qualquer motor de combustão interna, não executa exatamente um ciclo termodinâmico, mas sim um ciclo mecânico, pois ele não é caracterizado por um sistema fechado (HEYWOOD, 1988). Contudo, a análise dos 4 tempos como num ciclo termodinâmico ideal facilita a identificação dos parâmetros mais importantes na determinação do rendimento do motor. O ciclo Diesel tem adição de calor à pressão constante, ao contrário do ciclo Otto em que o calor é adicionado a volume constante.

Os quatro tempos básicos do motor Diesel podem ser vistos no ciclo termodinâmico ideal ilustrado na figura 2.9. Para se calcular a eficiência deve se calcular a temperatura em cada estado do ciclo.

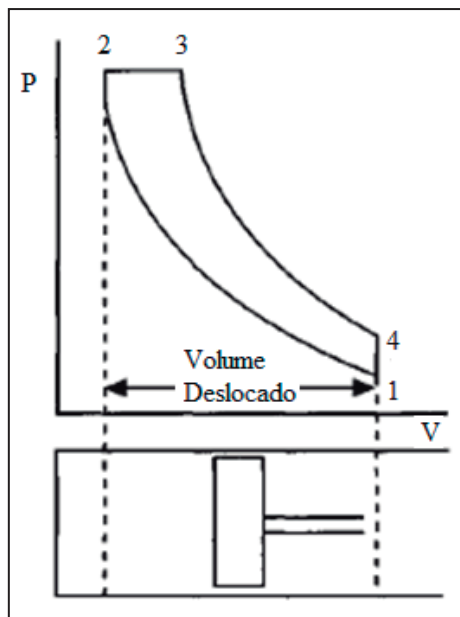


Figura 2.9 - Diagrama Termodinâmico de um ciclo Diesel ideal.

Fonte: Challen e Baranescu, 1999.

Num ciclo ideal os processos são todos reversíveis, assim, o processo de 1-2 é uma compressão isentrópica do ar a uma razão de volume V_1/V_2 , denominada de taxa

de compressão (r_v). No tempo 2-3, há adição de calor (Q_{23}) a uma pressão constante enquanto o volume expande a uma razão de volume V_3/V_2 (α). Este parâmetro (α) também é chamado de carga (STONE, 1999). O processo 3-4 é uma expansão isentrópica do ar até o volume original, enquanto o processo 4-1 envolve rejeição de calor a volume constante. Assim a eficiência do ciclo Diesel (η) pode ser expressa conforme a equação 2.1.

$$\eta = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \quad (2.1)$$

Admitindo o ar como um gás perfeito com calor específico constante e tendo massa de entrada m , os calores Q_{23} e Q_{41} podem ser expressos como descrito nas equações 2.2 e 2.3.

$$Q_{23} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$Q_{41} = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Substituindo as equações 2.2 e 2.3 na equação 2.1, tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.4)$$

Onde γ é a razão entre os calores específicos à pressão constante e a volume constante (c_p/c_v).

Para o processo isentrópico 1-2, o termo $(T \cdot V^{\gamma-1})$ é uma constante (STONE, 1999), logo:

$$T_2 = T_1 \cdot r_v^{\gamma-1} \quad (2.5)$$

Para o processo isobárico 2-3, tem-se que (STONE, 1999):

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \alpha \quad (2.6)$$

Assim a temperatura T_3 pode ser expressa como na equação 2.7.

$$T_3 = \alpha r_v^{\gamma-1} T_1 \quad (2.7)$$

Para o processo isentrópico 3-4 o termo $(T.V^{\gamma-1})$ também é uma constante (STONE, 1999), logo:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\alpha}{r_v} \right)^{\gamma-1} \quad (2.8)$$

Desta forma a temperatura T_4 pode ser expressa em função de T_1 , conforme equação 2.9.

$$T_4 = \left(\frac{\alpha}{r_v} \right)^{\gamma-1} T_3 = \alpha r_v^{\gamma-1} \left(\frac{\alpha}{r_v} \right)^{\gamma-1} T_1 = \alpha^\gamma T_1 \quad (2.9)$$

Substituindo as equações 2.5, 2.7 e 2.9 na equação 2.4, obtém-se a equação 2.10.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \left(\frac{\alpha^\gamma - 1}{\alpha r_v^{\gamma-1} - r_v^{\gamma-1}} \right) = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \cdot \left[\left(\frac{\alpha^\gamma - 1}{\gamma(\alpha - 1)} \right) \right] \quad (2.10)$$

A equação 2.10 sugere que a eficiência no ciclo Diesel depende da taxa de compressão (r_v), mas também do fator α (razão entre os volumes V_3 e V_2). A variação do rendimento com a taxa de compressão (r_v) é mostrada na figura 2.10.

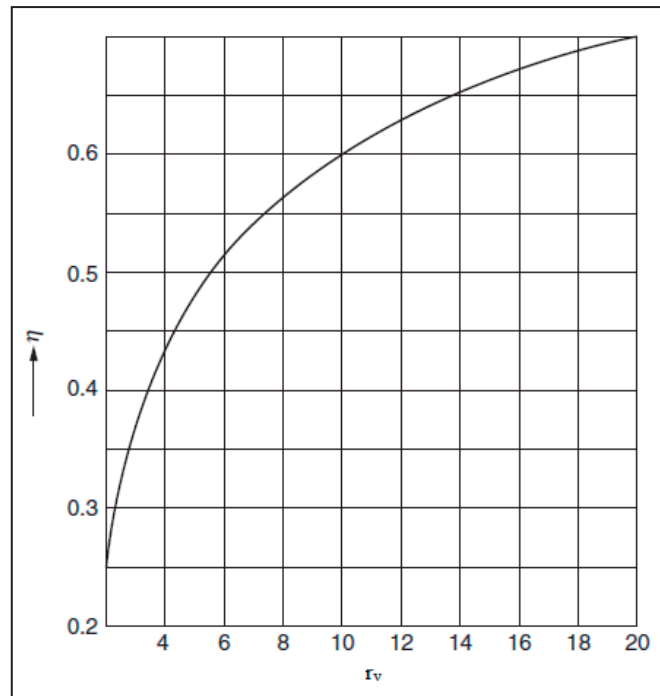


Figura 2.10 - Relação entre o rendimento e a taxa de compressão num motor Diesel mantida a carga constante.

Fonte: Dempsey, 2008.

A relação de volumes (α) varia entre 1 e r_v , portanto sempre maior que a unidade. Logo, o termo entre colchetes na equação (2.10) é maior que a unidade. Desta forma, o aumento do coeficiente α (carga) faz diminuir a eficiência do motor (STONE, 1999). O fator α é um indicador da razão ar combustível (A/C) na qual o motor está operando (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

A figura 2.11 mostra a variação do rendimento do motor com a variação simultânea da taxa de compressão (r_v) e da razão de volumes (α). A figura mostra que o rendimento aumenta com o aumento da taxa de compressão, contudo diminui com a razão de volumes (α).

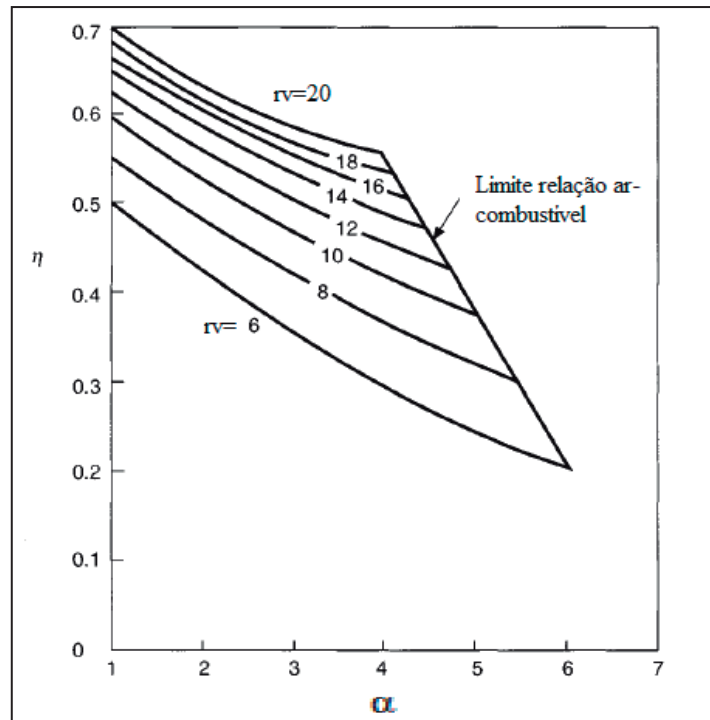


Figura 2.11 - Variação do rendimento com a taxa de compressão e razão de volumes (α).

Fonte: Challen e Baranescu, 1999.

Como já comentado anteriormente, o motor realiza um ciclo mecânico, portanto o ciclo $P \times V$ de um motor Diesel difere daquele mostrado na figura 2.9. Alguns fatores contribuem para esta diferença, como, por exemplo, a resistência encontrada pelo ar no ciclo de admissão, as trocas de calor com o ambiente pelas paredes do cilindro, além da impossibilidade prática de se controlar a injeção de combustível a fim de garantir que a combustão ocorra em regime de pressão constante. Além disso, a pressão no ciclo real se inicia a uma pressão menor que a esperada pelo ciclo teórico (VICENTE, 1987). Por isso, o termo rendimento apresentado na equação 2.10, é também chamado de rendimento indicado.

Na figura 2.12 é mostrada uma comparação entre o diagrama $P \times V$ de um ciclo teórico e aquele obtido por um ciclo real (ciclo indicado) para um motor Diesel de 4 tempos.

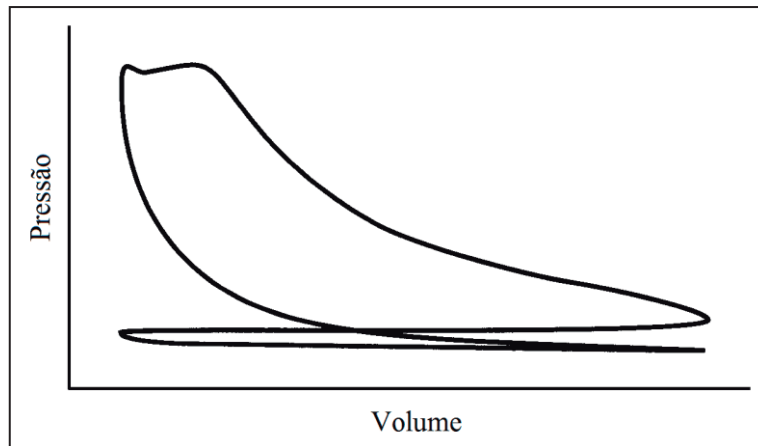


Figura 2.12 - Ciclo real de um motor Diesel de 4 tempos.

Fonte: Pulkrabek, 2000.

O processo de combustão no motor Diesel pode ser dividido em quatro fases distintas, sendo comumente mostrados num diagrama relacionando a pressão interna do cilindro com a posição angular do eixo virabrequim, conforme ilustrado na figura 2.13 ou num diagrama que relaciona a taxa de transferência de calor da combustão e a posição do eixo virabrequim (ver figura 2.14).

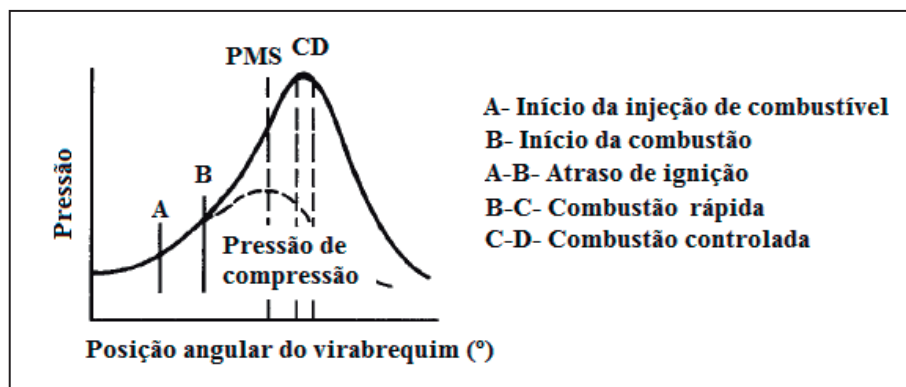


Figura 2.13 - Pressão nos tempos de compressão e combustão em função do ângulo do eixo virabrequim.

Fonte: Dempsey, 2008.

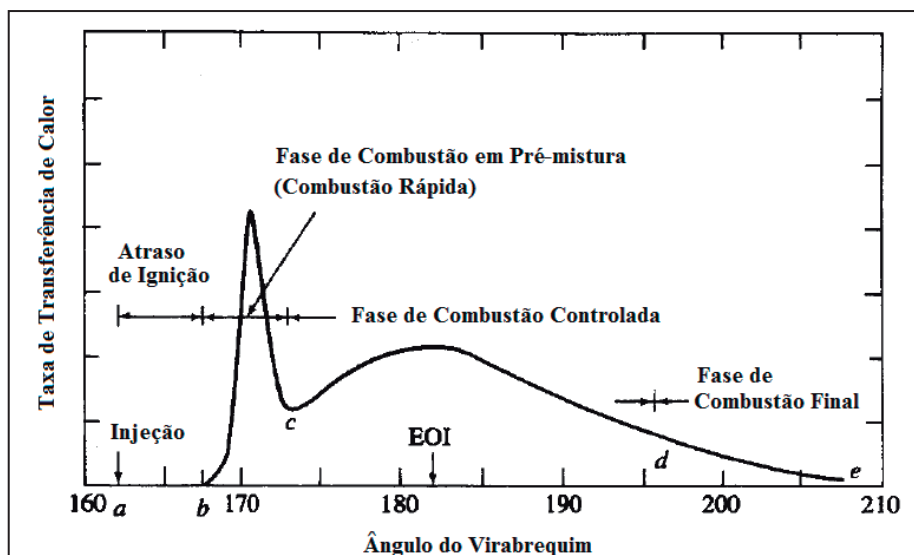


Figura 2.14 - Fases da combustão num motor Diesel.

Fonte: Heywood, 1988.

De acordo à figura 2.14, as fases da combustão num motor Diesel podem ser assim descritas:

a-b: Atraso de injeção: Período entre a entrada de combustível na câmara de combustão e o início da combustão;

b-c: Fase de combustão em pré-mistura (combustão rápida): Nesta fase o combustível que se misturou com o ar na fase anterior queima rapidamente por atingir o limite de flamabilidade, provocando aumento de pressão na câmara de combustão e alta taxa de transferência de calor;

c-d: Fase de combustão controlada: Uma vez que o combustível e o ar são consumidos na fase anterior a taxa de queima é controlada pela disponibilidade do restante da mistura para a queima, portanto, do processo de mistura entre o ar e o combustível vaporizado. Pode ser verificado um segundo pico de pressão nesta fase (ver figura 2.14).

d-e: Combustão final: Esta fase se caracteriza pela queima do combustível residual no tempo de expansão, bem com o dos produtos de uma combustão em condições de mistura rica. Em geral, é verificada uma redução da temperatura da câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

2.4 Parâmetros adicionais de desempenho para motores Diesel

Alguns parâmetros adicionais de desempenho do motor Diesel serão apresentados a seguir.

- Consumo específico de combustível (BSFC)

O consumo específico de combustível (BSFC) é definido como sendo a relação entre a massa de combustível consumida e a energia gasta pelo motor, conforme descrito na equação 2.11 (HEYWOOD, 1988).

$$BSFC(g / kW.h) = \frac{massa_{comb_gasta}(g)}{energia_{gasta}(kW.h)} \quad (2.11)$$

- Pressão efetiva média indicada (IMEP)

A pressão efetiva média indicada (IMEP) representa a relação entre o trabalho útil da curva indicada (P x V) do motor e o volume deslocado por um cilindro (STONE, 1999).

$$IMEP(N / m^2) = \frac{W_{saida_indicado}(N.m)}{volume_{deslocado_unitário}(m^3)} \quad (2.12)$$

- Pressão efetiva média de frenagem (BMEP)

O trabalho de saída de um motor avaliado por um freio ou dinamômetro é mais importante que o trabalho de saída indicado. A pressão efetiva média de frenagem (BMEP) é então a relação entre a potência de saída por cilindro e o volume deslocado por cilindro (STONE, 1999).

$$BMEP(N / m^2) = \frac{W_{saida_unitário}(N.m)}{volume_{deslocado_unitário}(m^3)} \quad (2.13)$$

2.5 O combustível para o ciclo Diesel e suas propriedades

Desde a concepção do motor Diesel idealizada por Rudolf Diesel, já se sabia que a resistência da gasolina à autoignição a tornaria um combustível indesejável a motores de ignição por compressão. Os mesmos testes mostraram que os chamados destilados médios com temperatura de ebulição entre 250 e 350 °C foram mais adequados. Estes, durante muito tempo, foram um coproduto da produção da gasolina e se apresentam como hidrocarbonetos de cadeia longa com número de átomos de carbono variando entre 10 e 20 (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

O diesel produzido através do refino do petróleo em geral contém muitos compostos orgânicos, distintos entre si pelo seu ponto de ebulição durante sua destilação. Entre os quais existem 3 grupos predominantes: os alcanos, também denominados de parafínicos, os ciclo-alcanos e os aromáticos, também chamados de naftênicos (GARRET *et al.*, 2001).

Os alcanos são hidrocarbonetos de cadeia longa com fórmula geral C_2H_{2n+2} e apresentam boa capacidade de autoignição. Os ciclo-alcanos são chamados desta forma devido a sua estrutura em forma de anel e tem fórmula geral C_nH_{2n} , onde n representa o número de átomos de carbono. O terceiro grupo é composto pelos aromáticos que também têm estrutura em anel, contudo com ligações duplas entre átomos de carbono (insaturações) e com cada átomo de carbono ligado a apenas um de hidrogênio. Estes compostos têm, em geral, uma pobre característica de autoignição. A figura 2.15 mostra exemplos de compostos dos três grupos citados (PULKRABEK, 2000)

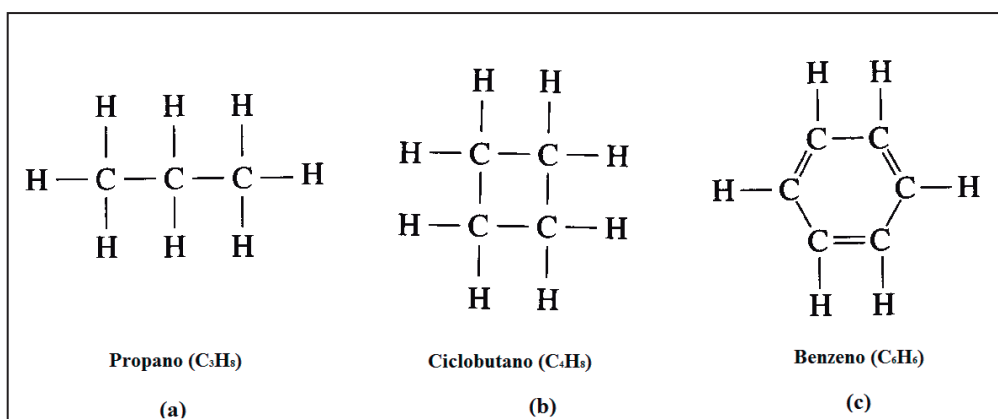


Figura 2.15 - Exemplos de alcanos (a), ciclo-alcanos (b) e aromáticos (c).

Fonte: Pulkrabek *et al.*, 2000.

Com o aumento da segurança operacional e das restrições das emissões veiculares e de ruído, foram criados fatores de qualidade para o combustível diesel como pureza, estabilidade a oxidação, resistência a fluxo em baixas temperaturas, lubricidade, e conteúdo de enxofre, entre outras características (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

Segundo Garret *et al.* (2001) a pureza é uma propriedade essencial, pois se outras substâncias além de hidrocarbonetos estão presentes, diversos problemas podem ocorrer, como, por exemplo, a presença de água e sedimentos, que podem reduzir a eficiência do sistema de injeção. Se o teor de enxofre for alto, além de propiciar maiores emissões de óxidos de enxofre, haverá ocorrência de corrosão, assim como diminuição da efetividade do conversor catalítico do sistema de exaustão.

Em geral, o óleo diesel automotivo pode ser dividido por conveniência em duas categorias extremas: o diesel leve com peso molecular menor aproximado de 170 g/mol e o diesel pesado com peso molecular de 200 g/mol. O diesel leve é menos viscoso e mais fácil de ser bombeado e injetado em gotículas menores na câmara de combustão, enquanto que o diesel pesado é usado em motores de maior capacidade, com sistemas de injeção de maior pressão e de entrada aquecida (PULKRABEK, 2000).

Algumas normas estabelecem padrões de qualidade para o diesel de acordo a sua aplicação. A norma ASTM (*American Society for Testing and Materials*) regulamenta o diesel tipos 1D e 2D conforme mostrado na tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Classificação do combustível Diesel segundo norma ASTM.

Fonte: Dempsey, 2008.

| Classificação | Características | Conteúdo de enxofre |
|---------------|---|---------------------|
| 1-D S15 USLD | Obrigatório para todos os modelos de veículos rodoviários a partir de 2007. | 15 ppm |
| 1D S500 | Em processo de desuso. Para veículos rodoviários anteriores a 2007. | 500 ppm |
| 2D S15 USLD | Combustível padrão para veículos e outros pequenos motores de alta velocidade | 15 ppm |
| 2D S500 | Em processo de desuso. Para veículos anteriores a 2007. | 500 ppm |

No Brasil, o óleo diesel fornecido para uso urbano passou por um processo de diminuição do teor de enxofre. A partir de 2012 o teor de enxofre foi reduzido de 500 ppm (S-500) para 50 ppm (S-50), sendo reduzido para 10 ppm a partir de 2013 (S-10).

Na Europa, a norma EN-590 estabelece os limites de padrão para o diesel, delimitando as suas propriedades básicas. Dentre estas, podem-se citar, densidade, viscosidade, faixa de ebulição, características de fluxo a baixa temperatura, número de cetano, densidade, ponto de fulgor, teor de aromáticos, lubricidade, poder calorífico e pureza (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010). As principais características e os métodos de avaliação serão descritos a seguir.

- **Densidade**

A densidade é um indicador secundário da faixa de destilação. Em geral combustíveis mais densos têm ponto de ebulição maior. A densidade relativa de derivados do petróleo é definida pela norma API (*American Petroleum Institute*) e determinada pela equação 2.14, onde a densidade relativa do diesel deve ser comparada à da água na temperatura de 60°F (15,6 °C) (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

$$densidade_{(API)} = \frac{141,5}{d_{diesel}(60^{\circ}F / 60^{\circ}F)} - 131,5 \quad (2.14)$$

A densidade do diesel, que em média varia entre 0,85 e 0,86, pode afetar outras propriedades do combustível, como o número de cetano e o poder calorífico inferior, bem como influenciar nas emissões de MP emitido devido à maior ou menor formação de pequenas gotículas quando o combustível é injetado na câmara de combustão (BRAUN, 2003).

- **Número de cetano (NC)**

O número de cetano é um indicador da qualidade de ignição do combustível, relacionado com o tempo transcorrido entre a injeção de combustível e o início da ignição. Pela inexistência de uma fonte externa de ignição, o combustível diesel deve entrar em combustão quando introduzido na câmara com o ar pré-aquecido com o

menor atraso possível (ATKINS, 1999). É a forma mais comum de se avaliar a característica do combustível de entrar em combustão a temperaturas e pressões elevadas, comumente encontradas dentro da câmara de combustão. A norma ASTM D613 normatiza o teste, baseado num motor Diesel padrão naturalmente aspirado, monocilíndrico de injeção indireta. O teste é realizado a 900 rpm com a temperatura do ar mantida em 150 °F. O teste é realizado ajustando a razão ar combustível e a taxa de compressão para produzir um atraso de ignição de 13° medido no eixo virabrequim com o combustível testado. Então o combustível é removido do motor e uma mistura de combustíveis padrão é adicionada. Os combustíveis padrão são o n-hexadecano com NC de valor 100 e o heptametilnonano (HMN) com NC igual a 15. Diferentes combinações destes dois combustíveis são feitas até que se obtenha o mesmo atraso de ignição do combustível testado. Assim, o número de cetano pode ser calculado como descrito na equação 2.15 (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

$$NC = (\% \text{ n-hexadecano}) + 0,15 \cdot (\% \text{ HMN}) \quad (2.15)$$

Combustíveis com baixo número de cetano apresentam grande atraso de ignição, o que dificulta a partida a frio, aumenta o pico de pressão da combustão e apresenta um perfil de emissões desfavorável, além de elevado ruído. A norma EN-590 estabelece para o diesel um NC mínimo de 51 (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

Existem outros métodos indiretos para se avaliar a característica de autoignição do combustível, como é o caso do índice de cetano, determinado indiretamente em função da temperatura correspondente a 50% da faixa de ebulição do combustível. Este método, embora menos oneroso, não apresenta boa exatidão para combustíveis não derivados do petróleo (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

- **Propriedades de fluxo a frio**

As propriedades de fluxo a frio podem ser listadas como ponto de névoa, ponto de fluidez, e ponto de entupimento de filtro.

O ponto de névoa é a temperatura na qual cristais de cera aparecem na amostra de combustível sobre condições de resfriamento controlado com procedimento definido na norma ASTM D2500.

O ponto de fluidez é a menor temperatura a qual a amostra de combustível pode fluir, sendo expresso em múltiplos de 30 °C. Este teste é especificado na norma ASTM D97.

O ponto de entupimento de filtro é a menor temperatura na qual 20 mL da amostra de combustível podem ser escoados por um tubo helicoidal em vácuo durante 60 segundos.

O diesel produzido atualmente tem diversos aditivos como aditivos de fluxo a frio, aditivos anti-formação de cera, promotores de ignição, aditivos anti-atrito, anti-espumantes, aditivos detergentes, além de anti-oxidantes e anti-corrosivos (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

- **Curva de destilação**

A curva de destilação é determinada pela medição da fração de amostra de combustível removida pelo aquecimento desta a um aumento progressivo de temperatura (CHALLEN e BARANESCU, 1999). O combustível diesel consiste basicamente de uma mistura de hidrocarbonetos que entram em ebulição numa faixa entre 170 e 380 °C (ver figura 2.16). A norma EN ISO 3405 define as condições deste ensaio.

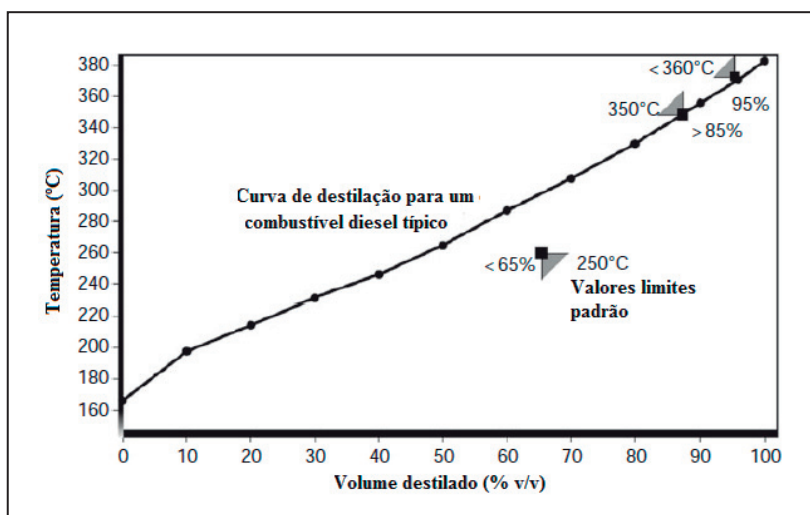


Figura 2.16 - Curva de destilação para o diesel.
Fonte: Mollenhauer e Tschoeke 2010.

- **Ponto de fulgor**

O ponto de fulgor é a menor temperatura na qual uma mistura de vapor combustível pode ser notada acima da parte líquida, quando a amostra é aquecida em um vaso fechado, na qual uma fonte de ignição externa pode causar flamabilidade. Esta propriedade é importante para considerações de armazenagem e segurança contra incêndio. Este ensaio é descrito na norma ASTM D93. Esta propriedade não é importante para efeitos de combustão nos motores.

- **Viscosidade**

A viscosidade é a medida de resistência ao escoamento imposta por um fluido. Esta propriedade em líquidos exibe uma redução de seu valor com o aumento da temperatura, conforme evidenciado na figura 2.17. A norma ASTM D445 apresenta o procedimento para realização deste ensaio (CHALLEN e BARANESCU, 1999). A viscosidade do combustível influencia nas características de injeção e, portanto, na atomização do combustível nos injetores. Esta propriedade pode ser quantificada em viscosidade cinemática (avaliada em mm^2/s) ou viscosidade dinâmica (medida em $\text{Pa}\cdot\text{s}$). A norma EN-590 especifica que a viscosidade cinemática do diesel deve estar compreendida entre 2,0 e 4,5 mm^2/s .

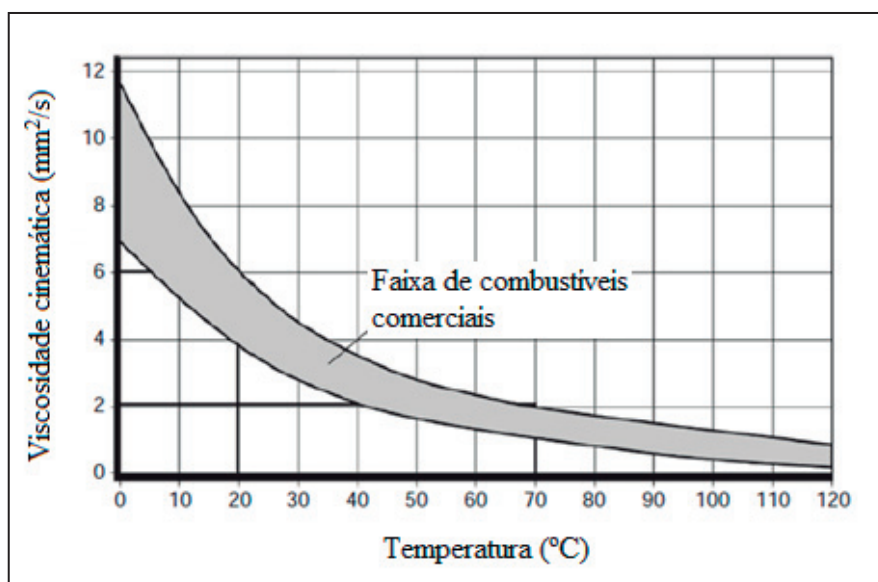


Figura 2.17 - Variação da viscosidade cinemática de combustíveis comerciais com a temperatura.
Fonte: Mollenhauer e Tschoeke 2010.

Segundo Mollenhauer e Tchoeke (2010), a viscosidade excessivamente alta impede o fluxo a baixas temperaturas e causa problemas de partida a frio, enquanto que

valores baixos de viscosidade tornam a partida a quente mais difícil e causam perdas de potência a altas temperaturas, além de desgaste prematuro da bomba injetora.

- **Teor de Enxofre**

O petróleo bruto contém quantidades variadas de enxofre. Este composto causa a formação de SO₂ durante a combustão, acidificação do óleo do motor, emissão de sulfato, aumento da emissão de material particulado e prejuízos ao sistema de pós-tratamento dos gases exaustos (catalisadores), o que torna essencial a desulfurização do diesel. A euro-norma (EN) estabeleceu o limite de 50 ppm a partir do ano de 2005 e de 10 mg/kg a partir de 2009 (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

Segundo Braun *et al.* (2003) cerca de 98% do enxofre é convertido a SO₂ e o restante a ácido sulfúrico e sulfato, os quais podem contribuir para a formação da fração orgânica solúvel da massa de particulado.

- **Lubricidade**

O enxofre presente no diesel mineral melhora a característica de lubricidade do combustível, portanto, o combustível diesel com ultra-baixo teor de enxofre, a exemplo do diesel S-10 (máximo de 10 ppm de enxofre) sem aditivos pode causar alto desgaste nas bombas de injeção de motores não projetados para tal combustível. Além disso, a desulfurização causa a remoção de substâncias polares que contribuem para a melhoria da lubricidade do combustível. A lubricidade pode ser avaliada por um teste mecânico rápido usando um equipamento de deslocamento alternativo (HFRR) através do ensaio EN/ISO-12156-1. Este ensaio simula basicamente o desgaste provocado pelo deslizamento de uma esfera com 6 mm de diâmetro numa superfície polida em que o combustível é colocado, conforme ilustrado na figura 2.18. O teste é realizado à temperatura de 60 °C com duração de 75 min. A norma EN-590 permite um desgaste máximo de 460 µm para o diâmetro da esfera (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

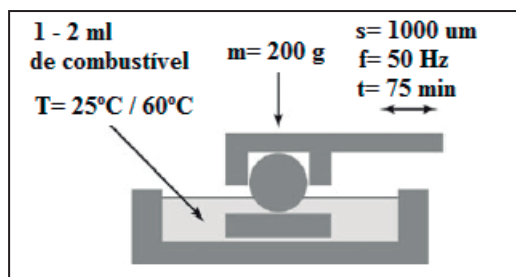


Figura 2.18 - Teste HFRR para avaliação de lubrificidade em combustíveis.

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke 2010.

- **Poder calorífico inferior**

O poder calorífico inferior avaliado em kJ/kg ou MJ/kg é uma propriedade que quantifica o conteúdo energético disponível numa amostra de massa unitária do combustível. Seu valor resulta da densidade, características de destilação e da composição elementar do combustível. Este parâmetro não é medido para o propósito de controle de qualidade durante a produção do combustível. Mas tal parâmetro é importante para pesquisas e trabalhos de desenvolvimento. Segundo Atkins (1999), embora esta propriedade varie bastante em função do tipo de diesel tratado, seu valor se encontra comumente no intervalo entre 40 a 43 MJ/kg.

2.6 Os Sistemas de Injeção Diesel

O sistema de injeção Diesel tem 4 funções básicas: deslocamento de combustível em baixa pressão, pressurização do combustível, dosagem e preparação do combustível.

Uma distinção inicial deve ser feita entre os sistemas convencionais e os sistemas com acumuladores de alta pressão. Sistemas de injeção sem acumuladores sempre apresentam uma alta pressão de injeção gerada por uma bomba acionada por um eixo de cames e proporcionando uma onda de pressão que abre o injetor, fazendo penetrar o combustível no cilindro de acordo a sequência de queima. Já os sistemas com acumulador têm uma bomba que comprime o combustível e entrega-o a um acumulador de alta pressão. O combustível é dosado do acumulador para os injetores, os quais são controlados por solenoides ou válvulas piezelétricas. A função de deslocamento em baixa pressão é realizada por uma bomba que desloca o combustível do tanque, filtra-o e desloca-o até a bomba de alta pressão.

- Sistemas Convencionais de Injeção Mecânica

A função de pressurização do combustível é feita por uma bomba injetora. Diversos são os modelos de bombas utilizados pelos motores Diesel, a exemplo das bombas injetores em linha (ver figura 2.19).

No caso de bomba injetora em linha, existe um pistão da bomba para cada cilindro do motor e os elementos são arranjados em linha. O combustível flui da bomba de alimentação (baixa pressão) para uma câmara dentro da bomba injetora, onde pode penetrar para o topo de cada pistão da bomba por um rasgo helicoidal existente na superfície lateral deste.

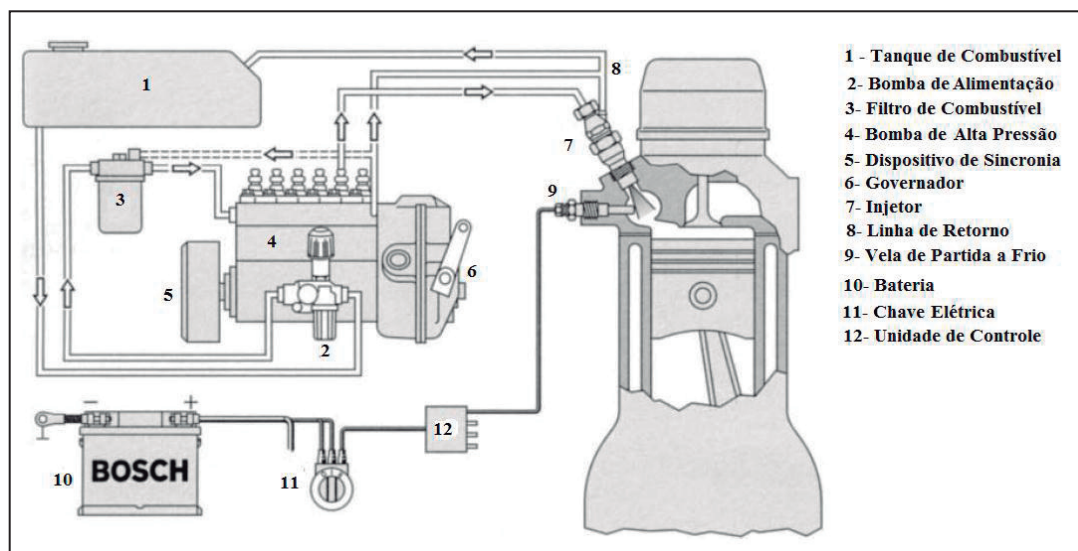


Figura 2.19 - Sistema de injeção indireta de diesel com bomba em linha.

Fonte: Challen e Baranescu, 1999.

A injeção é determinada por um eixo de cames (ver figura 2.20), que define qual dos pistões irá alimentar seu respectivo injetor antes do ponto morto superior do cilindro correspondente. A vazão de combustível é regulada pelo deslocamento de uma cremalheira interna que determina a abertura da passagem de combustível para o topo dos pistões da bomba injetora.

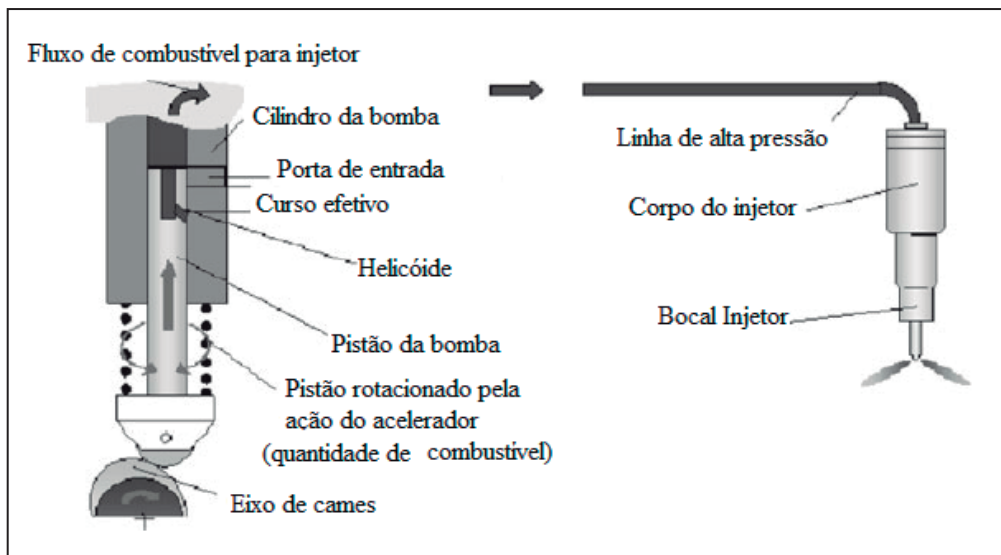


Figura 2.20 - Fluxograma de sistema de injeção com bomba em linha.

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke 2010.

O pistão da bomba é deslocado pelo eixo de cames da bomba retornando pela ação de molas, com curso constante (ver figura 2.21). A injeção se dá quando o pistão inicia o seu movimento de subida e desloca o combustível para o injetor correspondente. O injetor opera com pressão controlada, sendo a dosagem de combustível feita pelo giro do pistão da bomba, determinada por uma cremalheira presa ao comando do acelerador aumentando a área de admissão de combustível para a parte superior do pistão da bomba.

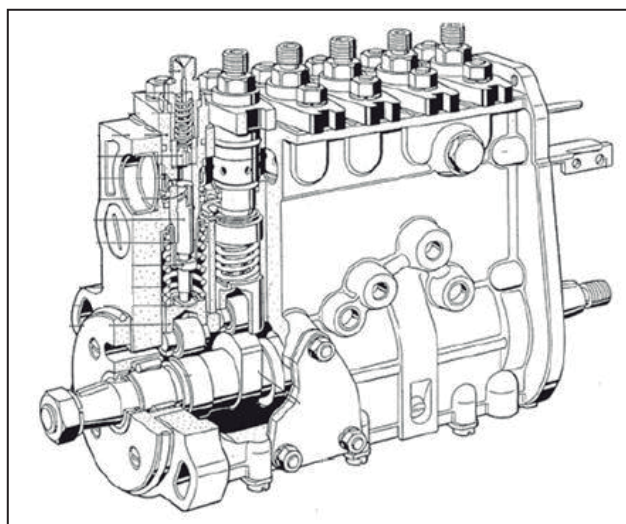


Figura 2.21 - Bomba injetora em linha.

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke 2010.

Outro tipo de bomba comum em motores Diesel de injeção mecânica é a bomba rotativa que apresenta como elementos de deslocamento pistões radiais que impulsionam o combustível para seu respectivo injetor. Estas são as mais comuns para injeção em veículos leves, haja vista que vários componentes do sistema anterior, como bomba de alimentação, dispositivo de sincronização, bomba de alta pressão e governador estão montados todos no corpo da bomba, reduzindo o espaço ocupado. A figura 2.22 mostra uma bomba injetora mecânica do tipo rotativa.

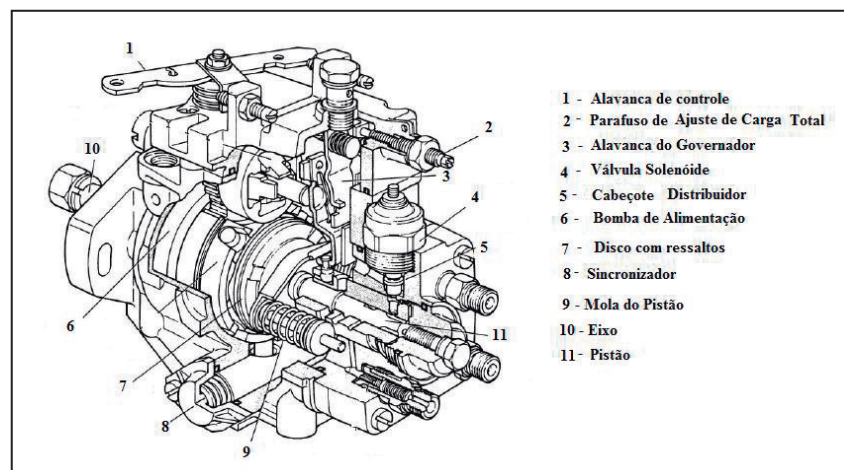


Figura 2.22 - Bomba injetora rotativa.

Fonte: Dempsey, 2008.

- Sistemas de Injeção com Distribuidor Comum (*common rail*)

De forma diferente, o sistema *common rail* desacopla a ação de pressurização da ação de injeção. A pressão é gerada independentemente do ciclo de injeção por uma bomba de alta pressão que fornece combustível pressurizado a um acumulador ou distribuidor comum (*common rail*). Um trecho curto de tubulação conecta o acumulador aos injetores que são atuados por válvulas controladas eletronicamente e injetam o combustível na câmara de combustão do motor no momento desejado. O tempo de injeção e a quantidade de combustível injetado não são dependentes da alta pressão na fase de fornecimento de combustível pela bomba. Separando as funções de geração de pressão e injeção de combustível, a pressão de injeção se torna independente da velocidade e da carga do motor. Isto traz diversas vantagens como: flexibilidade do início da injeção, controle da quantidade de injeções e suas durações, bem como garante boa mistura nas condições de baixas cargas e baixas velocidades.

Este sistema é muito usado nos modernos automóveis e veículos comerciais com motores de injeção direta (ID) com pressões de até 2000 bar. Como a pressão está sempre disponível no distribuidor, a injeção pode ser feita de maneira bastante flexível, podendo-se realizar até três injeções por ciclo, uma injeção principal e duas pós-injeções. Isto é importante para a diminuição do ruído do motor, melhoria da combustão e redução de emissões gasosas. A figura 2.23 mostra os detalhes de interligação elétrica e hidráulica do sistema *common rail*.

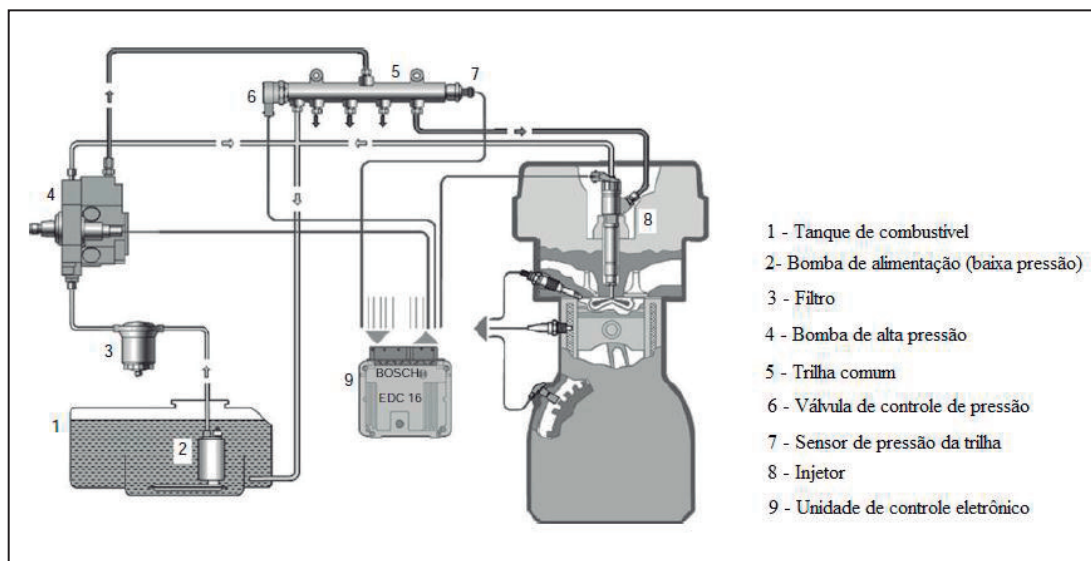


Figura 2.23 - Detalhe de interligação do sistema *common rail*.

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke, 2010.

Os injetores são encarregados de proporcionar o preparo do combustível para injeção na câmara de combustão. A depender do tipo de bomba utilizada o injetor terá uma determinada característica específica.

A figura 2.24 mostra o detalhe de dois injetores para bombas injetoras em linha e para sistema de distribuidor comum (*common rail*), respectivamente.

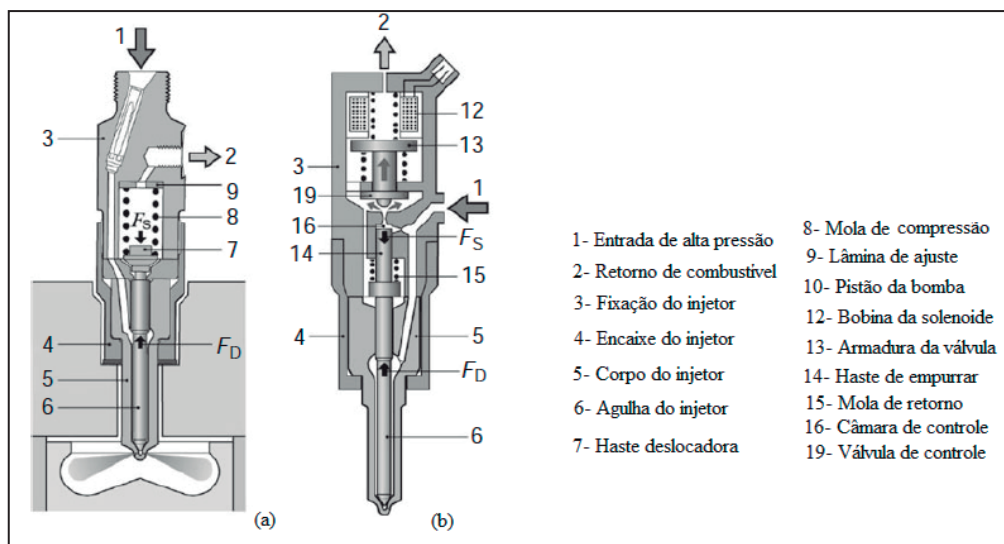


Figura 2.24 - Detalhe de injetores (a) injetor mecânico, (b) injetor eletrônico.

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke, 2010.

Em geral na extremidade dos injetores existem orifícios de pequeno diâmetro para injeção de combustível. A injeção de combustível é determinada por alguns parâmetros geométricos do spray formado pelo combustível ao sair do injetor, como o ângulo de penetração do spray e o ângulo de spray, ambos ilustrados na figura 2.25.

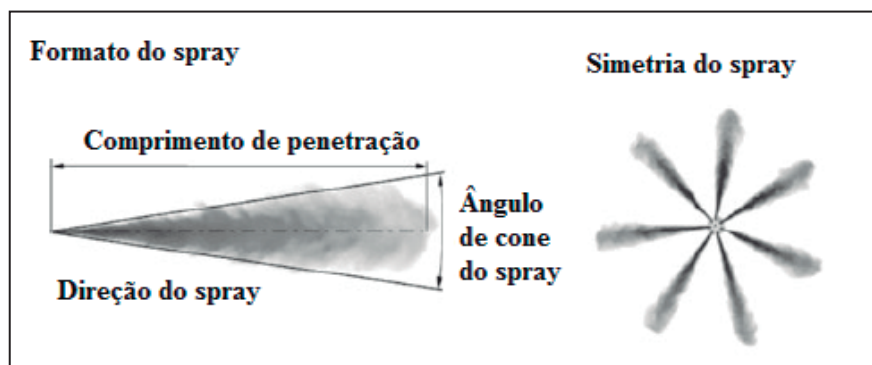


Figura 2.25 - Parâmetros geométricos do spray de combustível injetado

Fonte: Mollenhauer e Tschoeke, 2010.

2.7 As Emissões dos Motores Diesel

Os problemas como o aquecimento global, a ocorrência de chuvas ácidas e influências na saúde humana têm conduzido ações internacionais, a exemplo de países como EUA, Europa e Japão, e esforços industriais na redução da emissão dos gases de efeito estufa e de material particulado do escape dos motores (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

Segundo Mollenhauer e Tschoeke (2010), se o combustível fosse completamente oxidado pela reação de combustão, esperar-se-ia apenas vapor de água (H_2O), dióxido de carbono (CO_2), resultados da combustão e O_2 proveniente do excesso de ar. Contudo como num processo real de combustão a reação é incompleta, é gerado um conjunto de compostos nos gases de exaustão do motor como hidrocarbonetos (HC), além de monóxido de carbono (CO). São também encontrados óxidos de nitrogênio (NO_x), componentes sulfúricos, material particulado e fumaça visível. Estes são exemplos de compostos sob rígido controle da legislação para motores Diesel. Atenção especial tem sido dada à fuligem e seus riscos associados à saúde.

Outras emissões como aldeídos podem ser importantes frações dos gases exaustos do motor Diesel que ainda não são regulados normalmente em muitos países.

- **Dióxido de Carbono**

O dióxido de carbono (CO_2) é um produto normal da combustão. A relação entre a quantidade de água produzida e CO_2 produzida depende da relação C/H (carbono/hidrogênio), em geral 1,75 para o óleo diesel comum.

Segundo Challen e Baranescu (1999), as emissões de CO_2 podem ser reduzidas pela diminuição do teor de carbono contido por unidade de energia ou pelo aumento da eficiência do combustível utilizado pelo motor, de forma a diminuir o consumo de combustível.

As emissões de CO_2 têm recebido muita atenção nos últimos anos motivada pelo fato do CO_2 contribuir para o efeito estufa. O efeito estufa tem aumentado consideravelmente a partir da Revolução Industrial, aparentemente por conta da queima de combustíveis fósseis para geração de energia. As emissões de CO_2 não podem ser mitigadas com o uso de sistemas de pós-tratamento como no caso de hidrocarbonetos e CO.

- **Monóxido de Carbono**

O monóxido de carbono (CO) é um gás incolor, sem odor, tóxico e é um produto intermediário da combustão de um combustível do tipo hidrocarboneto, logo é o resultado de uma combustão incompleta. Assim, a emissão de CO é fortemente dependente da relação entre ar/combustível real e aquela obtida por uma reação

estequiométrica (PULKRABEK, 2000). Combustão com mistura rica em combustível produzirá CO, sendo seu aumento linear com o desvio da estequiometria (CHALLEN e BARANESCU, 1999). O CO além de ser considerado um gás indesejável nos exaustos devido a sua toxicidade, representa uma perda de energia química do combustível que não foi utilizada no motor. O monóxido de carbono sobrevive na atmosfera por aproximadamente um mês, sendo gradualmente oxidado em CO₂ (MARTINS, 2013).

Como o motor diesel deve operar com mistura pobre em combustível a fim de aumentar a sua eficiência, suas emissões de CO serão inferiores às dos motores do ciclo Otto e decorrentes de uma mistura ineficiente entre ar e combustível formando regiões de mistura rica na câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

Um catalisador de oxidação pode diminuir as emissões de CO, haja vista que os gases de exaustão do motor contêm grande parcela de O₂ por conta da mistura pobre, característica da operação dos motores Diesel.

- **Hidrocarbonetos não queimados (HC)**

A emissão de hidrocarbonetos não queimados consiste da fração gasosa de combustível que ainda não queimou além daquela queimada parcialmente. O termo hidrocarboneto representa a soma das parcelas dos hidrocarbonetos produzidos pela combustão parcial, além dos compostos aderidos ao material sólido (material particulado). Segundo Martins (2013), os hidrocarbonetos não queimados podem ainda reagir com os óxidos de nitrogênio formando ozônio, sendo um dos principais causadores do *smog* fotoquímico. De acordo com seu potencial de formação de névoa fotoquímica, os HC podem ser divididos em dois grandes grupos: hidrocarbonetos reativos e não reativos. A composição química do combustível pode influenciar consideravelmente a composição e magnitude das emissões. Combustíveis com elevado teor de aromáticos podem produzir altos teores de HC reativos (HEYWOOD, 1988).

O teor de HC verificado nos motores Diesel resulta de problemas da mistura de ar e combustível, contudo como estes motores operam em condição de mistura pobre, as emissões de HC serão, em média, menores que as dos motores de ignição por centelha. (PULKRABEK, 2000). Os dois principais mecanismos para a formação de HC nos motores Diesel são a sobre-mistura e a sub-mistura. O diesel é injetado no ar aquecido próximo da posição de PMS. Depois de um curto atraso o combustível é aquecido pelo ar e reações químicas espontâneas começam a ocorrer, contudo apenas a mistura que

estiver no limite da flamabilidade será queimada inicialmente. A sub-mistura é caracterizada pela ocorrência de zonas com relação ar/combustível muito rica que nunca encontram oxigênio suficiente para queimar, bem como zonas pobres que não atingem o limite de flamabilidade, geralmente formadas antes da ignição, gerando assim HC.

Outra fonte de emissões de HC em motores Diesel é a ocorrência da sobre-mistura, caracterizada pela mistura de porções de combustível que se misturam como gás já queimado e, portanto, em zonas deficientes de oxigênio. Isto ocorre geralmente quando o combustível é injetado próximo do fim da combustão. Depois do fim da combustão, injeções posteriores podem ocorrer devido ao combustível acumulado na extremidade do injetor e este pode entrar na câmara de combustão. Assim, algum deste combustível pode não se misturar efetivamente com o ar e deixar o cilindro sem queimar ou saindo parcialmente queimado. Esta última fonte de emissão de HC pode ser reduzida por um projeto de injetor mais eficiente que garanta um fim de injeção mais rápido e limpo (PULKRABEK, 2000).

Outra fonte de HC nas emissões de diesel é através do combustível aderido à parede do cilindro, não sendo esta quente o suficiente para vaporizar o combustível e promover a mistura deste com o ar e assim atingir a combustão (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

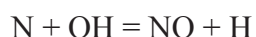
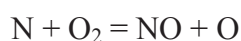
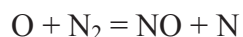
Em geral, fatores que aumentem o atraso de ignição aumentarão, como a diminuição do número de cetano, por exemplo, aumentará as emissões de HC. Da mesma forma que nas emissões de CO, as emissões de HC podem ser minimizadas com a melhoria do processo de combustão, bem como através do uso de sistemas de pós-tratamento com conversores catalíticos. (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

- **Óxidos de Nitrogênio**

Os óxidos de Nitrogênio são produzidos pela reação do nitrogênio e oxigênio do ar sob temperaturas muito elevadas como aquelas encontradas na câmara de combustão do motor.

Segundo Martins (2013), os NO_x serão formados pela alta temperatura dos gases de exaustão, atrás da frente de chama, por reações entre o nitrogênio e o oxigênio do ar sendo este mecanismo térmico potencializado pela alta temperatura encontrada na câmara de combustão.

Boa parte dos óxidos de nitrogênio (cerca de 70 a 90 %) formados no motor é composta por óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂). O NO_x produzido nos motores pode ser considerado, em primeira aproximação, como a soma das frações de NO e NO₂, sendo um efeito colateral da combustão. Simplificadamente, O NO é formado pelo mecanismo estendido de Zeldovich (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010):



O NO₂ é formado pela oxidação do NO através do excesso de ar. O NO_x é proporcionado pela presença de oxigênio e em condições de alta temperatura nos primeiros 20° de giro do eixo virabrequim logo após o início da combustão (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

Os óxidos de Nitrogênio (NO_x) podem se dissolver facilmente na água causando acidificação desta, causar efeitos de *smog* fotoquímico (ATKINS, 1999). Do grupo dos NO_x, o NO₂ é o componente de grande interesse, pois além de contribuir para a formação de ozônio e partículas finas, produz um grande número de efeitos adversos no sistema respiratório humano, como inflamação das vias respiratórias e o agravamento dos sintomas de asma (GUARIEIRO e GUARIEIRO, 2013).

Muitas tentativas foram feitas no sentido de se reduzir a temperatura da câmara de combustão com intenção de minimizar a formação de NO_x. Contudo, verifica-se que estas medidas acarretaram um aumento de MP, HC e de consumo de combustível.

A diminuição do pico de pressão e da temperatura gerados pela queima em fase de pré-mistura pode ser obtida com uma pequena injeção inicial de combustível (injeção piloto), mas requer equipamentos extras para tal. A diminuição do atraso de ignição pode reduzir a intensidade da queima em pré-mistura aumentando as emissões de MP (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

Outros fatores que causam a formação de NO_x é a relação ar/combustível. Um exemplo disso são os motores de injeção indireta que apresentam baixa emissão de NO_x devido a combustão inicial se dar em uma pré-câmara com mistura rica.

O uso de sistemas de diluição como a recirculação de gases quentes EGR (*exhaust gas recirculation*) e injeção de água podem reduzir a formação de NO_x, pois reduzem a temperatura da câmara de combustão (MARTINS, 2013).

Segundo Challen e Baranescu (1999), a tecnologia de pós-tratamento para as emissões de NO_x ainda está em desenvolvimento. Uma das tecnologias usadas atualmente é a redução catalítica seletiva que utiliza amônia ou uréia, porém com custos bem elevados.

- **Material Particulado**

Os motores Diesel também emitem material particulado (MP). Segundo a EPA (2002) o material particulado é definido como qualquer massa coletada no filtro de exaustão de um motor após um determinado ciclo de operação do motor colocado a uma temperatura de exaustão mantida constante a 52 °C. O MP são partículas formadas nas regiões do spray onde não há oxigênio suficiente durante o tempo de expansão (MARTINS, 2013). O MP é composto por um núcleo central de fuligem à base de carbono sólido similar ao carbono negro, uma fração extraível (HC pesados) e compostos inorgânicos como sulfatos, ácido sulfúrico e água (BRAUN, 2003).

Tais partículas são caracterizadas por pequenas esferas irregulares arranjadas em grupos ou cadeias. São formadas no cilindro a partir de hidrocarbonetos pesados na fase gasosa os quais condensam e se depositam em regiões deficientes de oxigênio em núcleos muito ricos no spray de combustível. A fuligem é formada por reações ocorridas em regiões de alta temperatura e misturas ricas de combustível (CHALLENGE e BARANESCU, 1999). As partículas podem oxidar-se após saírem da câmara de combustão, razão pela qual a quantidade de material particulado na câmara é superior à da tubulação de escape (MARTINS, 2013).

A exposição humana a tais partículas (MP) pode afetar órgãos como pulmões e o coração, especialmente as partículas finas contendo sólidos microscópicos ou gotículas líquidas, que são tão pequenas que podem se depositar profundamente nos pulmões e causar sérios problemas à saúde. Partículas com tamanho inferior a 10 µm são as mais perigosas haja vista seu elevado poder de penetração no pulmão humano (CHALLENGE e BARANESCU, 1999).

Estudos mostram que o MP pode gerar uma variedade de problemas à saúde, incluindo a morte prematura de pessoas com insuficiência cardíaca ou pulmonar,

ataques cardíacos não fatais, batimento cardíaco irregular, e agravamento de sintomas da asma, além de irritação das vias respiratórias, tosse e dificuldade em respirar (GUARIEIRO e GUARIEIRO, 2013).

As estratégias mais usadas para a redução da fuligem objetivam aumentar a taxa de mistura, o que requer sistemas mais sofisticados de injeção de combustível, através de injetores como menores furos para gerar gotículas com diâmetro reduzido, além de pressões de injeção mais elevadas.

A fração extraível do material particulado é composta por HC pesados que são absorvidos pelas partículas de fuligem e correspondem a aproximadamente de 15 a 45 % em massa do material particulado do motor. Há evidências que compostos poliaromáticos complexos podem contribuir para a formação da fuligem. O enxofre residual do combustível também pode contribuir para a formação de MP (MARTINS, 2013), devido ao aumento da formação de sulfatos (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

O material particulado é avaliado com o uso de um filtro aquecido a 52 °C com a avaliação da mudança de peso do filtro após o teste. Em geral é recomendado o uso de túneis de diluição a fim de evitar a condensação de água e absorção adicional de hidrocarbonetos durante a passagem pela linha de amostragem (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

Técnicas de tratamento catalítico para controle dos HC contidos no MP são possíveis, desde que a temperatura seja mantida alta o suficiente para oxidá-los. O uso de filtros de na tubulação de descarga (DPF) pode também contribuir para a minimização deste poluente (Buono *et al.*, 2011).

- **SO_x**

Designados como SO_x, os óxidos de enxofre apresentam como componente principal, no escape dos motores, o SO₂ que está associado com um número de efeitos adversos sobre o sistema respiratório, tais como bronco-constricção e aumento de sintomas de asma, aumentando o número de ocorrências médicas e internações hospitalares por doenças respiratórias (GUARIEIRO e GUARIEIRO, 2013).

O SO₂ é formado pela oxidação do enxofre presente no combustível. A desulfurização do diesel, além da adição de biodiesel (não contém enxofre), são as alternativas mais aplicadas para o controle deste poluente.

- **Emissões não regulamentadas**

Embora apenas as emissões de NO_x, CO, HC e MP sejam regulamentadas na maioria dos países, o motor Diesel apresenta em seus gases de exaustão outros compostos potencialmente perigosos à saúde humana e que provavelmente serão alvos de legislação futura, como os aldeídos, hidrocarbonetos policíclicos aromáticos e hidrocarbonetos policíclicos aromáticos nitrados (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

Os aldeídos são compostos gerados pela combustão incompleta favorecida por ambiente rico em oxigênio de fórmula geral RCHO, onde R é um radical orgânico. Este composto é tóxico, pode causar irritação ou odor, além de contribuir para a formação do *smog* fotoquímico. A ocorrência de aldeídos no escapamento do motor é um dos grandes problemas quando se utiliza álcool como combustível (PULKRABEK, 2000).

Os policíclicos aromáticos (PAH) são compostos de anéis de átomos de carbono e que podem estar presentes no material particulado dos exaustos. É de vital importância o seu controle, pois são altamente carcinogênicos (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

Segundo Challen e Baranescu (1999), os hidrocarbonetos policíclicos aromáticos nitrados são PAH com um grupo nitrogenado ligado a um ou mais dos anéis formados por reações de PAH com ácido nítrico e é um composto altamente mutagênico.

2.8 O Biodiesel

Os biocombustíveis, a exemplo do biodiesel, têm sido atualmente intensamente propostos como combustíveis alternativos para motores de combustão por compressão (ciclo Diesel). Este interesse se deve a vários fatores, como a diminuição da dependência do petróleo importado, a criação de um mercado para o excesso de produção de óleos vegetais e gorduras animais, a utilização de recursos renováveis e combustíveis biodegradáveis, a redução do aquecimento global devido ao ciclo fechado de carbono através da reciclagem de CO₂, o aumento da lubricidade e a redução das emissões de escape de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e emissões de partículas provenientes dos motores (RIBEIRO *et al.*, 2007)

O Biodiesel (éster alquílico de ácidos graxos) é um combustível alternativo derivado da reação de óleos vegetais ou gordura animal e álcool com ou sem a presença

de um catalisador. Ele é biodegradável, atóxico e pode reduzir significativamente as taxas de emissão de gases tóxicos bem como gases que contribuem para o aumento do efeito estufa durante o processo de combustão nos motores devido ao seu ciclo fechado de carbono (DI *et al.*, 2009).

Apesar da proposta de Rudolf Diesel no século XIX para uso de óleo vegetal em motores, a exploração plena do combustível à base de óleo vegetal como biodiesel só foi intensificado na década de 80, resultado de um interesse em fontes de energia renováveis para redução das taxas de emissões de gases tóxicos, além de minimizar o esgotamento das reservas de combustíveis fósseis. Neste período, portanto, o biodiesel tem lentamente entrado no mercado de combustíveis da Europa, especialmente na Alemanha e na França, como uma mistura com o diesel proveniente do petróleo (JANAUN e ELLIS, 2010).

Uma das grandes vantagens do uso do biodiesel é que ele pode ser usado como combustível misturado ou puro em motores do ciclo Diesel, com poucas ou quase nenhuma modificação construtiva (SINGH e SINGH, 2010).

As misturas de diesel e biodiesel são comercialmente nomeadas como Bxx para representar o volume percentual do componente biodiesel na mistura com diesel mineral. Desta forma, as misturas B5, B20 e B100 representam respectivamente 5, 20 e 100% de biodiesel em volume na mistura.

Qualquer tipo de matéria-prima que contém ácidos graxos livres ou triglicerídeos tais como óleos vegetais, gorduras animais e gorduras residuais, pode ser convertido em biodiesel.

Segundo Janaun e Ellis (2010), existem alguns aspectos importantes do biodiesel que irão reforçar a perspectiva da próxima geração de combustíveis renováveis, como o custo e o impacto ambiental dos processos de conversão, os esforços para tornar emissões mais limpas e ambientalmente benignas, a diversificação dos produtos derivados do glicerol (subproduto na produção do biodiesel) e a política de incentivos governamentais.

Pang *et al.* (2009), em sua análise de ciclo de vida do biodiesel, concluiu que os benefícios na qualidade do ar pela utilização de biodiesel vão depender da localização geográfica da produção do combustível, do consumo de combustível por parte dos veículos e do padrão de qualidade do ar ser tomado como referência, sugerindo que as emissões associadas ao ciclo de produção do combustível devem ocorrer em áreas rurais onde os problemas da qualidade do ar podem ser menos críticos.

2.8.1 Métodos de produção do Biodiesel

Os óleos e gorduras vegetais como combustíveis alternativos são extremamente viscosos (cerca de 10 a 17 vezes superior à do óleo diesel fóssil) (DEMIRBAS, 2007). Desta forma a conversão deste óleo ou gordura animal em outro combustível menos viscoso proporciona a possibilidade de evitar as alterações construtivas nos motores de combustão interna.

Um dos métodos mais utilizados para a produção deste biocombustível é a transesterificação do óleo ou gordura. A conversão química do óleo para o seu correspondente éster graxo (biodiesel) é chamada transesterificação. A transesterificação refere-se a uma reação entre um triglicerídeo e um álcool (metanol, por exemplo) para formar um éster (éster metílico, por exemplo) atingindo assim uma viscosidade próxima à do diesel mineral. Mesmo com a transesterificação, o biodiesel apresenta, em média, uma viscosidade cerca de 50 a 70% superior à do diesel mineral.

CANDEIA *et al.* (2009) verificaram que o biodiesel proveniente de óleo de soja na rota metílica ou etílica apresentou viscosidade entre 4 e 5 mm²/s, ou seja, superior à do diesel fóssil (3mm²/s).

A reação de transesterificação com ou sem catalisador, usando mono-álcoois alifáticos tendo de um a quatro átomos de carbono, é ilustrada na figura 2.26.

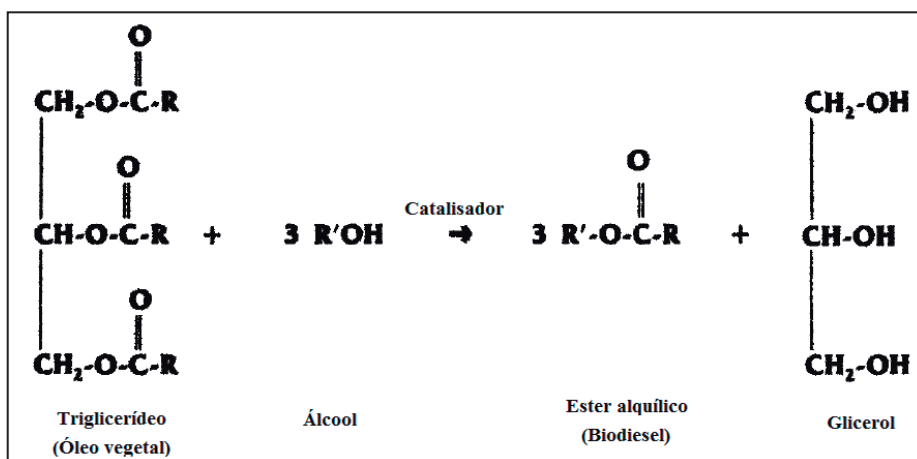


Figura 2.26 - Reação de transesterificação.

Fonte: Knothe e Van Gerpen, 2005.

Segundo Atadashi *et al.* (2010) esta tecnologia é a mais utilizada na produção comercial de biodiesel, especialmente com o uso de catalisador alcalino, como o hidróxido de sódio ou potássio.

As matérias-primas contribuem para a maior parte do custo da produção de biodiesel, e são classificadas, principalmente em três grupos: óleos vegetais, óleos alimentares usados e gorduras animais. Os óleos vegetais podem ser comestíveis, como algodão, amendoim, milho, colza, soja, dendê, girassol, amendoim, coco, e não comestíveis tais como o pinhão manso, algodão, jojoba e óleo de mamona. As gorduras animais podem ser divididas em três tipos: banha, sebo ou gordura amarela. O grau de refino da matéria-prima contribui muito na determinação da pureza e no alto rendimento da produção do biodiesel (ATADASHI *et al.*, 2010).

Segundo Demirbas (2007) a soja é comumente usada nos Estados Unidos para produtos alimentares, o que levou a torná-la a principal fonte de biodiesel no país. Na Malásia e na Indonésia o óleo de palma é usado como uma significativa fonte de biodiesel. Na Europa, a canola é o óleo base mais comum na produção de biodiesel. Na Índia e no sudeste da Ásia, o pinhão manso é utilizado como uma importante fonte de combustível. No Brasil a principal fonte é o óleo de soja, seguido da gordura animal.

Outra fonte vegetal para a produção de biodiesel são as algas que podem crescer praticamente em todo lugar onde há sol suficiente. Algumas algas podem crescer em água salgada. O Biodiesel produzido a partir de microalgas não comprometerá a produção de alimentos e outros produtos derivados de culturas, além do fato das microalgas crescerem muito rapidamente e serem ricas em óleos (HUANG *et al.*, 2010).

Segundo Sheehan *et al.* (1998), o rendimento por hectare na produção de óleo pelas algas por hectare pode ser 200 vezes superior ao rendimento de algumas plantas terrestres para a extração de óleos vegetais. As microalgas são de crescimento muito rápido. Elas podem completar um ciclo completo de crescimento em poucos dias. Aproximadamente 46 toneladas de óleo por hectare.ano podem ser produzidas a partir de algas diatomáceas. Diferentes espécies de algas produzem quantidades diferentes de óleo. Algumas algas produzem até 50% de óleo por peso. A produção de óleo de algas para fabricação de biodiesel ainda não foi realizada em escala comercial, mas estudos de viabilidade foram realizados para se chegar aos números acima citados.

Segundo Demirbas (2007), diferentes estudos têm sido realizados utilizando diferentes óleos como matéria-prima, diferentes alcoóis (metanol, etanol, butanol), bem como catalisadores diferentes, os homogêneos, tais como o hidróxido de sódio,

hidróxido de potássio e ácido sulfúrico, e os heterogêneos, tais como as lípases, óxidos mistos, etc.

Canakçi e Van Gerpen (2001-a) relataram que os óleos vegetais, gorduras animais ou graxas contêm naturalmente ácidos graxos livres saturados e insaturados, ácidos monocarboxílicos, mas não anexados ao glicerol. Uma maior quantidade de ácidos graxos livres ácidos leva à maior acidez do óleo. Os óleos vegetais devem ter ácidos graxos livres dentro do limite desejado para que a reação de transesterificação com catalise alcalina homogênea possa ocorrer, além de que, caso a reação ocorra, seu rendimento será muito baixo.

Os óleos vegetais devem possuir níveis de ácidos graxos livres inferiores a 3% para que a reação de transesterificação alcalina possa ocorrer. O teor de água deve ser inferior a 0,06%. Desta forma, o produto transesterificado obtido a partir de tais óleos pode ser facilmente refinado sem muitas dificuldades de separação e purificação (ATADASHI *et al.*, 2010).

Segundo Atadashi *et al.* (2010) a introdução do reator de membrana para a transesterificação de óleos vegetais com o uso de membrana de separação no processo de refino de biodiesel bruto reduz significativamente as dificuldades e o tempo de produção e purificação do biodiesel e também mantém as vantagens de curto tempo de reação, baixa temperatura de reação, maior produtividade, e simplicidade na operação. O biodiesel bruto contém um número de contaminantes de diferentes níveis de concentração. Para alcançar biodiesel de alta qualidade do produto final, a jusante é necessário tratamento para que o biodiesel refinado contenha teor de água inferior a 0,05% (v/v) para satisfazer à especificação do biodiesel padrão ASTM.

Bhatti *et al.* (2008) testaram as características do biodiesel gerados por gorduras de carnes de frango e de carneiro usando catalisador ácido e básico. Eles concluíram que o rendimento da reação de transesterificação aumenta com o aumento da temperatura e que para matérias primas ricas em ácidos graxos livres, a catálise ácida, embora mais lenta, é a mais indicada por permitir uma maior taxa de conversão de triglicerídeo em éster.

2.8.2 Efeitos do Biodiesel no Desempenho Mecânico de Motores de Combustão por Compressão

Embora as aplicações de óleo vegetal tenham sido intensificadas desde a década de 1950, foram necessárias investigações posteriores concluindo que o biodiesel é perfeitamente aplicável a motores Diesel, sua eficiência térmica é igual ou até superior à do diesel fóssil, suas taxas médias de emissões de gases tóxicos são em média inferiores à do diesel mineral, embora alguns estudos mais longos tenham mostrado acúmulo de depósitos das paredes das partes móveis do motor (ÇETINKAYA *et al.*, 2005).

A seguir são comentados os resultados de pesquisas recentes sobre os efeitos obtidos pelo uso do biodiesel nos motores de combustão de ignição por compressão.

- **Curva de Potência Efetiva**

O uso do biodiesel tem mostrado pequena redução de potência efetiva devido ao seu menor conteúdo de energia por unidade de massa. Esta diferença torna-se imperceptível, haja vista que atualmente, os motores automotivos são geralmente superdimensionados e, portanto, como o acelerador não é totalmente pressionado, a potência quando utilizando biodiesel é na maioria dos casos aproximadamente a mesma obtida com o combustível diesel mineral. Motoristas inconscientemente sobrepressionam o acelerador em relação à forma como eles usavam para conduzir com óleo diesel, a fim de compensar o reduzido poder calorífico do biodiesel. Ao testar o desempenho de um motor operando com combustíveis diferentes é requerido que as condições sejam idênticas para cada um dos combustíveis testados.

De acordo a Çetinkaya *et al.* (2005) a potência do motor quando utilizando biodiesel como combustível é aproximadamente a mesma que a obtida quando se usa diesel mineral em se tratando de motores veiculares. Em seus experimentos foi investigado o desempenho de biodiesel provenientes de óleo de cozinha usado em um automóvel com motor de quatro tempos, quatro cilindros e potência de 75 kW nas condições de inverno em testes de estrada de 7500 km. Os modos de teste selecionados tentaram simular as condições mais representativas de operação do motor tendo muitas vezes como referência os ciclos de certificação. Seus resultados são ilustrados na figura 2.27.

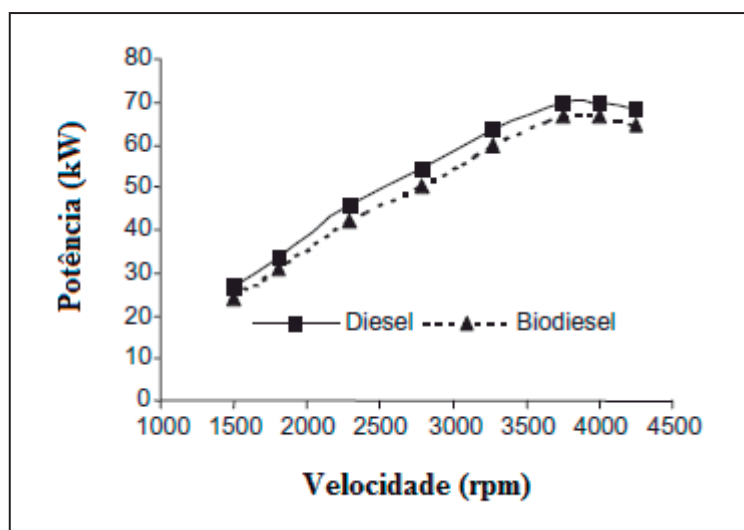


Figura 2.27 - Gráfico comparativo da potência x rotação para veículo operando com biodiesel.
 Fonte: Çetinkaya *et al.* (2005).

A redução na potência obtida durante os testes com biodiesel originando de óleos alimentares usados variou entre 3 a 5%, se comparada à potência obtida com o combustível diesel mineral. O menor poder calorífico do biodiesel foi usado como razão para essa diferença.

Kaplan *et al.* (2006) compararam os efeitos do uso de óleo de girassol, diesel e biodiesel em cargas totais ou parciais e em diferentes velocidades num motor 2,5 L de 53 kW. A perda de torque e potência obtida foi de 5% e 10% a plena carga. Em geral 5% em baixas velocidades e 10% em altas velocidades, reduções inferiores à diminuição do poder calorífico do combustível, indicando uma melhor eficiência no processo de combustão.

Wahlen *et al.* (2013) operaram com biodiesel de microalgas num motor de injeção indireta e compararam seus resultados aqueles obtidos com o diesel mineral. Foi encontrada redução de potência com o acréscimo de biodiesel. A máxima diferença de potência foi de 12%, que é inferior à diferença do poder calorífico dos combustíveis. Os pesquisadores atribuíram estes resultados à presença de oxigênio na molécula do biodiesel que minimiza a perda de potência proporcionada pela redução do poder calorífico.

Embora a maioria dos pesquisadores confirme uma pequena redução na potência efetiva com o uso do biodiesel e suas misturas, muito por conta do menor poder calorífico do biodiesel, há também algumas publicações surpreendentes relatando aumento da potência nominal ou de torque quando se utiliza o biodiesel. Usta *et al.*

(2005) em seus experimentos com biodiesel produzido a partir de uma mistura de borra de avelã e resíduos de óleo de girassol utilizando metanol, ácido sulfúrico e hidróxido de sódio em um processo de dois estágios, obtiveram resultados para o comportamento do torque versus rotação mostrando que o biodiesel pode aumentar o torque e conseqüentemente a potência em algumas regiões de velocidades e para algumas condições de carga que são apresentados na figura 2.28.

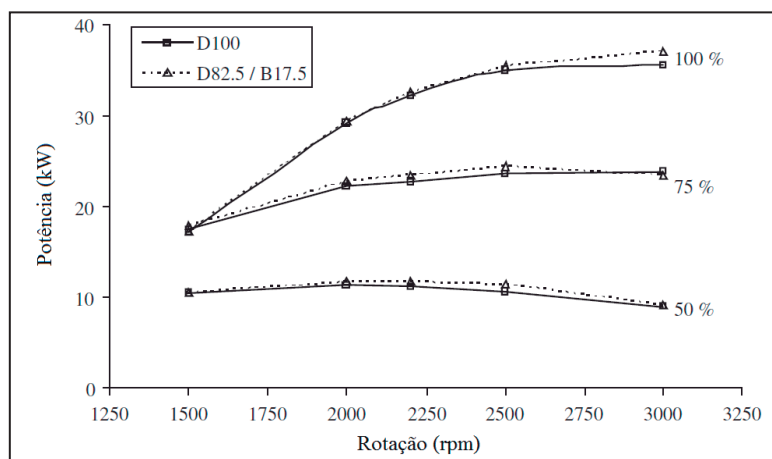


Figura 2.28 - Gráfico comparativo para potência com blends de biodiesel e diesel mineral
 Fonte: Usta *et al.* (2005)

Algumas outras razões têm sido relatadas na literatura para explicar a diferença tão pequena no que se refere à potência (comparativamente à redução do poder calorífico) em plena carga em relação ao obtido com óleo diesel. Candeia *et al.* (2009) afirmaram que a maior viscosidade do biodiesel pode ser uma destas razões, pois uma maior viscosidade causa menor recirculação de combustível em volta dos pistões da bomba injetora, no momento da injeção do combustível, levando mais volume de combustível para a câmara de combustão por ciclo do motor.

O maior módulo de compressibilidade do biodiesel, juntamente com sua superior viscosidade, contribui para iniciar uma injeção avançada. Isto, em conjunto com o aumento do número de cetano, pode antecipar ligeiramente o início da combustão. Se o início da injeção, e, portanto, de combustão, é avançado, o processo de combustão é então potencializado e assim é conseguido aumento de potência. A maior lubrificidade do biodiesel também poderia reduzir perda de fricção levando a um aumento efetivo de potência (ÇETINKAYA *et al.*, 2005).

- **Consumo Específico de Combustível (BSFC)**

O consumo específico de combustível (BSFC descrito na Eq. 2.11) é a razão entre o consumo mássico de combustível e a energia gasta pelo motor (HEYWOOD, 1988). Com o uso do biodiesel era de se esperar um aumento em torno de 14% em relação ao consumo de combustível diesel, correspondente à diminuição do poder calorífico em base mássica do biodiesel. Em outras palavras, o menor poder calorífico do biodiesel deve ser compensado com um maior consumo de combustível, contudo o uso de combustíveis oxigenados pode melhorar a combustão e reduzir este valor, levando a um aumento de rendimento.

Graboski *et al.* (2003) testaram misturas de biodiesel de óleo de soja em 20%, 35%, 65% com o diesel mineral, bem como biodiesel puro, e encontrou uma boa correlação entre BSFC e o teor de oxigênio. A Agência Americana de Proteção Ambiental (EPA, 2002) resumiu os estudos para motores pesados, sem recirculação de gases de escape (EGR) e sem qualquer pós-tratamento do sistema. Foi reportado um aumento quase linear do consumo específico com o aumento do teor de biodiesel. Segundo este estudo, é esperado um aumento máximo de 9% para o biodiesel puro (B 100). Uma vez que este aumento máximo é inferior à perda do poder calorífico, este resultado indica certa melhoria da eficiência térmica do combustível biodiesel.

Alguns pesquisadores obtiveram resultados diferentes. Usta *et al.* (2005) observou que o consumo específico tem dependência com a carga imposta e com a rotação para cada carga, conforme evidenciado na figura 2.29.

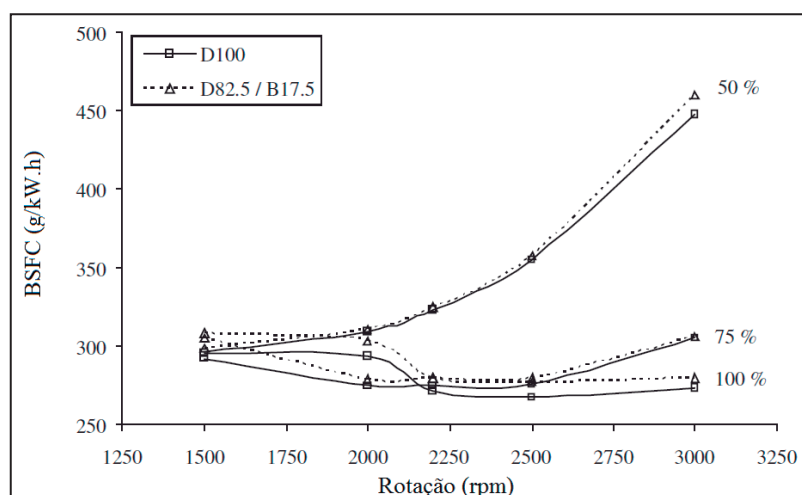


Figura 2.29 - Comparação entre consumo de misturas de biodiesel e diesel.
Fonte: Usta *et al.* (2005).

Segundo Lapuerta *et al.* (2008) a maioria dos estudos encontrados na literatura confirmam que consumo de combustível é similar a média da perda do poder calorífico, em motores pesados ou leves e que a variabilidade nos resultados se deve aos diferentes tipos de motores testados e pelas condições de operação.

Canakçi e Van Gerpen (2001b) obtiveram aumento no BSFC de cerca de 2,5% em seus testes com misturas B-20 e cerca de 14% daqueles com biodiesel puro (B-100). Eles compararam óleos e combustíveis de biodiesel de óleo de soja em um motor de 57 kW, e demonstraram que a origem do óleo utilizado não tem qualquer influência.

- **Eficiência Térmica**

A eficiência térmica é a razão entre a energia útil de saída e a energia introduzida por meio de injeção de combustível durante um determinado intervalo de tempo (HEYWOOD, 1988).

Segundo Lapuerta *et al.* (2008) este parâmetro é o indicador mais apropriado do que o consumo de combustível para comparar o desempenho de diferentes combustíveis em motores de combustão interna.

A maioria dos autores encontra eficiência térmica similar ou superior ao diesel fóssil ao usar biodiesel ou mesmo com misturas deste com o diesel (CANAKÇI; HOSUZ, 2006; LAPUERTA *et al.*, 2008; USTA *et al.*, 2005; FERREIRA *et al.*, 2011; FERREIRA *et al.*, 2012).

2.8.3 Efeitos do Biodiesel nas Emissões dos Motores de Combustão de Ignição por Compressão

O oxigênio ligado quimicamente à molécula do biodiesel tem o efeito de reduzir a concentração de poluentes nos gases de escape devido a uma melhor queima do combustível no motor causada pela elevação da temperatura da câmara de combustão do motor (LIN *et al.*, 2007).

As emissões de gases de escape de motores diesel que operam com biodiesel puro e suas misturas com óleo diesel têm sido relatadas em numerosos estudos. Em muitas investigações, reduções em monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos totais não queimados (HC), material particulado (MP) são verificadas, contudo as emissões de

óxidos de nitrogênio (NO_x) tendem a um aumento quando comparado ao uso do diesel mineral.

A seguir serão comentadas algumas investigações acerca de cada parcela das emissões regulamentadas.

- **Monóxido de Carbono (CO)**

Através dos estudos conduzidos pela Agência Americana de Proteção Ambiental (EPA, 2002) observa-se como tendência geral, uma redução exponencial das emissões de CO com o aumento da porcentagem de biodiesel (Lapuerta *et al.*, 2008). É esperada uma redução média de CO de quase 50% com biodiesel em relação ao combustível diesel convencional (EPA, 2002).

Outros autores também encontraram valores semelhantes de reduções de CO, muito embora outros, em menor número, encontraram aumento das emissões de CO. Usta *et al.* (2005) observaram variação das emissões de CO com a variação da rotação do motor, justificando que à baixas velocidades a atomização do combustível no ar era menos favorável do que à altas velocidades (ver figura 2.30).

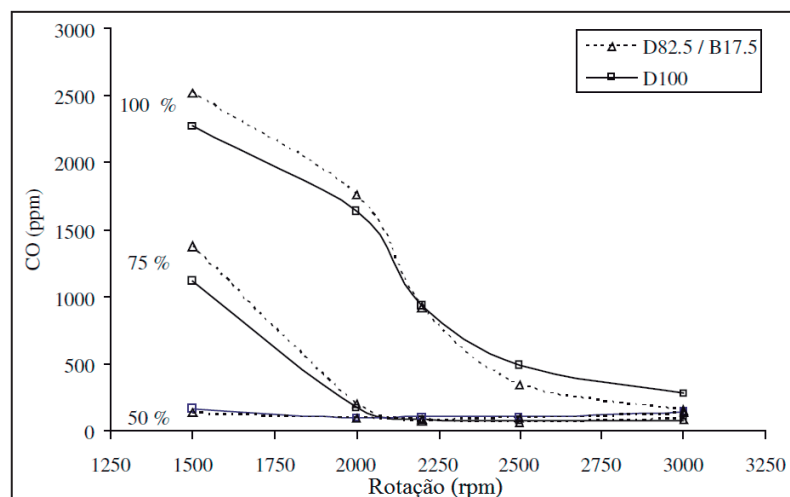


Figura 2.30 - Variação das emissões de CO com a rotação do motor.

Fonte: Usta *et al.*, 2005

Lin *et al.* (2007) em seu estudo num motor diesel alimentado com biodiesel produzido por óleo residual de cozinha e misturas verificaram que as emissões de CO

com o biodiesel e suas misturas foram inferiores ao diesel mineral para elevadas velocidades. Os resultados são ilustrados na figura 2.31.

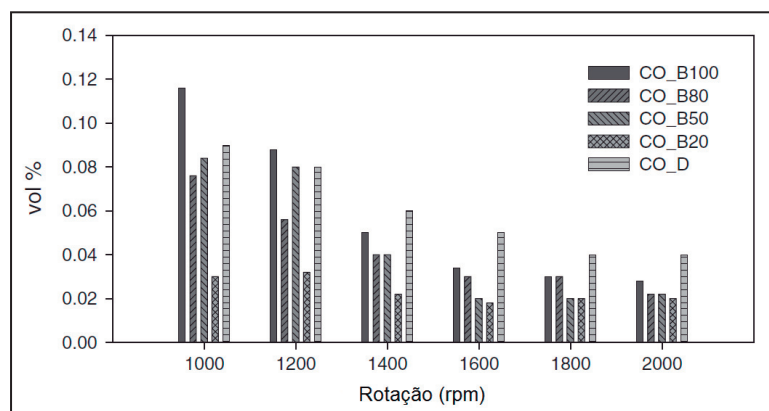


Figura 2.31 - Variação das emissões de CO com a rotação do motor e com o percentual de biodiesel na mistura.

Fonte: Lin *et al.*, 2007.

Last *et al.* (1995) abasteceram um motor pesado, com 10%, 20%, 30%, 50% e 100% de biodiesel de óleo de soja. Todas as misturas reduziram as emissões de CO em relação ao diesel mineral, mas estas reduções não dependeram da porcentagem de biodiesel (reduções de 10%, 8%, 18%, 6% e 14%, respectivamente).

A origem e qualidade do biodiesel tem grande influência sobre as emissões de CO. Segundo o levantamento do EPA (2002), há uma tendência a se aumentar as emissões de CO com o uso de biodiesel de origem animal. Estudos mostram que as emissões de CO podem aumentar conforme o aumento da acidez do biodiesel utilizado (HAMASAKI *et al.*, 2001).

Segundo Lapuerta *et al.* (2008) várias razões têm sido relatadas para explicar a diminuição do CO quando da substituição do diesel fóssil pelo biodiesel, como por exemplo, o conteúdo adicional de oxigênio no combustível, proporcionando uma oxidação mais completa do carbono. Além disso, o maior número de cetano do biodiesel pode ser uma dessas causas, pois quanto maior o valor desta propriedade, menor é a probabilidade de formação de zonas ricas em combustíveis, geralmente relacionados ao aumento das emissões de CO. A injeção mais antecipada do biodiesel ao se utilizar biodiesel também pode justificar as reduções de CO, garantindo uma melhor mistura de ar e combustível na fase de atraso de ignição.

- **Hidrocarbonetos não queimados (HC)**

Os estudos conduzidos pela Agência Americana de Proteção Ambiental (EPA, 2002) mostraram como tendência geral, é esperada uma redução exponencial das emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC) com o aumento da porcentagem de biodiesel. Uma redução média de quase 70% nas emissões de HC é esperada com o uso do biodiesel em relação ao combustível diesel convencional (LAPUERTA *et al.*, 2008).

Alguns poucos pesquisadores encontraram aumento das emissões ou variações pouco significativas das emissões de HC (BASHA *et al.*, 2009). Algumas destas diferenças são de tão pequeno valor que muitas vezes se enquadram na incerteza do analisador utilizado.

Lin *et al.* (2007) estudaram as emissões de um motor diesel alimentado com diesel, biodiesel e misturas e verificou que as emissões variaram pouco com a rotação do motor e percentual de biodiesel (ver figura 2.32).

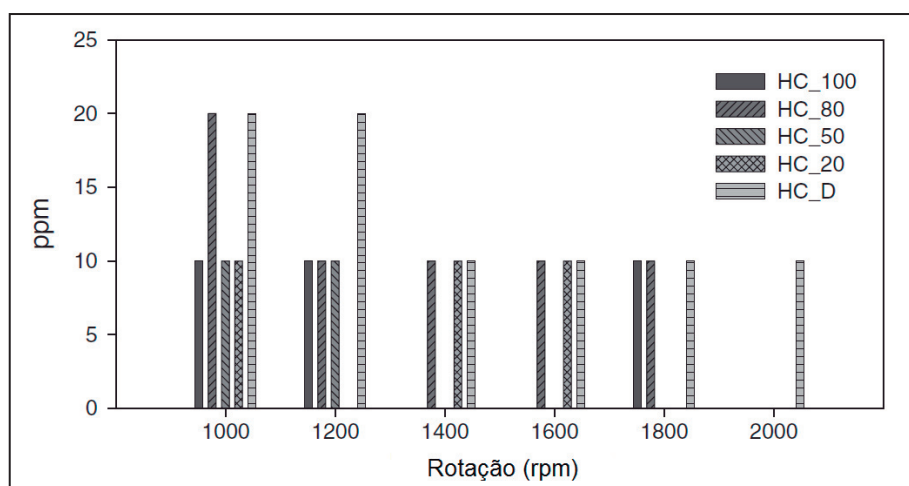


Figura 2.32 - Variação das emissões de HC com a rotação do motor e percentual de biodiesel.

Fonte: Lin *et al.*, 2007.

Segundo Lapuerta *et al.* (2008) a origem do biodiesel tem pequena influência sobre as emissões de HC, além disso, várias razões têm sido propostas para explicar a diminuição das emissões de HC, quando substituindo convencional diesel por biodiesel, como por exemplo o teor de oxigênio na molécula de biodiesel assim como o maior número de cetano, que conduzem a uma combustão mais completa e limpa e, portanto, com menores emissões de HC.

A menor volatilidade do biodiesel foi utilizada por Di *et al.* (2009) como justificativa para a grande diferença encontrada entre as emissões de HC em um motor

operando com biodiesel e o diesel de ultra baixo teor de enxofre em baixas cargas. Nestas condições as temperaturas de descarga são inferiores favorecendo a condensação de hidrocarbonetos gerados pela combustão do biodiesel na tubulação de descarga.

Maiores pontos de destilação final foram relatados para o combustível diesel. Esta fração final do diesel não pode ser completamente vaporizada e queimada, aumentando assim as emissões de HC para o combustível mineral (LAPUERTA *et al.*, 2008).

- **Material Particulado (MP)**

Observa-se como tendência geral uma redução exponencial das emissões de material particulado com o aumento da porcentagem de biodiesel. Uma redução média de MP de 50% pode ser esperada com o uso do biodiesel em relação ao combustível diesel convencional (EPA, 2002). No entanto, a redução observada para as emissões de MP foram menores (ou não houve reduções significativas) em motores pesados do que nos motores leves (20-40% de redução nas emissões) (LAPUERTA *et al.*, 2008)

Canakçi e Van Gerpen (2001b) obtiveram redução de 65% nas emissões de MP em seus testes com dois tipos de biodiesel provenientes de óleo de soja e óleos usados.

Di *et al.* (2009) obtiveram redução da emissão de MP com o uso do biodiesel. Estes autores justificaram o resultado aumento do teor de oxigênio do biodiesel. O biodiesel por não conter enxofre, pode reduzir a formação de sulfato presente no material particulado. No entanto, a importância deste argumento está atualmente desaparecendo à medida que os padrões de teor de enxofre combustíveis diesel também estão sendo drasticamente reduzidos.

Segundo Lapuerta *et al.* (2008), outros autores estudaram o efeito de biodiesel nas emissões de MP, juntamente com outros parâmetros, tais como as condições de carga, a qualidade do combustível para motores diesel utilizados para a mistura, o tipo de motor ou mesmo a temperatura de operação. A maioria dos pesquisadores encontrou maiores reduções nas emissões de partículas nas condições de operação de alta carga, estes justificaram essa tendência, porque as partículas são formadas principalmente durante a combustão em difusão. Quanto maior a carga imposta, a queima em difusão se torna mais prolongada, o que significa que o teor de oxigênio do biodiesel pode acabar sendo mais eficaz na redução de MP. A menor relação estequiométrica ar-combustível necessária e o avanço da combustão da molécula de biodiesel que permitem uma

combustão mais completa, mesmo em regiões em zonas de difusão ricas em combustível na câmara de combustão, promovem a oxidação da fuligem já formada.

A ausência de aromáticos no biodiesel que são considerados precursores da fuligem, a estrutura diferente das partículas, que pode também favorecer a oxidação posterior e o menor ponto de ebulição final do biodiesel também são considerados como fatores importantes para a diminuição das emissões de MP com o biodiesel (LAPUERTA *et al.*, 2008).

- **Óxidos de Nitrogênio (NOx)**

O nitrogênio do ar atmosférico, sob condições de temperatura elevada nas câmaras de combustão, pode reagir com o oxigênio formando compostos denominados de NOx (óxidos de nitrogênio), notadamente NO, NO₂.

A maioria dos estudos analisados mostra um ligeiro aumento das emissões de NOx nos motores quando se utiliza biodiesel, muito embora outros trabalhos de pesquisa apontam para variações pouco significativas e até diminuição do NOx com o aumento do teor de biodiesel na mistura (LAPUERTA *et al.*, 2008).

Em resumo, um aumento nas emissões de NOx é a observação mais comum na literatura de pesquisa, embora não foi encontrada por unanimidade. A emissão de NOx é dependente das condições de operação, qualidade do biodiesel utilizado e tipo do motor. Segundo Lapuerta *et al.* (2008), existem quatro grupos de resultados quanto as emissões de NOx com o biodiesel:

- a) Aumento generalizado de NOx com a utilização de biodiesel;
- b) Aumento de NOx para certas condições de operação;
- c) Não há variações significativas das taxas de NOx com o biodiesel;
- d) Há diminuição das taxas de NOx com o uso de biodiesel.

Lin *et al.* (2007) observaram aumento das emissões de NOx com o aumento do teor de biodiesel em relação ao diesel, contudo este aumento tenha sido verificado com mais evidência em algumas faixas de velocidade do motor. Seus resultados são ilustrados na figura 2.33.

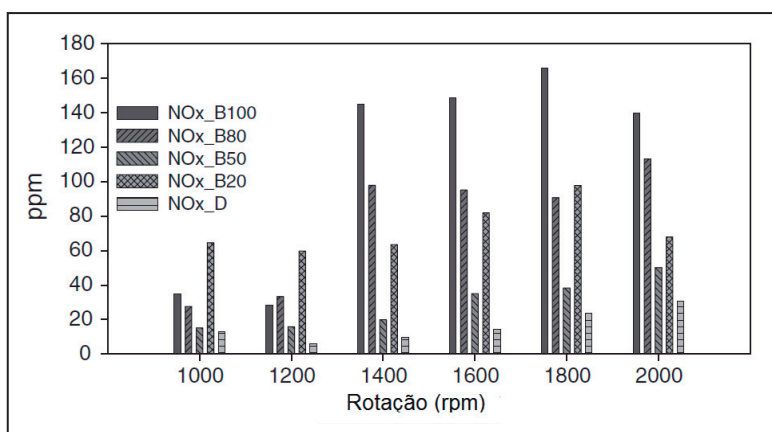


Figura 2.33 - Variação das taxas de emissão de NOx com percentual de biodiesel e rotação do motor
 Fonte: Lin *et al.* (2007).

Di *et al.* (2009) encontraram um discreto aumento das emissões de NOx com o biodiesel. Segundo os pesquisadores quando o biodiesel é injetado, o aumento da pressão produzido pela bomba é mais rápido, como consequência da sua baixa compressibilidade (maior módulo de compressibilidade) e também propaga mais rapidamente para os injetores. Além disso, o elevado teor de oxigênio provoca aumento da temperatura adiabática de chama também pode explicar o aumento médio das emissões de NOx.

Segundo Lapuerta *et al.* (2008), o efeito das propriedades físicas do biodiesel no avanço de injeção em relação ao diesel tem sido amplamente provado em motores dotados de sistema de injeção com bomba injetora e injetores em linha, mas poucos foram os testes com o sistema de injeção eletrônica do tipo *common rail*. Além disso, a viscosidade mais elevada reduz as fugas na bomba levando a um aumento da pressão da linha de injeção, portanto, uma avançada abertura da agulha é observada com relação ao diesel. Este raciocínio tem sido utilizado por diversos autores para explicar os maiores picos de temperatura e elevadas taxas de formação de NOx. No entanto, a unidade de controle eletrônico também contribui muitas vezes para esta injeção antecipada do biodiesel, como uma consequência da sobre-pressão no acelerador necessária para compensar o poder calorífico reduzido.

Alguns autores relatam resultados diferentes para as emissões de NOx com biodiesel, reportando pequena diminuição das emissões de NOx em cargas parciais (Usta *et al.*, 2005). A redução da temperatura da combustão foi relatada como a razão para esta diminuição.

Algumas pesquisas mostraram aumento de emissões NO_x com a diminuição do comprimento médio de cadeia de carbono e com o aumento da insaturação. Foi verificada uma relação linear com o número de iodo, que quantifica o número de ligações duplas (insaturações) na molécula de éster (LAPUERTA *et al.*, 2008). Ambos os efeitos são mostrados na fig. 2.34.

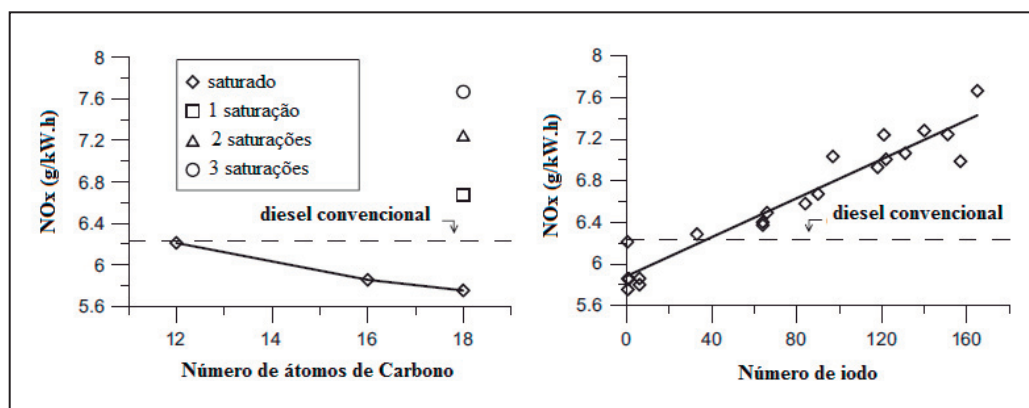


Figura 2.34 - Variação das taxas de emissão de NO_x com o número de carbonos (à esquerda) e número de iodo (à direita)

Fonte: Lapuerta *et al.* (2008).

Uma das alternativas para a redução das emissões de NO_x, notadamente mais elevadas com o uso do biodiesel, é o uso da técnica de recirculação dos gases de escape (EGR), o que proporciona a diminuição da temperatura da combustão e desta maneira a formação de NO_x (ZHENG *et al.*, 2008). Uma mudança nos parâmetros de injeção, a redução da taxa de compressão do motor e da pressão de admissão de ar (motores turboalimentados) podem produzir o mesmo efeito (MARTINS, 2013), contudo a adição de compostos oxigenados com alto calor latente de vaporização como o álcool etílico e o dimetil-eter (DME) pode produzir o mesmo efeito (YILMAZ e SANCHEZ, 2012; JIE *et al.*, 2010).

• Óxidos de Enxofre (SO_x)

Por praticamente não conter enxofre em sua formação os motores Diesel operando com biodiesel e suas misturas com diesel mineral, apresentam baixíssimas taxas de emissão de SO_x.

Lin *et al.* (2007) avaliaram a formação de SO_x em um motor diesel alimentado com biodiesel proveniente de óleo de gordura residual. Para formação de

SO₂, como mostrado na figura 2.35, o biodiesel puro (B-100) proporcionou a menor concentração para todas as velocidades mais altas, enquanto as misturas com concentrações B-20, B-50 e B-80 apresentaram emissões diferentes a depender da rotação do motor.

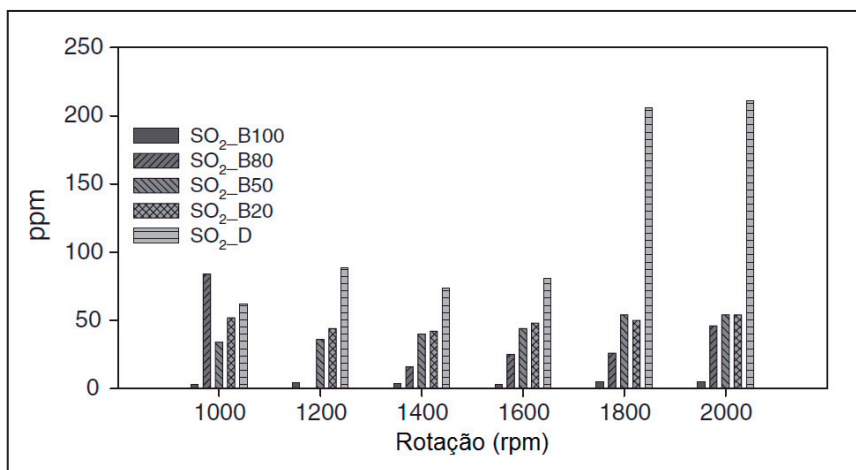


Figura 2.35 - Variação das taxas de emissão de SO_x com o percentual de biodiesel na mistura e rotação do motor.

Fonte: Lin *et al.* (2007)

• Emissões Não-Regulamentadas

Os gases exaustos de motores de combustão interna contêm compostos orgânicos voláteis (VOCs), que compõem as emissões de combustíveis não queimados e outros compostos orgânicos voláteis gerados como subprodutos da combustão incompleta. (RIBEIRO *et al.*, 2007). Alguns destes compostos são prejudiciais à saúde, a exemplo do acetaldeído, acroleína, benzeno, butadieno, formaldeído, e naftalina. Estes são encontrados no ar urbano e são bastante tóxicos (Di *et al.*, 2009).

Dentre as emissões não regulamentadas os aldeídos, notadamente representados por formaldeído e acetaldeído, são dominantes, sendo formados na combustão do diesel e biodiesel (Di *et al.*, 2009).

O formaldeído é um produto intermediário do queima de combustíveis. Takada *et al.* (2003) descobriram que as emissões de formaldeído foram aumentadas em baixas cargas do motor. Eles justificaram o fato afirmando que a formação de formaldeído é maximizada sob tais condições.

Di *et al.* (2009) realizaram estudos com várias misturas de diesel de ultra baixo teor de enxofre e biodiesel em um motor naturalmente aspirado, refrigerado à água, de 4 cilindros de injeção direta acoplado a um dinamômetro de corrente de Foucault. Os resultados para o perfil de emissão de aldeídos são ilustrados na figura 2.36.

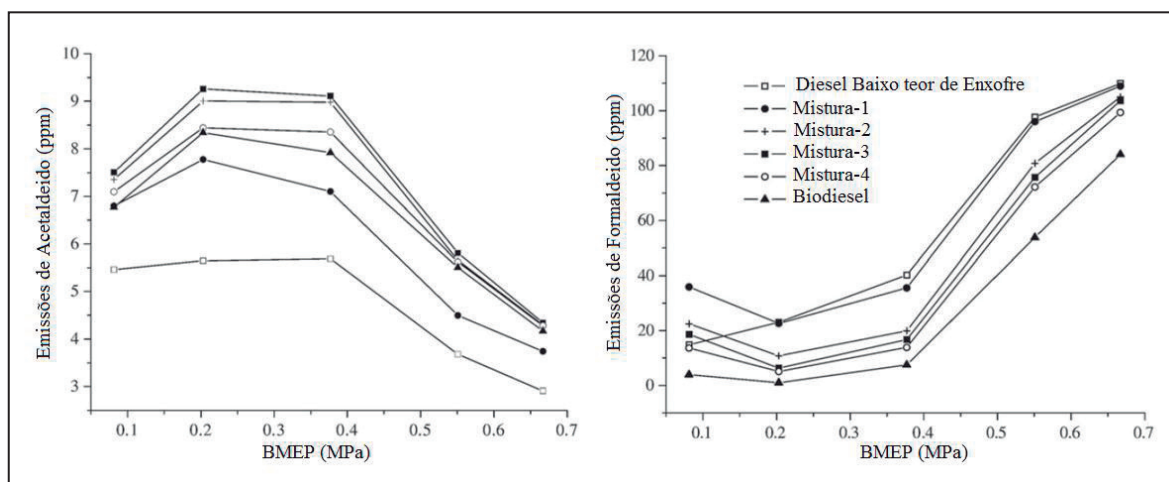


Figura 2.36 - Variação das emissões de aldeídos com a carga para várias misturas de biodiesel.

Fonte: Di *et al.*, 2009.

A figura 2.36 mostra que a emissão de formaldeído diminui com a adição de biodiesel, e o biodiesel puro tem a menor emissão de formaldeído em cada carga do motor e é em geral superior para altas cargas do motor. Contudo, para acetaldeído, as emissões do motor foram maiores para o biodiesel e suas misturas, conforme evidenciado na figura 2.36 (DI *et al.*, 2009).

2.9 Uso de Etanol nos Motores Diesel

O uso do biodiesel como um componente de mistura para abastecimento de veículos motorizados a Diesel traz alguns benefícios como a redução média na emissão de muitos compostos regulamentados, como CO, HC e MP. Contudo há uma tendência ao aumento das emissões de NOx. O crescimento das emissões de NOx pode ser uma barreira no futuro para o uso do biodiesel (ZHU *et al.*, 2011).

Segundo Ribeiro *et al.* (2007), os aditivos oxigenados têm sido utilizados para a redução da temperatura de ignição. No entanto, a redução das emissões de partículas através da introdução de compostos oxigenados depende da estrutura

molecular e conteúdo de oxigênio no combustível. Para reduzir as emissões de partículas, compostos oxigenados podem ser adicionados ao diesel para produzir um combustível contendo de 10 a 25% (em volume) de oxigênio, o que, contudo, afetarão diretamente propriedades como densidade, viscosidade, volatilidade, comportamento em baixas temperaturas e o número de cetano.

O etanol (C_2H_5-OH) é um combustível atrativo devido a sua origem 100 % renovável e seu conteúdo de oxigênio. Sua produção é mais simples e mais barata que o biodiesel, além de existir a possibilidade futura de produção a partir da biomassa da celulose. Devido ao fato de ser oxigenado o seu potencial de redução de MP é alto, contudo é ineficiente para ser usado exclusivamente em motores Diesel (LAPUERTA *et al.*, 2007).

A lubricidade do combustível pode ser afetada com o uso do etanol. A densidade é uma propriedade que também influencia outras como o número de cetano e o poder calorífico, pois afeta a atomização e a combustão. A densidade do etanol é inferior à do diesel e biodiesel (BARABAS *et al.*, 2010).

O uso de combustíveis renováveis como o biodiesel e o etanol pode reduzir a dependência do petróleo importado em alguns países. O etanol, cujas propriedades físico-químicas são mostradas na tabela 2.4, pode potencializar a redução das emissões de CO_2 , minimizando os efeitos do aquecimento global, devido a sua relação C/H favorável (KWANCHAREON *et al.*, 2007).

Tabela 2.4 - Propriedades do etanol comparadas ao diesel e ao biodiesel

Fonte: ZHU *et al.*, 2011.

| Propriedade | Diesel Euro V | Biodiesel | Etanol |
|----------------------------------|---------------|-----------|--------|
| Número de cetano | > 51 | 51 | 6 |
| PCI (kJ/kg) | 42,5 | 37,5 | 28,4 |
| Densidade relativa (20 °C) | 840 | 871 | 786 |
| Viscosidade (mm^2/s) a 40 °C | 2,86 | 5,28 | 1,2 |
| Calor latente de vap. (kJ/kg) | 250-290 | 200 | 840 |
| Teor de carbono (% m/m) | 86,6 | 77,1 | 52,2 |
| Teor de hidrogênio (% m/m) | 13,4 | 12,1 | 13 |
| Teor de oxigênio (% m/m) | 0 | 10,8 | 34,8 |
| Teor de enxofre (% m/m) | < 10 | < 10 | 0 |

Segundo Lapuerta *et al.* (2007), o etanol tem solubilidade limitada quando misturado ao diesel, sendo esta solubilidade função basicamente da temperatura da mistura, da concentração do etanol e do teor de água presente no etanol.

A solubilidade do etanol pode ser melhorada com adição de emulsificador, contudo este processo geralmente necessita de aquecimento e adição por passos, ou através do uso de um co-solvente que atua como um agente de solvatação molecular, garantindo homogeneidade à mistura. Este processo de adição pode ser instantâneo (KWANCHAREON *et al.*, 2007).

Segundo Zhu *et al.* (2011), o etanol com 35% de oxigênio pode ser uma alternativa para as misturas com diesel, pois promove redução de MP, sem alterações significativas de CO, HC e NOx. Porém, o uso do etanol tem algumas desvantagens, pois precisa-se de aditivos para garantir estabilidade e lubricidade. Como resultado geral da mistura, pode-se citar a redução do número de cetano, o que dificulta a ignição por compressão que caracteriza o motor Diesel (KWANCHAREON *et al.*, 2007).

O uso de misturas de etanol tem algumas limitações, devido ao baixo conteúdo de energia volumétrica (MJ/L). Portanto, algumas perdas de potência serão esperadas a menos que um aumento na capacidade volumétrica da bomba seja feito. Além disso, surgem alterações devido ao baixo número de cetano das misturas de etanol e diesel (PARK *et al.*, 2011).

2.9.1 A Solubilidade das Misturas Diesel-Biodiesel-Etanol

O etanol tem sido amplamente usado no Brasil como forma de se aumentar o número de octano da mistura com gasolina e assim garantir melhor combustão, mas também pode ser usado como componente da mistura com diesel e biodiesel. Contudo a estabilidade (miscibilidade) das misturas de diesel, biodiesel e etanol é limitada e deve ser cuidadosamente estudada, haja vista que a separação dos combustíveis em duas fases no tanque do motor pode levar a sérios problemas em sua operação.

Segundo Lapuerta *et al.* (2007), o processo de separação de fases nas misturas de diesel-etanol ou diesel-biodiesel-etanol ocorre em três etapas. A primeira delas é caracterizada pela formação de uma turbidez inicial, mas sem distinção entre as duas fases, sendo o primeiro sintoma de uma mistura instável. Em seguida ocorre o aparecimento de uma interface, onde uma fase menos densa (etanol) surge na parte superior. Por fim ocorre o deslocamento da interface entre as fases atingindo o ponto de equilíbrio.

Os resultados prévios para avaliação de solubilidade entre misturas de etanol e diesel mostraram que a presença de água nas misturas favorece a separação da fase rica em etanol. Com o aumento do conteúdo de água a separação ocorre com um teor de etanol menor, conseqüentemente a zona de estabilidade se torna menor. Com o aumento da temperatura a estabilidade se torna mais eficiente. A sensibilidade ao efeito da água, assim como à presença de algum tipo de aditivo, torna-se maior com o aumento da temperatura.

Misturas com etanol anidro até 10% (%v/v) podem ser usadas em motores Diesel nos países em que as temperaturas raramente são inferiores a -5°C, se cuidados com contaminação forem tomados. Além disso, misturas com 7% de etanol podem ser usados em países frios, embora novos experimentos precisem ser realizados. O uso de aditivos pode aumentar o teor de etanol na mistura, além de ampliar o uso a países mais frios, por evitar a separação (LAPUERTA *et al.*, 2011).

Kwanchareon *et al.* (2007) avaliaram a solubilidade de misturas de diesel-biodiesel-etanol de diversos graus de pureza deste último (95%, 99,5% e 99,9%). Todas as amostras com etanol de pureza 95 % mostraram separação de fases. Já para as amostras com pureza 99,5 % e 99,9 %, não houve separação para nenhuma mistura com teor de etanol inferior a 10%. Como o custo de produção do etanol com pureza 99,5% é inferior ao de pureza 99,9%, o primeiro se torna mais interessante na utilização nas misturas do ciclo diesel. Estes ensaios também mostraram a diminuição da solubilidade com a redução da temperatura.

Guarieiro *et al.* (2009) testaram a estabilidade de 18 misturas binárias e ternárias de diesel, óleos vegetais, biodiesel e álcool etílico anidro (99,5% de pureza) por um período mínimo de 90 dias e constataram que as misturas com etanol de pureza 95% não foram estáveis por conta da polaridade da molécula da água presente neste composto e que as misturas foram estáveis até frações inferiores a 15% de etanol com pureza 99,5% à temperatura ambiente.

2.9.2 Efeito do Etanol no Desempenho dos Motores IC

Como comentado anteriormente, o uso do etanol como um contribuinte para uso em veículos motorizados a Diesel é justificável, porém este uso exige cuidados e

soluções dedicadas. O uso do etanol em motores do ciclo Diesel pode ser feito de 4 maneiras basicamente.

A primeira delas é o uso com misturas de diesel e etanol (E-diesel), ou com o uso de ester como co-solvente, a exemplo do biodiesel (GUARIEIRO *et al.*, 2009). Esta solução impõe uma quantidade limitada de etanol (máximo de 10%) devido a problemas de miscibilidade deste no diesel, a menos que aditivos de solubilidade sejam utilizados.

A segunda alternativa seria o uso do etanol como componente principal (teor maior que 95%), o que implicaria em modificações drásticas na estrutura do motor Diesel, e, portanto, a mais onerosa e complexa das soluções.

A terceira alternativa é pela técnica de injeção indireta (*fumigation*), onde o etanol é pulverizado por um bico injetor na tubulação de admissão do ar do motor (LU *et al.*, 2008).

A última possibilidade de utilização do etanol seria o uso de um sistema de dupla injeção diretamente no cilindro do motor com diesel e etanol sendo injetados em momentos diferentes. Barabas *et al.* (2010) testaram 3 misturas de diesel-biodiesel-etanol com teor de álcool entre 5 e 10 % em um motor Diesel de 4 cilindros de injeção direta mecânica sob várias condições de cargas. Tais misturas foram criadas com o objetivo de manter a viscosidade original do diesel. O biodiesel utilizado foi obtido a partir de óleo de colza, enquanto o etanol tinha pureza de 99,9%. O consumo específico (ver figura 2.37-a) aumentou com as misturas em função do baixo poder calorífico inferior tanto do etanol quanto do biodiesel. A eficiência decresceu entre 0,4 e 21% em relação ao diesel, sendo maior a diferença em baixas cargas, conforme evidenciado na figura 2.37-b.

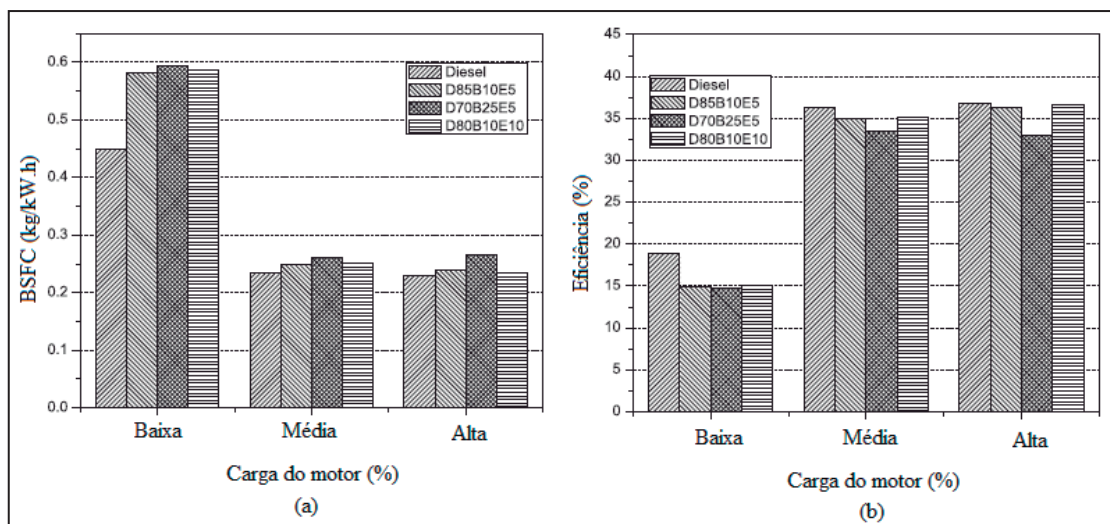


Figura 2.37 - Consumo específico e eficiência para misturas de diesel-biodiesel-etanol.

Fonte: Barabás *et al.* (2010).

Zhu *et al.* (2011) testaram misturas de biodiesel e etanol em um motor de 4 cilindros com bomba injetora em linha num dinamômetro elétrico. O biodiesel vaporiza mais lentamente que o diesel e contribui para uma pior preparação de mistura para a fase de queima em pré-misturada. O biodiesel pode liberar gases de baixo peso molecular na entrada da câmara que podem entrar em combustão antecipadamente, conduzindo a um avanço da ignição em sistema de bomba em linha e assim aumentando o pico de pressão e de temperatura. Em contrapartida a adição de etanol fez atrasar o ponto de máxima pressão, devido ao baixo número de cetano do etanol. Além disso, com a queima do biodiesel e misturas deste com etanol, a ignição ocorre perto do PMS, maximizando o trabalho positivo, e assim melhorando a eficiência. Estes pesquisadores obtiveram resultados similares para o consumo, ou seja, maior para as misturas com etanol, contudo com eficiência térmica maior para as misturas de biodiesel e etanol em relação ao diesel padrão Euro V (ver figura 2.38).

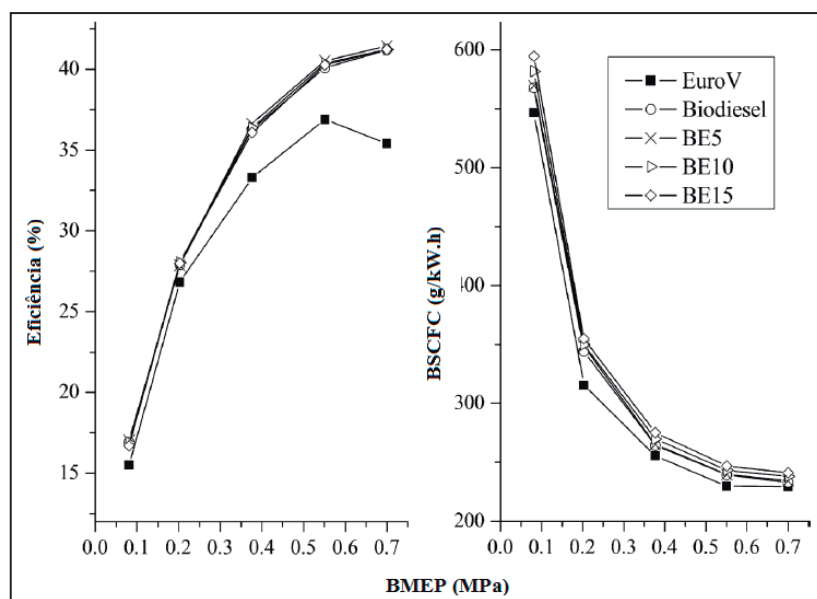


Figura 2.38 - Eficiência (esquerda) e consumo específico (direita) para misturas de biodiesel-etanol.
Fonte: Zhu *et al.*, 2011.

Lei *et al.* (2012) testaram misturas de diesel e etanol com o uso de um novo emulsificador para permitir um maior teor de etanol na mistura num motor diesel de 4 cilindros aspirado em várias condições de torque. Eles mostraram que a eficiência aumenta a um máximo com teores de etanol de 5 a 10%, mas em seguida diminui com o aumento adicional de álcool. É sabido que o etanol, por possuir maior teor de oxigênio, melhora a combustão, mas até certo limite, pois além deste, devido ao alto calor latente de vaporização, pode reduzir a temperatura da câmara e assim diminuir a eficiência da combustão.

Yulmaz (2011) testou misturas de biodiesel (85% v/v) e etanol (15%) em um grupo gerador e percebeu que o consumo foi maior com estas misturas em relação diesel para todas as cargas testadas, mas verificou também que este pode ser reduzido com o pré-aquecimento do ar.

Bo *et al.* (2006) conduziram testes com etanol em um motor monocilíndrico diesel de injeção direta com injeção de etanol pela porta de admissão de ar, contudo com o ar sendo pré-aquecido a 750 °C e com isso obteve uma redução significativa do consumo de diesel. Uma das justificativas dessa redução de consumo está na formação de hidrogênio por pirólise o que, devido ao seu alto poder calorífico, reduz o consumo de diesel.

Lu *et al.* (2008) estudaram o uso do etanol, que possui naturalmente um menor ponto de ebulição e maior calor de vaporização, sendo injetado dentro do tubo de

admissão por um injetor eletrônico, enquanto biodiesel foi injetado diretamente no cilindro de um motor monocilíndrico Diesel alimentado pela bomba injetora. Os resultados mostraram que o aumento do teor de etanol injetado pela admissão promove um atraso no ponto de pico de pressão, com diminuição desta para as duas razões de equivalência testadas. A temperatura máxima da câmara de combustão diminuiu com o aumento do etanol. O sistema de injeção duplo com etanol e biodiesel pode ser entendido como sendo: o biodiesel promove a ignição da pré-mistura de etanol.

Ainda segundo Lu *et al.* (2008), por conta de seu elevado calor latente de vaporização, o etanol promoverá uma redução significativa da temperatura no fim do tempo de compressão e assim produzirá um impacto significativo nas características de combustão e terá um grande papel no tempo de combustão, mudando a duração das fases de queima em pré-mistura e queima por difusão assim como na formação de poluentes. A duração da queima em pré-mistura diminuiu com a adição de etanol. Em uma baixa razão de equivalência, a eficiência diminui linearmente com a injeção de etanol, mas aumenta lentamente e atinge um pico com certo teor de etanol, e então diminui com um aumento adicional do teor de álcool.

2.9.3 Efeito do Etanol no Perfil de Emissões dos Motores IC

Os testes conduzidos por Barabas *et al.* (2010) mostraram que as emissões de CO diminuíram em altas cargas com misturas de diesel-biodiesel e etanol por conta do teor de oxigênio presente no álcool e no biodiesel, o que foi comprovado com o aumento das emissões de CO₂, garantindo melhor combustão no motor com as misturas testadas. As emissões de NO_x foram reduzidas a pequenas cargas. Segundo Barabas *et al.* (2010) o conteúdo de oxigênio tem pouca influência neste caso, mas à altas cargas, a concentração de NO_x aumenta, sendo justificado pelo baixo número de cetano que causa um atraso na ignição favorecendo uma maior mistura do combustível no ar e assim aumentando a temperatura da câmara nos instantes iniciais da combustão (combustão em pré-mistura), aumentando assim as emissões de NO_x. As emissões de HC aumentaram com o uso do etanol, contudo a adição de biodiesel minimizou tais emissões. As emissões de fuligem foram reduzidas por conta do teor de oxigênio, uma vez que a geração de fuligem se dá em zonas ricas em combustível.

Kwanchareon *et al.* (2007) testaram misturas de biodiesel e etanol sendo verificadas menores emissões de CO principalmente em altas cargas, por conta da presença de oxigênio do combustível. As emissões de HC aumentaram com o uso de etanol, indicando que certa quantidade de etanol não é queimada ou queimada parcialmente no motor. A maioria das misturas tiveram maior emissão de NOx que com o Diesel em altas cargas. Os autores não conseguiram concluir ao certo qual o fator que poderia ter influenciado mais nestes resultados, evidenciando quão complexas e não conclusivas são as emissões de NOx.

Pidol *et al.* (2012) testaram 3 misturas de diesel, biodiesel e etanol com diversos percentuais de cada um com ou sem aditivo e comparou estes ao diesel fóssil padrão em dois motores diferentes, sendo um monocilíndrico e outro de 4 cilindros com sistema EGR (recirculação de gases quentes). Os motores foram submetidos a testes na condição original e com algumas modificações no sistema de injeção. Para a configuração original dos motores foi constatado que para as três misturas de etanol, os níveis de opacidade diminuíram comparado ao diesel, o que pode ser explicado pela presença de oxigênio no etanol e no biodiesel, além da diminuição dos precursores de concentração de fuligem (poli-cíclicos aromáticos) usualmente encontrados no diesel fóssil. Além disso, a alta volatilidade da mistura com etanol pode aumentar o processo de mistura e diminuir a razão equivalente local, conduzindo a uma diminuição das emissões de particulado. As emissões de CO e HC aumentaram para as misturas de etanol. As emissões de NOx não mostraram um perfil conclusivo. A fraca tendência à formação de fuligem permitiu um uso mais amplo do sistema EGR. Os resultados indicaram simultaneamente menores emissões de MP e NOx com uma penalidade do consumo de combustível.

Randazzo e Sodre (2011) investigaram os efeitos nos gases de escape veiculares num dinamômetro de chassis pelo uso de misturas de diesel e biodiesel de soja (misturas binárias), além de misturas ternárias de diesel, biodiesel e etanol com proporções de álcool variando entre 3 e 5 % em volume. O acréscimo de biodiesel aumentou as emissões de CO₂, contudo o etanol proporcionou uma redução deste poluente, sendo explicado pela baixa relação C/H da molécula do etanol, portanto, a adição do etanol pode ser uma estratégia para controlar o aquecimento global. As emissões de CO e HC aumentaram proporcionalmente à concentração de etanol no B20. Isto se deve à redução da temperatura de combustão causada pelo alto calor de

vaporização do etanol, assim a taxa de oxidação de CO em CO₂ é reduzida. As emissões de NOx aumentaram com o uso do biodiesel, contudo o acréscimo de etanol amortizou este aumento. Em relação às emissões de MP, o etanol proporcionou aumento deste poluente. O autor justificou este fato pelo baixo número de cetano no etanol.

Park *et al.* (2011) buscaram avaliar os efeitos da adição de etanol nas emissões e características de combustão em um motor de 4 cilindros diesel com injeção *common-rail* alimentado com misturas de diesel e etanol (percentual até 20%) utilizando o biodiesel como co-solvente, comparando estes resultados ao diesel de ultra-baixo teor de enxofre (USLD). O processo de atomização das misturas com baixa viscosidade é mais ativo que o do diesel USLD. A área superficial total das gotículas aumenta e a quantidade de movimento diminui. Estas características afetam a diminuição da penetração do spray. Além disso, o ângulo de cone do spray aumenta quando se utiliza misturas de etanol em relação ao diesel. A figura 2.39 mostra o aspecto de formação do spray em instantes de tempo diferentes com as misturas de etanol comparado ao diesel. O tempo de injeção foi retardado, o que acarretou na diminuição de NOx das misturas com etanol pela redução do pico de pressão na câmara. O etanol ainda causou diminuição de NOx devido ao fato deste ter menor poder calorífico que o diesel, necessitando, portanto, de mais combustível. Como o etanol tem um alto calor latente de vaporização, faz reduzir a temperatura da câmara. As quantidades de HC e CO emitidas pelas misturas foram maiores que as do diesel, aumentando com o teor de etanol. Isto se deve ao maior calor latente de vaporização do etanol. A injeção em posição próxima ao PMS foi desfavorável por conta da instabilidade (baixo NC), contudo com o avanço da injeção induziu um aumento da pressão de combustão devido a uma duração suficiente da combustão em pré-mistura.

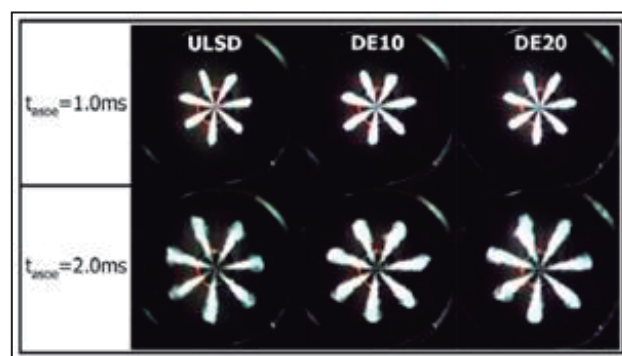


Figura 2.39 - Processo de desenvolvimento do spray de combustível

Fonte: Park *et al.*, 2011.

Lu *et al.* (2008) estudou o efeito do uso do etanol sendo injetado pela admissão de ar do motor com várias frações energéticas de etanol (PI) e várias razões de equivalência da mistura ar/combustível (ϕ). Os resultados mostraram aumento de HC com o aumento de etanol. Devido a pobre ignição do etanol as misturas são parcialmente oxidadas durante o processo de combustão. Consequentemente, os produtos de uma combustão incompleta são descarregados do cilindro conduzindo a uma alta emissão de HC. As emissões de CO seguiram tendência similar. Neste trabalho, as emissões de NOx diminuíram substancialmente com a injeção de etanol, conforme evidenciado na figura 2.40.

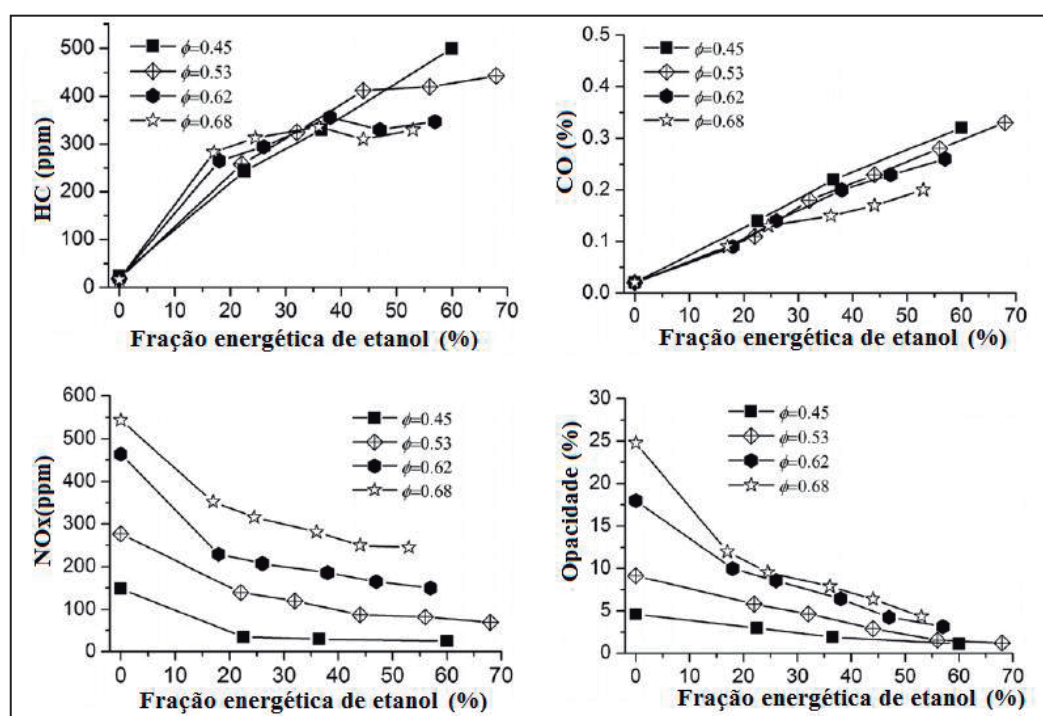


Figura 2.40 - Perfil de emissões com o uso de etanol pela entrada de ar.

Fonte: Lu *et al.*, 2018.

Ainda segundo Lu *et al.* (2008), devido a seu conteúdo de oxigênio, a opacidade da dos gases de exaustão do motor com biodiesel é muito menor que a do motor apenas com diesel. Pode ser verificado na figura 2.40 que a opacidade dos exaustos mostra uma notável diminuição com injeção dupla de etanol quando comparado a aquela apenas com biodiesel. A tradicional relação inversa entre MP e NOx é desfeita pela adição de etanol pela tubulação de admissão de ar. Neste caso, ambos, opacidade e NOx se reduziram quando o etanol foi adicionado.

2.10 Oxidação do Biodiesel e sua Aplicação em Motores Diesel

O biodiesel, devido a sua composição, tem a característica de baixa estabilidade à oxidação através do contato prolongado deste com o ar. A oxidação ao se processar em temperaturas ambientes forma como produtos iniciais hidroperóxidos que são caracterizados pela inclusão de oxigênio ao átomo de carbono adjacente a uma ligação dupla de carbono ($C=C$). Sua resistência à oxidação vai depender da matéria-prima empregada, da condição de armazenamento e da adição de antioxidantes. A redução da estabilidade esta relacionada com possíveis avarias às peças do motor, bem variações no perfil de emissões. Outras reações de espécies instáveis de hidroperóxido com ácidos graxos formam compostos ácidos de elevado peso molecular que podem levar ao bloqueio de filtros, falhas de injetores, ataque químico a componentes poliméricos e causar formação de depósitos (KARAVALAKIS *et al.*, 2010).

O nível de oxidação do biodiesel é verificado pelo ensaio Rancimat (EN-14112) que especifica os requisitos de ensaio realizado em condições de temperatura de 110°C, onde a amostra é aquecida e ventilada por insuflação mecânica ao tempo que sua água de lavagem tem sua condutividade monitorada. No momento da oxidação final, a condutividade experimenta um crescimento assintótico. O tempo transcorrido até este momento então é chamado de período de indução e deve ser maior que 6 h para um biodiesel típico (EN-14112).

Com a ocorrência da oxidação, é esperada uma diminuição do poder calorífico do combustível, o que pode causar uma redução da potência de saída, com aumento do consumo específico de combustível. Monyen e Van Gerpen (2001) prepararam amostras de biodiesel oxidado a partir da oxidação controlada do biodiesel a 60 °C e com borbulhamento de oxigênio de pureza 99,6 % a uma vazão de 0.4 m³/h, sendo encontradas reduções de aproximadamente 2% no poder calorífico inferior durante a oxidação completa do biodiesel de soja.

A oxidação do biodiesel pode conduzir a um aumento do número de cetano. Wadumesthrige *et al.* (2008) observaram um aumento do número de cetano com o processo de oxidação. Um aumento de 25 % no número de cetano foi verificado quando a oxidação ocorre em um meio que retenha produtos oxidativos voláteis, como aldeídos,

e hidroperóxidos. Foi também verificada pequena perda de massa total de ésteres durante a oxidação.

Algumas pesquisas prévias foram feitas com o uso do biodiesel oxidado a fim de avaliar a sua influência no desempenho e perfil de emissões do motor operando com diesel mineral. Monyen e Van Gerpen (2001) testaram misturas de biodiesel e biodiesel oxidado de soja com o diesel mineral em um motor de injeção direta mecânica. O uso de biodiesel oxidado apresentou um discreto aumento (2,2%) no consumo de combustível em relação ao biodiesel não oxidado. Foram verificadas grandes reduções nas emissões de CO, HC e de MP. O aumento do cetano por provocar uma combustão mais eficiente foi usado como justificativa pelos autores. Houve discreto aumento das emissões de NOx. Os autores apontaram o elevado módulo de compressão volumétrica do biodiesel como razão para tais resultados.

Karavalakis *et al.* (2010) reportou redução das emissões de HC, MP e CO com o uso do biodiesel oxidado alimentando um motor de injeção direta eletrônica do tipo *common rail* de 2,0 L. Foi verificado aumento do consumo de combustível, das emissões de CO₂ e NOx. O autor justificou este aumento pela mudança das insaturações nas ligações de carbono.

2.11 Síntese Geral

De acordo com a literatura, o uso do biodiesel puro ou utilizado em misturas com o diesel mineral tem mostrado redução média nas emissões de CO, HC e MP, embora com um aumento ainda não conclusivo nas emissões de NOx. Seu uso prolongado também pode favorecer a formação de depósitos nas paredes do cilindro, pistões e bicos injetores do motor.

O etanol por ser oxigenado pode ser utilizado como contribuinte minoritário nas misturas combustíveis dos motores Diesel visando aumentar a fração renovável na mistura combustível, além de minimizar as emissões de NOx e MP simultaneamente.

O uso do etanol em motores Diesel diminui também as emissões líquidas de CO₂, devido ao seu ciclo fechado de carbono, entretanto, elevados teores de etanol podem ser inviáveis devido ao baixo cetano deste biocombustível, além da baixa viscosidade favorecer o desgaste prematuro de peças do sistema de injeção.

A adição de etanol ao motor Diesel poderá favorecer o aumento do teor de biodiesel na mistura, pois muitas propriedades destes combustíveis são complementares, haja vista que a baixa viscosidade do etanol pode compensar a elevada viscosidade do biodiesel, diminuindo, assim, a formação de depósitos na câmara de combustão e injetores. A alta densidade do biodiesel, que em geral contribui para a elevação do consumo específico e emissões de NO_x, pode ser compensada com a inclusão de álcool etílico, cuja densidade é 10% inferior à do biodiesel. O elevado número de cetano do biodiesel pode compensar parte da redução desta propriedade com a inclusão do etanol, contudo, mesmo assim seria necessária a inclusão de aditivos de cetano caso elevados teores de etanol sejam pretendidos.

Por outro lado, o uso intenso de aditivos de cetano aumenta o custo total do combustível, bem como pode gerar outras implicações ao sistema de injeção, como ataque químico a compostos elastoméricos. Isto justifica o estudo de outros aditivos de baixo custo, renováveis que possam ser utilizados para aumentar o cetano da mistura combustível contendo etanol.

Os poucos relatos de aumento do número de cetano do biodiesel oxidado justificam o seu estudo para aplicações em motores alimentados com combustíveis de baixo número de cetano. Como o etanol apresenta um número de cetano muito reduzido, a incorporação do biodiesel oxidado na mistura pode melhorar o desempenho do motor quando operando com misturas de diesel, biodiesel e etanol. A inclusão do biodiesel oxidado em misturas de diesel, biodiesel e etanol é ponto de estudo neste trabalho.

No próximo capítulo serão apresentadas as metodologias dos testes realizados em motores Diesel alimentados parcialmente com etanol em três ensaios distintos.

CAPÍTULO 3 METODOLOGIA

O trabalho, que tem como objetivo avaliar o uso do etanol nos motores de ignição por compressão (ciclo Diesel) visando aumentar o percentual de combustíveis renováveis na fração combustível e mensurar as variações do desempenho mecânico e do perfil de emissões, foi dividido em três ensaios distintos e descritos a seguir.

3.1 Uso do Etanol por Injeção Indireta no Ar de Admissão

3.1.1 Moto-Gerador Testado

Este ensaio foi conduzido num grupo gerador dotado de um motor Diesel monocilíndrico de 4 tempos, fabricado pela Agrale de injeção indireta mecânica com potência máxima 10 CV (ver figura 3.1), que acionava por intermédio de uma luva elástica um gerador trifásico fabricado pela Kohlbach que impunha a rotação e carga para o motor. As características do grupo gerador são descritas nas Tab. (3.1) e (3.2). O grupo gerador alimentava um painel de cargas resistivas.

Os testes ocorreram em condições de mesma carga (1580 ± 10 W) e rotação (1800 ± 5 rpm).

Tabela 3.1 - Características do gerador utilizado.

| Característica | Gerador |
|-----------------------|-----------------------|
| Potência Máxima (kVA) | 6,0 |
| Rotação (rpm) | 1800 |
| Tensão | Trifásico/ 220V/ 60Hz |

Tabela 3.2 - Características do Motor Utilizado.

| Característica | Motor |
|-------------------------------|-------------------|
| Potência Máxima (kW) | 7,6 (NBR-1585) |
| Rotação (rpm) | 1800-2500 |
| Taxa de Compressão | 20:1 |
| Número de Cilindros | 1 |
| Injeção | Indireta mecânica |
| Pressão de injeção (MPa) | 15 |
| Cilindrada (cm ³) | 567 |



Figura 3.1 - Motor M-85 testado.

3.1.2 Sistema de Gerenciamento Eletrônico para Injeção de Etanol

Foi desenvolvido um sistema eletrônico para permitir a injeção de etanol pela tubulação de admissão de ar do motor no intervalo de rotação entre 1700 e 1910 rpm, com a detecção da sincronia feita através da monitorização da pressão de injeção do diesel proveniente da bomba injetora, devido à impossibilidade de se instalar um sensor de fase no eixo de cames da bomba injetora. O fluxograma do sistema de gerenciamento eletrônico é mostrado no diagrama da figura 3.2.

Na unidade eletrônica central (ECU) foram implementados dois módulos eletrônicos (EM) contendo cada um seu respectivo microcontrolador. Foram utilizados microcontroladores modelo PIC18F-4520 fabricados pela Microchip®, operando a 20 MHz.

O primeiro módulo (EM-1) é responsável pela medição da rotação do motor, das temperaturas de admissão do ar em pontos à montante e à jusante do ponto de injeção do etanol, da temperatura dos gases de escape e a indicação destes valores em um

display LCD alfanumérico, bem como a transmissão serial destes dados a um computador.

O segundo módulo eletrônico (EM-2) é responsável pela detecção dos pulsos de disparo da linha de injeção de óleo diesel, usados como base para o diagrama de tempo da injeção do etanol. A sincronização da injeção de etanol programada para ocorrer no início do tempo de admissão do motor demandou uma comunicação interna entre os módulos EM-1 e EM-2.

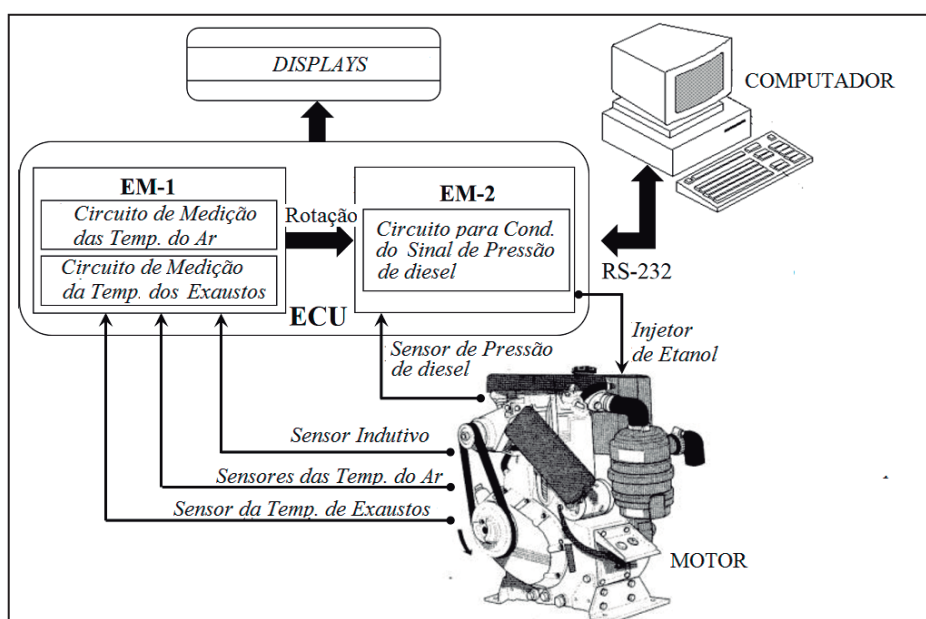


Figura 3.2 - Fluxograma do sistema de gerenciamento eletrônico.

Como mostrado na figura 3.2, um sensor indutivo envia pulsos ao timer-1 do microcontrolador de EM-1. A um dado tempo de contagem fixo de 3 segundos o timer-0 gera uma interrupção do microcontrolador deste módulo que foi programado para ter dois níveis de prioridade interrupção. O nível de mais baixa prioridade foi reservado para o timer-1 responsável pela contagem dos eventos (pulsos do sensor indutivo), enquanto o nível de prioridade mais alta reservado para o timer-0, responsável pela determinação do tempo de amostragem.

O valor da rotação era calculado e exibido em um display quádruplo de 7 segmentos, bem como disponibilizado de forma discreta por um protocolo interno de comunicação para o microcontrolador do segundo módulo eletrônico (EM-2). A tabela 3.3, mostra os valores de rotação do motor representados por uma palavra digital de 3 bits. Nesta representação, cada bit corresponde a 30 rpm e a palavra é parte de um

protocolo interno de comunicação entre os microcontroladores dos módulos EM-1 e EM-2.

Tabela 3.3 - Protocolo de Comunicação Interna para Rotação do Motor.

| Faixa de Rotação (rpm) | Bit 2 | Bit 1 | Bit 0 |
|---------------------------------|-------|-------|-------|
| $RPM < 1700$ ou $RPM \geq 1910$ | 0 | 0 | 0 |
| $1700 \leq rpm < 1730$ | 0 | 0 | 1 |
| $1730 \leq rpm < 1760$ | 0 | 1 | 0 |
| $1760 \leq rpm < 1790$ | 0 | 1 | 1 |
| $1790 \leq rpm < 1820$ | 1 | 0 | 0 |
| $1820 \leq rpm < 1850$ | 1 | 0 | 1 |
| $1850 \leq rpm < 1880$ | 1 | 1 | 0 |
| $1880 \leq rpm < 1910$ | 1 | 1 | 1 |

Duas entradas analógicas do microcontrolador em EM-1 foram utilizadas para aquisição das temperaturas de admissão de ar, enquanto outra entrada foi utilizada para avaliar a temperatura dos gases exaustos. Estes valores são exibidos em um display alfanumérico de 16 colunas e 2 linhas. Além disso, os valores numéricos do motor e destas temperaturas, assim como da rotação do motor são enviadas a um computador pela porta serial deste módulo (EM-1).

A figura 3.3 mostra o circuito eletrônico usado para medição das temperaturas de entrada de ar em EM-1, onde o sensor de temperatura utilizado é um termistor NTC.

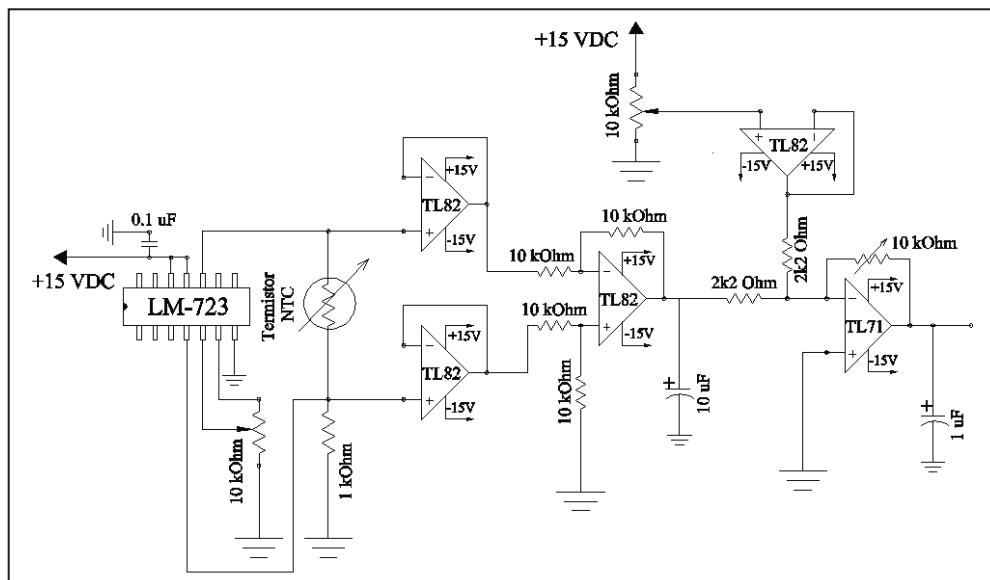


Figura 3.3 - Detalhes do circuito de medição das temperaturas de entrada de ar em EM-1.

Em se tratando de sensores ativos, foi necessário construir um circuito eletrônico que gerasse uma corrente constante de baixo valor (0,9 mA) a fim de não induzir os efeitos indesejáveis do auto-aquecimento.

O circuito implementado e apresentado na figura 3.3 é baseado no regulador de precisão LM-723 montado em configuração de fonte de corrente constante. Esta corrente constante é aplicada no circuito série, formado por um resistor fixo (1,0 k Ω) e o sensor. No potenciômetro multivoltas (10 kOhm) foi ajustada a tensão de referência de 0,9 V de forma a obter uma corrente de 0,9 mA, que também atravessa o sensor termoresistivo utilizado. Em seguida as tensões nos terminais do sensor utilizado são isoladas com estágios do tipo seguidor de tensão (buffer) e então seguem para um estágio subtrator inversor (terceiro amplificador operacional).

Para maximizar a sensibilidade do circuito na faixa de temperatura utilizada a tensão então é somada a um nível de tensão positivo devidamente isolado e então é realizada uma amplificação inversora com um ganho na razão 2,72:1. Filtros capacitivos foram utilizados ao longo do circuito a fim de se aumentar a imunidade ao ruído do sinal. Desta forma foi possível se medir temperaturas com sensibilidade de até 0,12 V/°C no intervalo de 15 a 30 °C (faixa esperada de medição das temperaturas de admissão de ar).

Para a medição da temperatura dos gases de escape o sistema conta com um circuito para amplificação do sinal de um termopar tipo K através do circuito integrado AD-595C, um amplificador de instrumentação com compensação de junta fria fabricado pela AnalogDevices®

Os pulsos de pressão devidamente remodelados com o formato retangular foram conectados ao timer-1 do microcontrolador localizado no módulo EM-2. A cada interrupção causada pelo pulso de pressão de óleo diesel, o microcontrolador verifica a rotação do motor, faz adequadamente a discretização e calcula o atraso do início de injeção, dependendo da rotação do motor.

O computador envia uma palavra digital encapsulada composta de um símbolo inicial seguida dos dois mais importantes parâmetros da injeção: (1) o atraso em relação ao ponto morto superior do motor, (2) a duração da injeção, terminados com um símbolo de segurança.

Foram utilizados *leds* de sinalização indicativos do status de operação do sistema. Caso a rotação esteja fora da faixa especificada (>1700 ou <1910 rpm) o sistema interrompe automaticamente o suprimento de etanol.

O módulo EM-2 possui ainda um circuito de condicionamento de sinal de pressão para remodelar o sinal do sensor de pressão em um formato retangular que servirá como sinal digital, interrompendo o programa na memória do microcontrolador de EM-2. A figura 3.4 mostra este circuito.

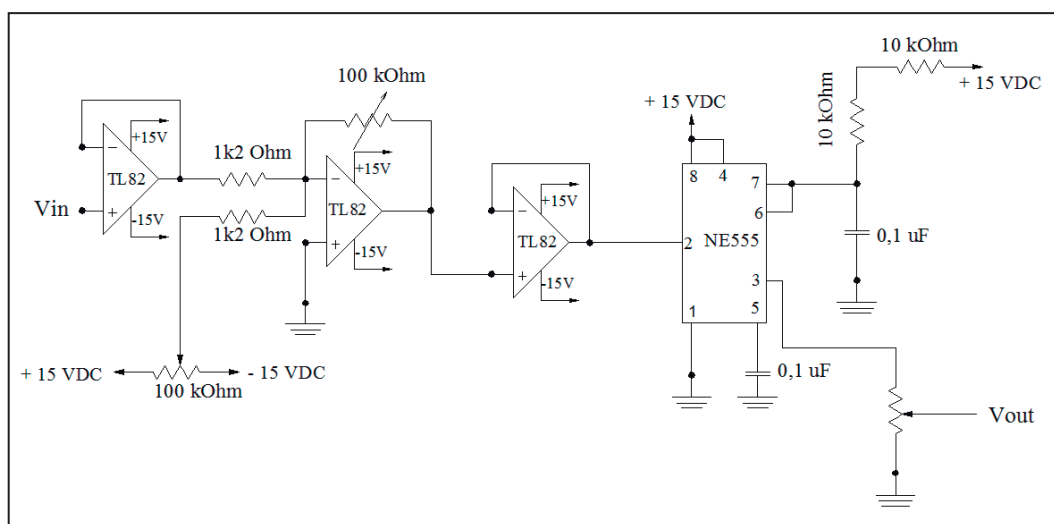


Figura 3.4 - Circuito para condicionamento de sinal dos pulsos de pressão de óleo diesel.

Conforme mostrado na figura 3.4, o sinal de entrada foi adequadamente isolado por estágios seguidores de tensão, então tem subtraído um nível DC de 0,5 V e então sofre uma amplificação com inversão ate aproximadamente 14,0 V. O instante da injeção de diesel é determinado pela transição em borda de descida de 14 V a 0 V. os pulsos de saída deste estágio (2º amplificador) são novamente isolados e aplicados ao pino de disparo de um circuito integrado (CI) timer NE-555. Este circuito integrado foi montado como um oscilador monoestável. Assim este CI pode ser disparado pela borda de descida dos pulsos de pressão. O ciclo ativo do timer NE-555 (2,0 ms) foi determinado pela associação de dois resistores de 10 k Ω e um capacitor cerâmico de 0.1 μ F. O pulso de saída do NE-555 pode ser ajustado de 3,0 a 5,0 V por um potenciômetro multivoltas. Todos os módulos eletrônicos foram acondicionados em um gabinete plástico conforme ilustrado na figura 3.5.



(a) (b)
Figura 3.5 - Vistas anterior (a) e posterior (b) do gabinete da ECU.

3.1.3 Sensores Utilizados e Calibração

- Rotação do Motor

Para a medição da rotação foi utilizado o sensor indutivo modelo LM-12-3004-PA fabricado pela JNG sensors®. Tal sensor apresenta tensão de alimentação 12 V_{DC} e saída digital, com distância sensível de 0 a 4 mm. O sensor foi montado na base do grupo gerador em posição ortogonal ao acoplamento onde eram fixadas duas paletas metálicas diametralmente opostas.

O tacômetro desenvolvido foi calibrado a fim de verificar erros de indicação. Para tal foi utilizado como padrão um foto-tacômetro portátil digital modelo TC-5035 fabricado pela Icel®, com resolução digital de 0,1 rpm.

A calibração na faixa de 1200 a 1700 rpm ocorreu em intervalos regulares de 100 rpm, enquanto que na faixa de 1700 a 1950 rpm se deu em intervalos regulares de 50 rpm. A tabela 3.4 mostra os resultados obtidos.

Conforme verificado na tabela 3.4, o erro relativo máximo de indicação do tacômetro foi de 0,33% ocorrendo a 1500 rpm, tornando assim desnecessário o uso de fatores de correção para avaliação da rotação durante a injeção de etanol, pois os testes ocorreram a uma baixa frequência tal que o ciclo de admissão do motor era suficientemente longo evitando que estes erros causassem problemas de sincronia.

Tabela 3.4 - Resultado final da calibração do tacômetro do módulo eletrônico.

| Rotação nominal (rpm) | Indicação do Módulo (rpm) | Indicação padrão (rpm) | Erro Percentual (%) |
|-----------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|
| 1200 | 1200 | 1199,1 \pm 0,5 | 0,08 |
| 1300 | 1300 | 1298,0 \pm 0,5 | 0,15 |
| 1400 | 1400 | 1401,7 \pm 0,5 | 0,12 |
| 1500 | 1500 | 1495,0 \pm 0,5 | 0,33 |
| 1600 | 1600 | 1598,2 \pm 0,5 | 0,11 |
| 1700 | 1700 | 1698,4 \pm 0,5 | 0,09 |
| 1750 | 1750 | 1751,2 \pm 0,5 | 0,06 |
| 1800 | 1800 | 1805,2 \pm 0,5 | 0,28 |
| 1850 | 1850 | 1850,2 \pm 0,5 | 0,01 |
| 1900 | 1900 | 1902,0 \pm 0,5 | 0,11 |
| 1950 | 1950 | 1953,0 \pm 0,5 | 0,15 |

- Sensor de Pressão de Injeção de diesel

Para monitorização da pressão do óleo diesel na linha de injeção da bomba injetora de alta pressão foi utilizado um sensor de baixo custo modelo 3PP6-12 da linha Mobil fabricado pela Ideal Sensors®. Tal sensor apresenta faixa de medição de 0 a 30 MPa, com tensão de alimentação de 5,0 V_{DC} e saída proporcional à pressão no intervalo de 0,5 a 4,5 V_{DC}.

Tal sensor foi calibrado de forma estática com o uso de nitrogênio de 0 a 30 MPa em intervalos regulares de 5 MPa. Um manômetro de Bourdon com exatidão de 1% foi utilizado como sistema padrão, sendo os resultados apresentados com barras de erro em preto e a linha ajustada dos dados numéricos em vermelho na figura 3.6.

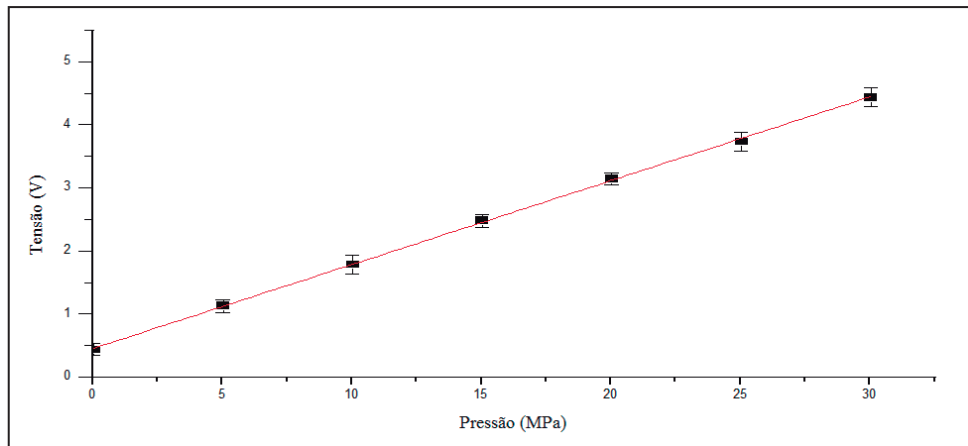


Figura 3.6 - Calibração do sensor de pressão de óleo diesel.

Como visto na figura 3.6, o sensor utilizado apresenta uma relação claramente linear entre a tensão de saída e a pressão medida. Com o ajuste da reta foi possível obter a relação descrita entre a tensão de saída em Volts e a pressão em MPa, conforme descrito na Eq. (3.1) com um fator de correlação (R^2) de 0,9985.

$$Tensão (V) = 0,1324 P(MPa) + 0,4818 \quad (3.1)$$

O sinal de entrada proveniente do sensor da pressão da bomba injetora do motor apresentava um nível de tensão contínua de aproximadamente 0,5 V e uma tensão de pico de aproximadamente 2,25 V, conforme evidenciado na figura 3.7. As formas de onda apresentadas a seguir foram coletadas com o auxílio de um osciloscópio digital modelo 1062C fabricado pela Rigol®.

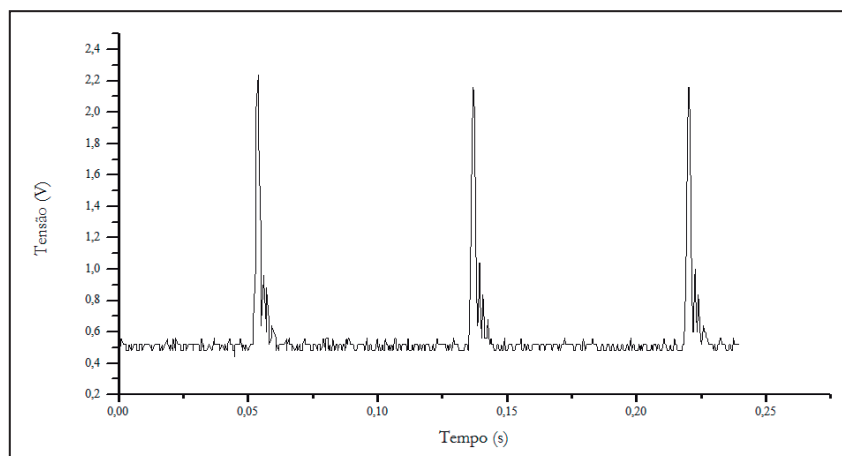


Figura 3.7 - Sinal do sensor de pressão de injeção de diesel.

Os sinais de entrada e de saída após o condicionado para a pressão da bomba injetora de diesel são mostrados simultaneamente na figura 3.8, onde a linha preta representa o sinal proveniente do sensor de pressão e em linha vermelha o sinal devidamente remodelado em forma e amplitude pelo circuito eletrônico descrito na figura 3.4. De acordo à equação (3.1) é nota-se que 2,25 V corresponde a uma pressão de injeção de diesel aproximadamente 13,4 MPa. O pico do sinal do sensor ocorre cerca de 500 μ s antes do sinal de saída do timer NE-555 (condicionado), embora este atraso seja pouco relevante no motor testado.

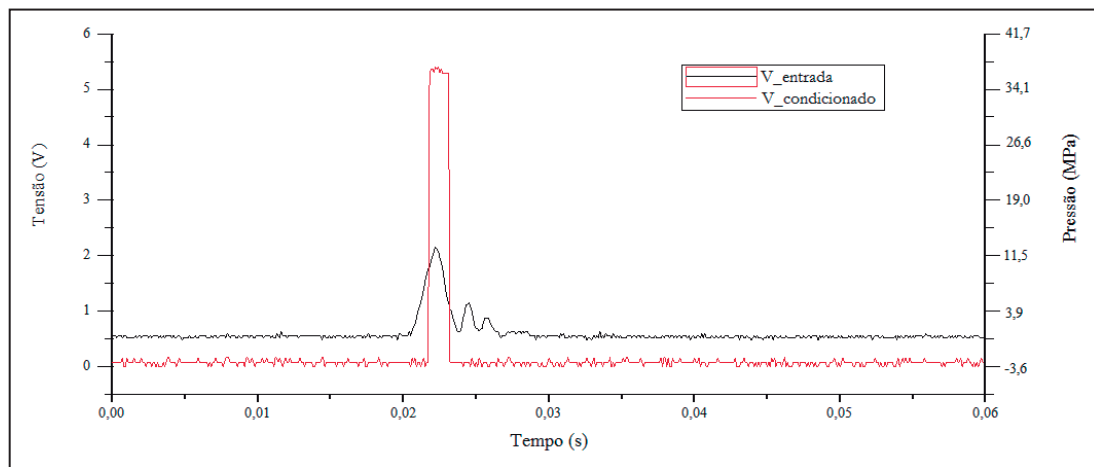
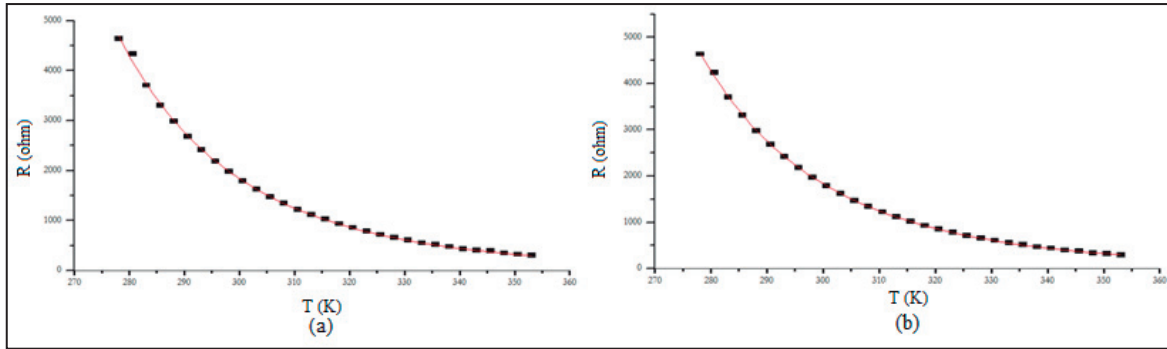


Figura 3.8 - Comparação entre sinais de entrada e saída do circuito de condicionamento de sinal de pressão.

- Sensores para Temperatura do Ar de Admissão

Para a medição das temperaturas do ar de admissão, foram utilizados dois termistores NTC fabricados pela Digikey®, modelo AL03006-1248-73-G1. Estes sensores são cilíndricos de encapsulamento de vidro (1,6 mm de diâmetro e 4,0 mm de comprimento) com 2,0 k Ω de resistência nominal a 25 °C.

A curva de calibração dos sensores foi realizada de 5,0 a 80,0 °C em um banho termostático, conforme descrito por Ferreira e Pepe (2008). Um termômetro digital modelo Penta Five fabricado pela Full Gauge® com resolução de 0,1 °C foi usado como termômetro padrão terciário. Os resultados de calibração são mostrados na figura 3.9.



(a) (b)
Figura 3.9 - Curvas Resistência x Temperatura para termistores NTC-1 (a) e NTC-2 (b).

A tradicional relação entre a resistência e a temperatura descrita como uma função exponencial decrescente foi utilizada para ajustar os dados experimentais, uma vez que neste trabalho a faixa de variação de temperatura é inferior a 30 °C. As equações 3.2 e 3.3 puderam ser obtidas com fator de correlação (R^2) de 0,9993 para ambos os sensores.

$$R(Ohm) = 1999 e^{\left[\frac{35425 (T-298)}{(298 T)} \right]} \quad (3.2)$$

$$R(Ohm) = 1998 e^{\left[\frac{35490 (T-298)}{(298 T)} \right]} \quad (3.3)$$

A relação entre a temperatura da junção quente do termopar e a saída do circuito integrado AD 595 com uma exatidão de 1% é dada na equação 3.4.

$$V_{saída \ AD595} (V) = 10,23 T(^{\circ}C) - 18,59 \quad (3.4)$$

3.1.4 Detalhes de Montagem

O diagrama de montagem do sistema é mostrado na figura 3.10, com o posicionamento do sensor de pressão de óleo diesel na linha de alimentação de alta pressão da bomba injetora, assim como dos sensores de temperatura utilizados para investigar a redução da temperatura do ar de admissão.

Para a alimentação de etanol foi utilizada uma bomba de injeção elétrica e um regulador de pressão ajustado para 0,25MPa. Um manômetro do tipo Bourdon aferia esta pressão durante os testes.

Para injeção do etanol pela admissão do ar foi utilizado um eletro-injetor fabricado pela Honda modelo KVB-T01 com tensão de alimentação 12V_{DC} que equipa motocicletas de 108 cm³. O eletro-injetor foi instalado na tubulação de ar num ponto distante 100 mm da entrada do motor num trecho curvo a fim de aumentar a turbulência e assim garantir uma melhor mistura entre ar e álcool etílico.

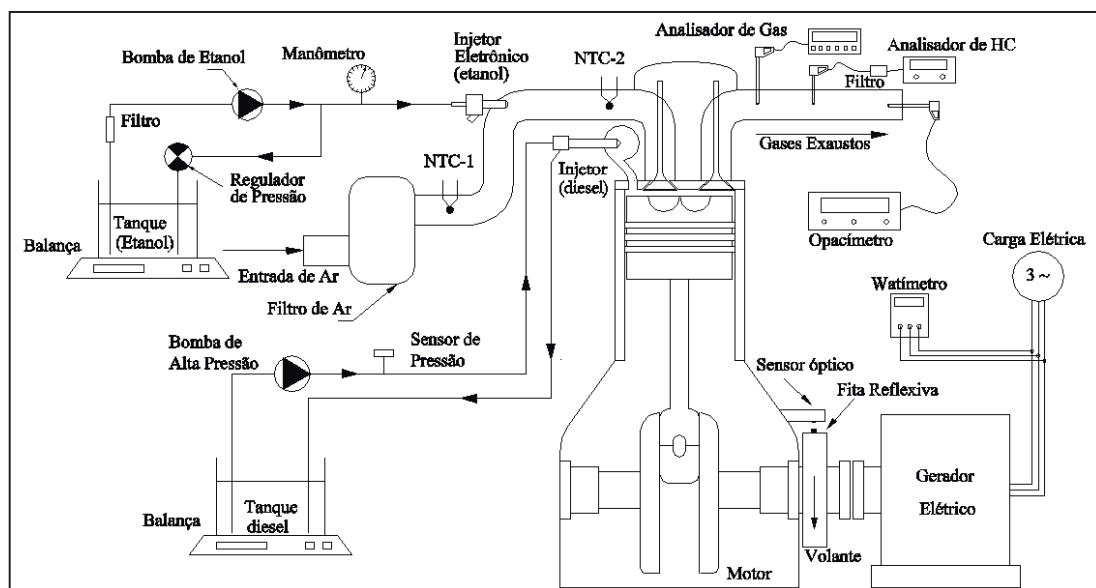


Figura 3.10 - Detalhes do Sistema de Injeção Dupla de Combustível.

O avanço na injeção de óleo diesel de 26°23' em relação à posição de PMS foi medido com o auxílio de um goniômetro analógico e seu valor armazenado na memória de programa do microcontrolador de EM-2, responsável pelo controle da injeção.

A figura 3.11 mostra o posicionamento do sensor de pressão instalado na linha de injeção de óleo diesel.

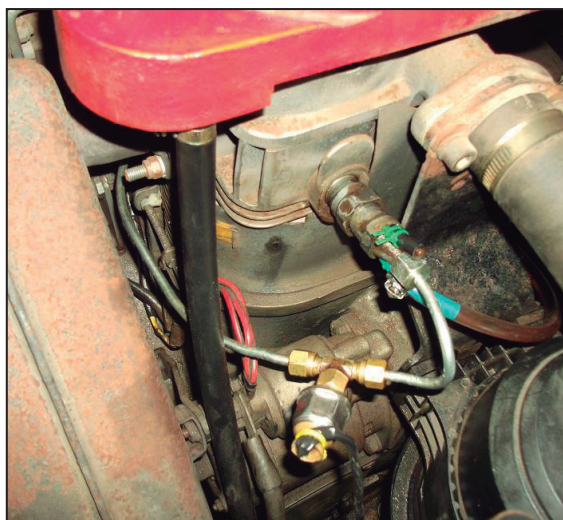


Figura 3.11 - Ponto de instalação do sensor de medição da pressão de óleo diesel.

A figura 3.12 ilustra o acoplamento mecânico entre motor e gerador, assim como o posicionamento dos sensores de temperatura de ar de admissão.

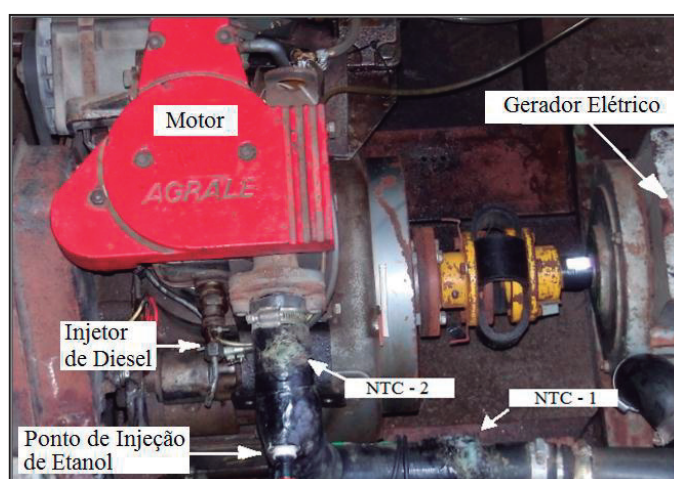


Figura 3.12 - Detalhes do acoplamento entre o motor e o gerador.

3.1.5 Instrumentação

As vazões de combustíveis introduzidos, normalmente pela bomba injetora (diesel+biodiesel) assim como do etanol injetado pelo ar foram obtidas por método gravimétrico usando balanças digitais. Para cada combustível foram realizados 5 ciclos de medições de consumo com um tempo de amostragem de 30 minutos. A potência do grupo gerador foi obtida com o uso de um wattímetro digital com frequência de amostragem de 3 Hz.

O perfil de emissões foi determinado por três analisadores. Um deles capaz de avaliar as concentrações de CO e NOx em ppm, enquanto outros dois eram capazes de medir as concentrações de opacidade e HC. Para este último, filtros finos foram instalados na linha de amostragem para reter material particulado proveniente da descarga do motor.

Um dos analisadores de gases utilizados nos testes foi o Telegas Tempest-100 (Fig. 3.13), que coleta e analisa as emissões gasosas de CO, CO₂, O₂ e NOx. O analisador funciona através de sensores eletroquímicos Citycell Gold Class e possui um filtro de condensado que permite a análise dos gases de emissões em base seca.



Figura 3.13 - Analisador de gases Tempest-100 utilizado na amostragem.

A sonda do analisador foi instalada em um ponto da tubulação de descarga distante da saída para a atmosfera de forma a evitar entrada de ar exterior devido à pulsação do fluxo, haja vista que o motor testado era monocilíndrico. A figura 3.14 mostra o posicionamento da sonda do analisador de gases na descarga do motor. Foram utilizadas conexões dotadas de anilhas de cones invertidos na haste da sonda do analisador de forma a minimizar qualquer entrada de ar.

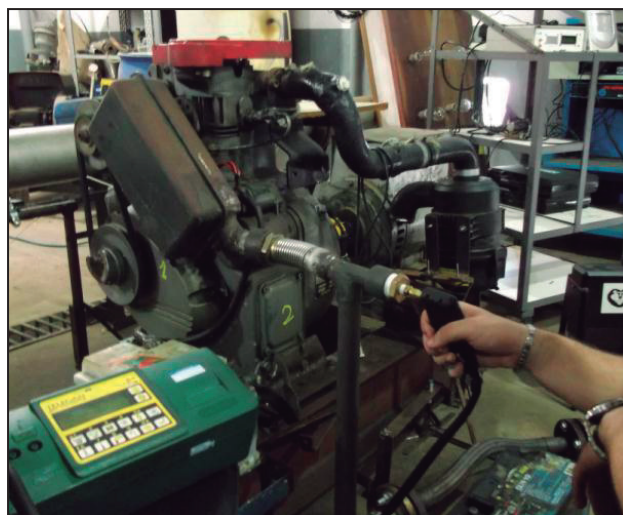


Figura 3.14 - Posicionamento da sonda do analisador de gases.

Para avaliação dos hidrocarbonetos totais não queimados foi usado um analisador de gases PC Multigás, fabricado pela Napro®. Para avaliação do material particulado, foi usado um opacímetro portátil NA-9000 (Fig. 3.15) da Napro® constituído por um banco óptico, sonda e uma interface para comunicação com o software instalado em um computador.

O equipamento foi instalado no trecho final do escapamento para medição de opacidade. A fumaça é captada pela sonda instalada no escapamento do veículo e levada à câmara de medição, onde existem um emissor de luz e um receptor. O fecho de luz é interceptado pela fumaça e, assim, é medida a opacidade. A aferição é processada através de um software dedicado instalado em um computador.

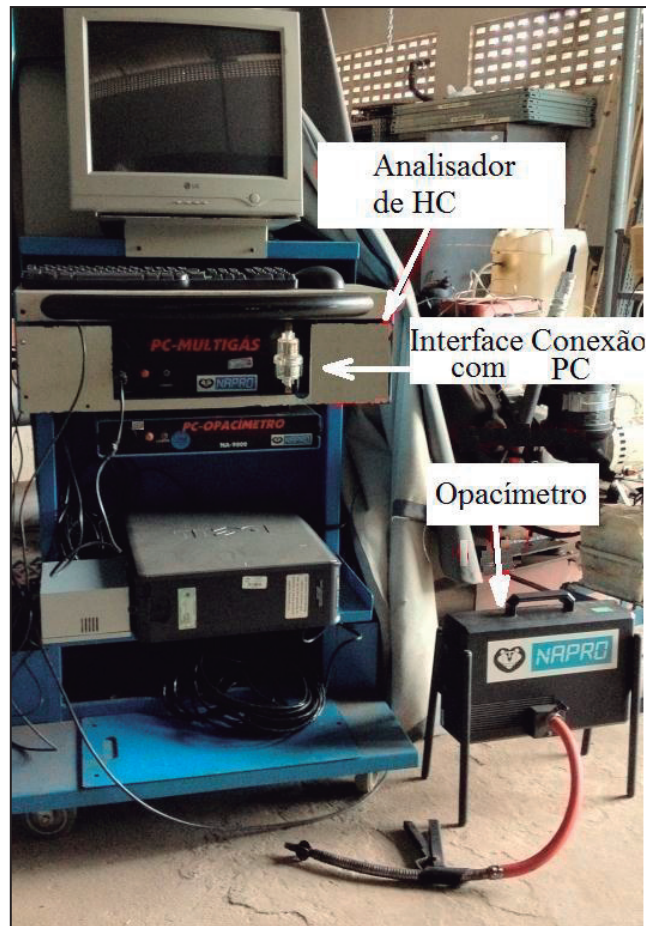


Figura 3.15 - Detalhes dos analisadores de HC e opacidade.

A figura 3.16 mostra o posicionamento da sonda do opacímetro na descarga do motor.



Figura 3.16 - Posicionamento da sonda do opacímetro na descarga do motor.

Foram realizadas 25 medições para emissões gasosas e opacidade para cada combustível. As principais características dos instrumentos utilizados estão mostradas na Tab. 3.5.

Tabela 3.5 - Propriedades dos instrumentos principais.

| Grandeza medida | Modelo do Instrumento (Fabricante) | Incerteza de Medição |
|--|---|--------------------------------|
| Temperatura ambiente | Termoanemômetro AN-3070 (Icel) | $\pm (3\%+0,2) ^\circ\text{C}$ |
| Umidade Ambiente | Termohigrômetro digital HT-208 (Icel®) | $\pm 3\%$ |
| Potência útil (W) | Wattímetro digital AW-4700 (Icel®) | $\pm (3\% + 5 \text{ dig.})$ |
| Perfil de Emissões (NO _x , CO e CO ₂) | Analizador de Gases Tempest-100 (Telegas Gas Monitoring®) | $\pm 2\%$ |
| Perfil de Emissões (HC) | Analizador de Gases PCMultigás (Napros®) | $\pm 3\%$ |
| Consumo de combustível (diesel + biodiesel) | Balança Digital 9094 (Toledo®) | $\pm 2 \text{ g}$ |
| Consumo de combustível (etanol) | Balança Digital BK5002 (Quimis®) | $\pm 0,2 \text{ g}$ |
| Opacidade | Opacímetro NA-9000 (Napros®) | $\pm 3\%$ |

3.1.6 Combustíveis e Aditivo

O óleo diesel classe S-500 e o biodiesel de soja usados para compor a mistura B-30 (70% diesel mineral e 30% de biodiesel) foram gentilmente doados pela Petrobahia. (Distribuidora de Petróleo da Bahia S.A.). O álcool etílico pureza 99,3% foi fornecido pela Química Moderna®. A Tab. 3.6 mostra as características principais das matérias-primas utilizadas para composição dos combustíveis. Todos os testes foram realizados com a mesma amostra de combustível, garantindo assim que a especificação do combustível fosse sempre a mesma.

Tabela 3.6 - Algumas propriedades das matérias-primas para os combustíveis.

| Propriedade | Diesel Fóssil | Biodiesel Soja | Álcool Etílico |
|---|---------------------|-------------------------|----------------|
| Composição Típica | $C_{9,84}H_{17,95}$ | $C_{18,74}H_{34,43}O_2$ | C_2H_6O |
| Peso Molecular ($kg.kmol^{-1}$) | 136,3 | 291,77 | 30,1 |
| Densidade a 20°C | 0,853 | 0,870 | 0,790 |
| Calor Latente de Vaporização ($kJ.kg^{-1}$) | 270 | 200 | 840 |
| Número de cetano | 48 | 52 | 6 |
| Poder cal. Inf. ($kJ.kg^{-1}$) | 42820 | 36395 | 28300 |

Foram testadas 5 composições diferentes de combustíveis. Os testes iniciaram com a mistura binária com 70 % v/v de diesel mineral e 30 % v/v de biodiesel (D70B30) sem injeção alguma de etanol. Em seguida foram testadas três composições com teor crescente de etanol (D70B30E5, D70B30E9, D70B30E15), adicionado pela tubulação de admissão de ar do motor, através do controle de tempo de injeção do eletro-injetor.

A fração energética do etanol (PI), conforme descrito em Lu *et al.* (2008), para cada composição de combustível foi determinada pela Eq. (3.5).

$$PI(\%) = \left(\frac{m_e \cdot PCI_e}{m_e \cdot PCI_e + m_{d_b} \cdot PCI_{d_b}} \right) \cdot 100 \quad (3.5)$$

Onde:

m_e é a massa de etanol injetada durante cada ciclo [kg];

m_{d_b} é a massa consumida da mistura binária em cada ciclo [kg];

PCI_e é o poder calorífico inferior do etanol [$kJ.kg^{-1}$];

PCI_{d_b} é o poder calorífico inferior da mistura diesel-biodiesel [$kJ.kg^{-1}$].

A tabela 3.7 mostra o tempo de ciclo ativo do eletro-injetor, as frações energéticas do etanol para cada composição de combustível, bem como as proporções volumétricas de álcool que definem a nomenclatura de cada combustível.

Tabela 3.7 - Duração da Injeção, frações energéticas e volumétricas de etanol para combustível.

| Composição do combustível | Tempo de Injeção (μ s) | Fração energética de etanol (%) | Proporção volumétrica de etanol (%) |
|---------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|
| D70B30 | 0 | 0,0 | 0,0 |
| D70B30E5 | 850 | 3,3 | 5,1 |
| D70B30E9 | 1000 | 6,1 | 9,2 |
| D70B30E15 | 1500 | 10,2 | 15,2 |

O peróxido de di-terc-butila (DTBP) assim como o 2-etil-hexanitrato (2-EHN) é um conhecido acelerador de ignição espontânea. Neste trabalho foi testada uma composição (D70B30E15A0.4) com o acréscimo à mistura D70B30 do aditivo peróxido de di-terc-butila fornecido pela Merck® numa proporção de 0,4% em volume a fim de aumentar o número de cetano da mistura binária que era introduzida pela bomba injetora e assim minimizar o atraso de ignição proporcionado pelo etanol quando injetado na câmara de combustão. A tabela 3.8 mostra as propriedades do DTBP. O uso do aditivo DTBP numa fração de 5000 ppm (0,5%) pode aumentar o número de cetano do diesel padrão em 5,5, de 48 a 53,5 (EPA, 2004).

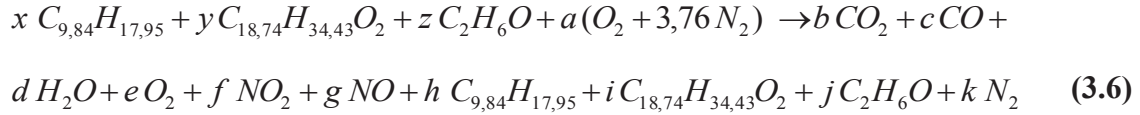
Tabela 3.8 - Propriedades do DTBP (peróxido de di-terc-butila).

| Propriedade | Valor |
|---|----------------|
| Composição | $C_8H_{18}O_2$ |
| Ponto de fulgor ($^{\circ}C$) | 6 |
| Densidade (a $20^{\circ}C$) | 0,79 |
| Temperatura de Auto-ignição ($^{\circ}C$) | 165 |

3.1.7 Análise Energética

Os testes foram realizados nas condições ambientais de temperatura $30 \pm 2^{\circ}C$ e umidade relativa de $55 \pm 2\%$. Para cada ciclo, o motor foi aquecido por 30 minutos. O óleo lubrificante foi substituído para cada composição de combustível. Foi utilizado óleo Lubrax CI-4 (15W-40) produzido pela Petrobras®.

A reação de combustão é descrita na equação (3.6). Foi admitido que os produtos de combustão contivessem CO e alguns hidrocarbonetos não queimados (HC como diesel, biodiesel e etanol).



Os coeficientes x, y e z são razões molares de diesel, biodiesel e etanol para cada composição de combustível em um mol de combustível ($x+y+z=1$), enquanto os outros coeficientes (a, b, c, d, e, f, g, h, i, j e k) foram obtidos usando os dados medidos e o balanço de massa de cada elemento.

Para a análise de energia algumas considerações foram feitas:

- O motor opera em regime permanente;
- O volume de controle engloba o motor e o gerador;
- A potência consumida pelo sistema de injeção de baixa pressão (etanol) foi desconsiderada;
- A inclusão do aditivo não altera o poder calorífico do combustível;
- As misturas de combustíveis são soluções ideais;
- Os efeitos de variação de energia cinética e potencial não foram considerados;
- O ar atmosférico foi assumido conter 21% oxigênio e 79% de nitrogênio na base molar;
- Como o fluxo de ar se apresenta muito próximo das condições de referência, a energia acompanhando-o foi desconsiderada;
- As emissões de SO₂ não foram consideradas.

Os fluxos de energia atravessando a superfície de controle são mostrados na figura 3.17

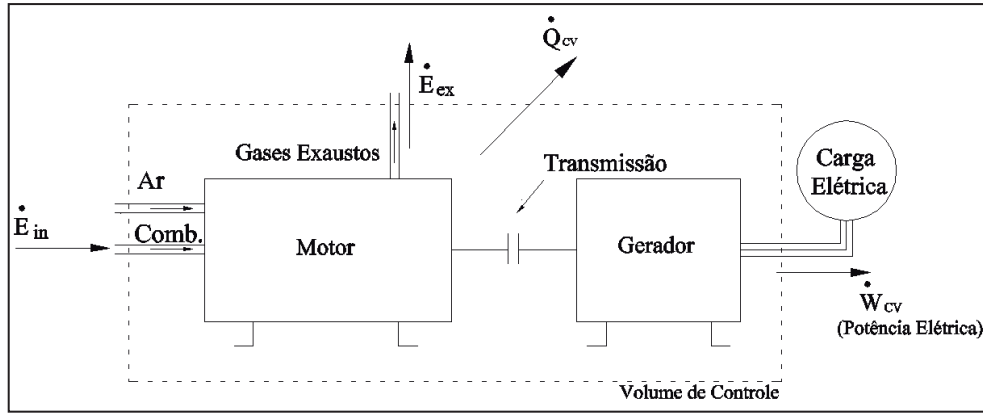


Figura 3.17 - Fluxos de energia no volume de controle.

O balanço entre os fluxos de energia entrando e deixando a superfície de controle podem ser relacionados pela Eq.(3.7).

$$\dot{E}_{in} = \dot{n}_c |\overline{PCI}| = |\dot{Q}_{cv}| + \dot{W}_{cv} + \dot{E}_{ex} \quad (3.7)$$

Onde:

\dot{E}_{in} é o fluxo de energia entrando no volume de controle [kW];

\dot{n}_c é a vazão molar do combustível equivalente (diesel-biodiesel-etanol) [kmol/s];

\overline{PCI} é o poder calorífico inferior do combustível equivalente [kJ/kmol];

\dot{Q}_{cv} é o fluxo de calor atravessando a superfície de controle [kW];

\dot{W}_{cv} é a potência elétrica do gerador [kW];

\dot{E}_{ex} é o fluxo de energia acompanhando os gases de escape [kW]

Para determinação do calor trocado entre o grupo gerador e o ambiente, a Primeira Lei da Termodinâmica foi aplicada ao grupo gerador. Na condição de regime permanente o balanço de fluxos de massa para um volume de controle com uma entrada e uma saída pode ser usado para obter a relação descrita na Eq. (3.8) por mol de combustível. (MORAN e SHAPIRO, 2009; CANAKÇI e HOSOZ, 2006).

$$\frac{\dot{Q}_{CV}}{\dot{n}_c} - \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{n}_c} = (\bar{h}_p - \bar{h}_R) = \sum_P n_{out}(\bar{h}_f^0 + \bar{\Delta h})_{out} - \sum_R n_{in}(\bar{h}_f^0 + \bar{\Delta h})_{in} \quad (4.8)$$

Onde:

\bar{h}_p é a entalpia de cada composto presente nos gases exaustos por kmol de combustível [kJ.kmol⁻¹];

\bar{h}_R é a entalpia de cada composto presente nos reagentes por kmol de combustível [kJ.kmol⁻¹];

n_{out} é o coeficiente molar de cada produto da equação de combustão por kmol de combustível;

n_{in} é o coeficiente de cada reagente na equação da combustão por kmol de combustível;

\bar{h}_f^0 é a entalpia de formação de cada composto na equação de combustão;

$\bar{\Delta h}$ é a mudança na entalpia devido a mudança das condições de temperatura de cada composto.

A mudança da entalpia foi determinada pela Eq. (3.9) (CANAKÇI e HOSOZ, 2006).

$$\bar{\Delta h} = \bar{h}(T) - \bar{h}(T_{REF}) \quad (3.9)$$

Onde:

$\bar{h}(T)$ é a entalpia de cada reagente ou produto à temperatura considerada [kJ.kmol⁻¹];

$\bar{h}(T_{REF})$ é a entalpia à temperatura de referência [kJ.kmol⁻¹].

As entalpias de formação dos combustíveis foram determinadas a partir da equação geral de reação de combustão completa. A energia acompanhando os gases de escape (\dot{H}_{ex}) foi determinada pela Eq. (3.7).

O consumo específico de combustível (BSFC), definido como a razão entre a massa total de combustível consumida e a energia debitada em um determinado tempo e avaliado em g/kW.h foi obtido conforme Eq. (3.10).

$$BSFC = \frac{m_e + m_{d_b}}{W_{CV} \cdot \Delta t} \quad (3.10)$$

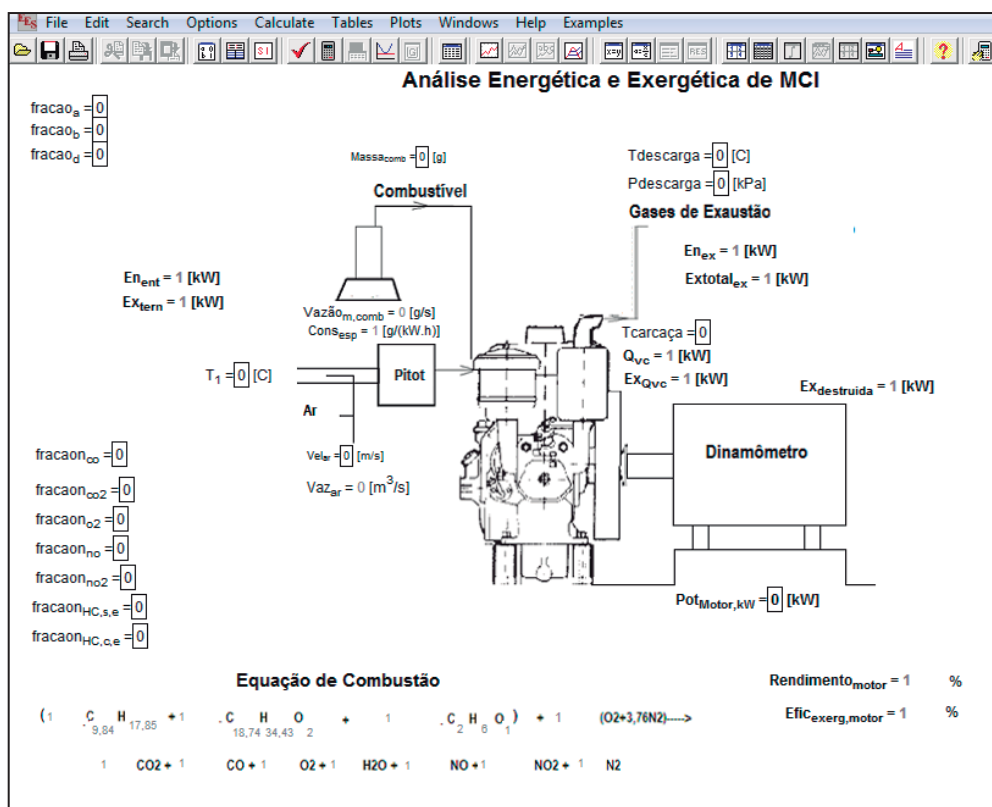
Onde:

Δt é o tempo de amostragem [h].

A eficiência energética do grupo gerador (η) definida como a razão entre a energia útil produzida pelo grupo e a energia de entrada contida no combustível consumido foi determinada de acordo à Eq. (3.11).

$$\eta (\%) = \left(\frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{n}_c |PCI|} \right) \cdot 100 \quad (3.11)$$

Para melhoria dos processos de cálculos, foi desenvolvido um simulador de desempenho energético e exergético, capaz de determinar os fluxos de energia e rendimento, conforme descrito nas equações anteriores. O programa foi desenvolvido utilizando a plataforma de programação EES (Engineering equation solver®), cujo extenso banco de dados permitiu determinar as entalpias de formação de cada composto. A interface de entrada e saída de dados é mostrada na figura 3.18. O código do simulador é descrito no Anexo I.



3.18 – Detalhe da interface do simulador energético desenvolvido.

3.2 Uso de Mistura de Diesel-biodiesel-etanol em um Motor Diesel de Injeção Mecânica

Este ensaio foi realizado num motor Diesel de injeção direta mecânica acoplado a um dinamômetro de bancada (estacionário) visando avaliar o perfil de emissões e desempenho ao se utilizar de uma mistura de diesel, biodiesel e etanol, comparando estes resultados àqueles obtidos com a mistura comercial de diesel e biodiesel (D95B5) e ao biodiesel puro de soja (B100).

3.2.1 Motor Testado e Dinamômetro

Os testes foram realizados em um motor do ciclo Diesel, bi-clíndrico, acoplado a um dinamômetro hidráulico (ver figura 3.19). As características destes equipamentos são ilustradas na tabela 3.9.

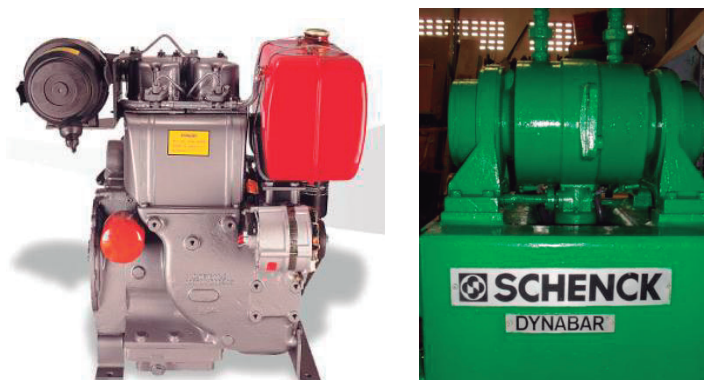


Figura 3.19 - Motor Testado e Dinamômetro.

Tabela 3.9 - Características principais do motor Diesel e dinamômetro.

| Característica | Informação (Motor) | Informação (Dinamômetro) |
|-------------------------------|--------------------|--------------------------|
| Modelo | M-790 | D-210 |
| Tipo | Diesel | Hidráulico |
| Potência Máxima NBR-6396 (kW) | 22,0 | 210 |
| Cilindrada (cm ³) | 866 | --- |
| Tipo de Injeção | Direta mecânica | --- |
| Refrigeração | Ar | Água |
| Fabricante | Agrale® | Schenck |

O dinamômetro possui um sistema de aquisição de dados produzido pela Logs® que permite a aquisição de até 32 canais, sendo 16 analógicos de uso comum e outros 16 específicos para entrada de termopares tipo K. As informações de torque, rotação e potência são disponibilizados por uma interface gráfica, conforme ilustrado na figura 3.20.

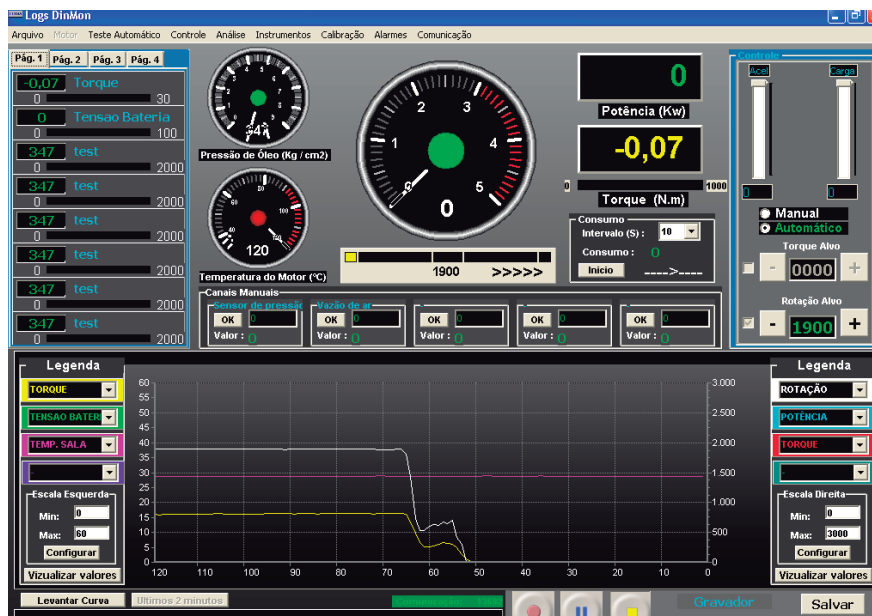


Figura 3.20 - Interface do sistema de aquisição de dados.

A célula de carga do dinamômetro foi calibrada com a colocação de massas calibradas sobre a célula, de acordo ao procedimento relatado no Anexo-II. Os testes foram realizados a 75% da carga total. A sintonia do controlador PID do dinamômetro foi ajustada da mesma forma para os combustíveis testados.

3.2.2 Combustíveis Testados

Inicialmente os testes foram conduzidos em regime permanente para a mistura binária comercial D95B5 (5% biodiesel), em seguida para o biodiesel de soja puro e finalmente para uma mistura ternária de Diesel, biodiesel de soja e álcool anidro nas seguintes proporções volumétricas: 89% diesel, 5% biodiesel e 6% de etanol com pureza 99,5%.

Foram previamente testadas frações mais elevadas de etanol, contudo acima de 8% de álcool anidro, o motor apresentou oscilação na rotação superior a 2% quando o tempo de operação foi superior à uma hora, impossibilitando a aquisição dos dados de acordo a norma ISO-1585.

3.2.3 Avaliação do Desempenho Mecânico

Foram avaliados a potência e o torque do motor, corrigindo-se potência líquida efetiva de acordo a norma ABNT/NBR/ISO-1585, a qual também avalia as emissões gasosas regulamentadas. Apesar de ser utilizada para a avaliação de desempenho de testes em dinamômetros de bancada e de chassi, esta norma é específica para os testes realizados em dinamômetros de bancada.

No ensaio da potência líquida efetiva foram estabelecidos pontos de trabalho comuns aos combustíveis analisados, sendo possível observar a potência desenvolvida e obter os valores de emissões gasosas e de consumo de combustível.

A norma NBR/ISO-1585 exige que os valores medidos de rotação e potência medidos nos ensaios estejam estáveis, dentro de uma variação máxima que não comprometa a confiabilidade dos resultados. A rotação do motor deve estar estabilizada ou não variar mais que 1% ou 10 rpm, a qual for maior, da faixa de rotação selecionada para execução do teste durante um período mínimo de 1 minuto. A potência desenvolvida pelo motor deve estar estabilizada ou não variar mais que 2%, da faixa de potência selecionada para execução do teste durante um período mínimo de 1 minuto. Segundo a norma NBR/ISO-1585, é preciso considerar a influência das características do motor sobre os dados obtidos.

A potência líquida efetiva real desenvolvida pelo motor, Pot_{ref} , medida em kW, segundo a conformação normativa da norma NBR/ISO-1585, é determinada através da Eq. 3.12.

$$Pot_{ref} = \alpha.Pot_y \quad (3.12)$$

Onde:

- α é o fator de correção da potência líquida efetiva;
- Pot_y é a potência registrada durante os testes [kW].

O fator de correção α , segundo a norma NBR/ISO-1585, é calculado pela Eq. 3.13.

$$\alpha = (f_a)^{f_m} \quad (3.13)$$

Onde f_a é o fator atmosférico e f_m é o fator do motor. O fator atmosférico, f_a , para motores de combustão com ignição por compressão naturalmente aspirados, segundo a norma NBR/ISO-1585, é descrito como na Eq. 3.14

$$f_a = \left(\frac{99}{P_d} \right) \cdot \left(\frac{T}{298} \right)^{0.7} \quad (3.14)$$

Onde:

- P_d é a pressão atmosférica seca registrada durante os testes [kPa];
- T é a temperatura ambiente absoluta registrada durante os testes [K].

O valor da pressão atmosférica seca P_d , segundo a norma NBR/ISO-1585, é obtido pela Eq. 3.15.

$$P_d = P_{atm} - P_{vH_2O} \quad (3.15)$$

Onde:

- P_{atm} é o valor da pressão atmosférica registrada durante os testes [kPa];
- P_{vH_2O} é o valor da pressão de vapor da água [kPa].

O valor da pressão de vapor da água P_{vH_2O} , segundo a norma NBR/ISO-1585, é descrita na Eq. 3.16.

$$P_{vH_2O} = \varphi_{ar.} \left[0,6108 \cdot 10^{\left(\frac{7,5t}{237,3+t} \right)} \right] \quad (3.16)$$

Onde:

ϕ_{ar} é o valor da umidade relativa do ar registrada durante os testes [%];

t é o valor da temperatura ambiente registrada durante os testes [°C];

O fator do motor, f_m , para motores de combustão com ignição por compressão naturalmente aspirados, segundo a norma NBR/ISO-1585, é obtido pela Eq. 3.17

$$f_m = 0,036 \left(\frac{Z.Q}{V.N.r} \right) - 1,14 \quad (3.17)$$

Onde:

- Z é um valor constante igual a 120000, para motores 4 tempos, e igual a 60000 para motores 2 tempos;.

- Q é o fluxo mássico de combustível registrado nos testes [g/s];

- V é volume do cilindro da câmara de combustão do motor [l];

- N é a velocidade de rotação do motor [rpm];

- r é a relação entre pressão estática na saída do sobre-alimentador de ar do motor e a pressão ambiente que no caso de motores com aspiração natural é igual a 1.

Caso a expressão contida entre os parênteses da equação 3.17 seja menor ou igual a 37,2, a norma NBR/ISO-1585 adota um valor do fator motor (f_m) igual a 0,2 ou caso a expressão seja maior ou igual a 65, a norma NBR/ISO-1585 adota um valor do fator motor (f_m) igual a 1,2.

O fluxo mássico de combustível real Q_{ref} medida gramas por segundo, segundo a conformação normativa da norma NBR/ISO-1585, é obtido pela Eq. 3.18.

$$Q_{ref} = \beta.Q \quad (3.18)$$

Onde β é o fator de correção do fluxo mássico de combustível que possui valor igual a 1, para motores de combustão com ignição por compressão de potência variável, segundo a norma NBR/ISO-1585.

Para a medição de consumo, foi utilizada uma balança digital modelo 9094 fabricada pela Toledo® durante um ciclo de amostragem de 20 minutos.

Foram coletados 5 ciclos de consumo para cada combustível. Foram determinados o consumo específico e o rendimento energético de combustível através das equações 3.10 e 3.11, respectivamente.

Para a avaliação das emissões gasosas foi utilizado um analisador de gases portátil Telegan modelo Tempest-100 capaz de coletar as emissões gasosas de CO, CO₂, O₂ e NOx. A avaliação dos gases de exaustão foi realizada diretamente da tubulação de descarga do motor. As emissões de HC foram obtidas pelo uso de um analisador PC-Multigás fabricado pela Napro®.

A avaliação de material particulado foi realizada por método gravimétrico, pela pesagem de elementos filtrantes antes e após a coleta. A coleta foi realizada em um túnel de diluição (CVS- *Constant Volume Sampler*) que permitiu a retirada por bomba de vácuo de uma fração diluída dos gases de exaustão, sendo então captada por um elemento filtrante hidrofóbico do tipo membrana fluoropore em PTFE, 0,4 µm de poro, 47 milímetros de diâmetro, fabricado pela Milipore®.

A figura 3.21 mostra o fluxograma da tubulação do sistema de diluição (CVS).

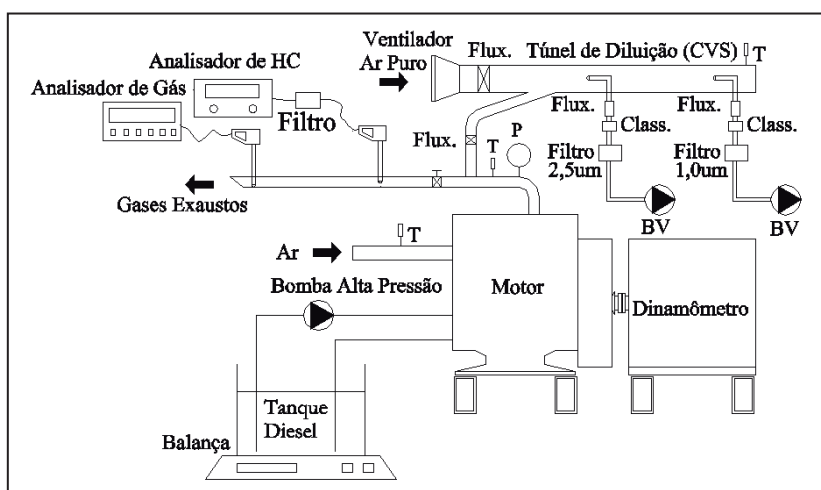


Figura 3.21 - Fluxograma para coleta de MP em túnel de diluição.

O uso do túnel de diluição permite a coleta do material particulado livre de condensados e hidrocarbonetos que podem ser adsorvidos pelo material sólido (*black carbon*) gerando incertezas nesta medição.

A figura 3.22 mostra os detalhes construtivos do túnel de diluição.

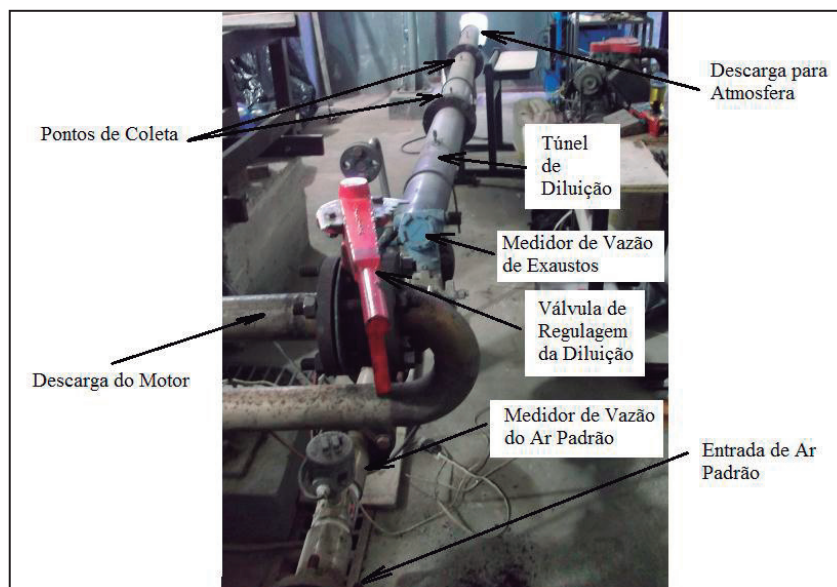


Figura 3.22 - Detalhes construtivos do túnel de diluição.

O túnel foi inicialmente limpo com a remoção mecânica da fuligem depositada nas paredes da tubulação. Em seguida permaneceu por duas horas operando com a descarga livre do ventilador a fim de remover partículas ainda aderidas à parede da tubulação.

Foram utilizados classificadores de partícula do tipo ciclone, a fim de segregar partículas menores ou iguais que $1,0\ \mu\text{m}$, bem como partículas menores ou iguais a $2,5\ \mu\text{m}$. A vazão de cada bomba de vácuo foi ajustada para $10\ \text{L/min}$ através de um fluxímetro do tipo rotâmetro. O tempo de coleta foi de 120 minutos para cada ciclo de amostragem. Foram realizadas triplicatas de amostras para cada combustível.

A taxa de diluição utilizada nos ensaios foi de 1:25, a fim de minimizar a pressão parcial dos gases de escape em consonância com a norma ABNT NBR 14489, ou seja, $1\ \text{m}^3/\text{h}$ de gás exausto para cada $25\ \text{m}^3/\text{h}$ de ar padrão, devidamente filtrado por filtro absoluto. Para regulação deste valor, uma válvula do tipo borboleta foi instalada na saída da tubulação de descarga de forma a impor uma perda de carga e assim aumentar a vazão de derivação para o túnel de diluição (ver figura 3.22). A vazão do ar

padrão foi realizada por um medidor volumétrico de turbina modelo 50RN4RFN, fabricado pela Dwyler®, enquanto que a vazão da fração dos gases de exaustão foi determinada por um medidor de fluxo modelo 3095MFP fabricado pela Rosemount®. Para a filtragem do ar padrão do túnel (CVS) foram utilizados filtros de microfibras de quartzo modelo QMA com dimensões: 203 mm x 254 mm, fabricado pela Wathman®. Para cada combustível foi coletada a amostra “branco” do túnel de diluição, sendo este valor subtraído do valor pesado do filtro coletado, obtendo-se assim a massa real emitida pelo motor.

Os filtros foram acondicionados em um dessecador de sílica gel por 24 h com temperatura de 25 °C e umidade relativa de 65% antes de serem pesados numa balança digital com resolução de 0,001 mg modelo MX-5, fabricado pela Toledo (ver figura 3.23). Os testes foram realizados a 27 ± 2 °C e umidade relativa de 60 ± 2 %.

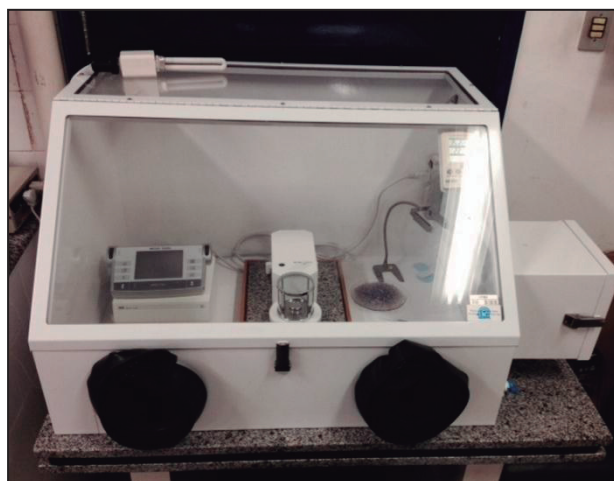


Figura 3.23 - Balança utilizada no processo de pesagem dos filtros de MP.

3.3 Uso de Misturas de Diesel-biodiesel-etanol em um Veículo Equipado com Motor Diesel de Injeção Eletrônica

Este ensaio visou avaliar o efeito no desempenho e nas emissões da introdução do etanol em misturas de diesel-biodiesel suportada por aditivo de cetano e biodiesel oxidado em um veículo equipado com motor Diesel de injeção eletrônica.

3.3.1 Combustíveis Testados e Aditivos

Neste trabalho foi utilizado óleo diesel classificação S-10 (máximo de 10 ppm de enxofre). Duas especificações de biodiesel também foram utilizadas, gentilmente doadas pela Petrobahia®, cujas especificações são denominadas neste trabalho de A e B e descritas na tabela 3.10.

A caracterização físico-química do biodiesel B é mostrada no Anexo-III.

Tabela 3.10 - Matéria-prima de origem para os tipos de biodiesel utilizados.

| Denominação do Biodiesel | Óleos de origem vegetal (% v/v) | Gordura animal (% v/v) |
|--------------------------|---------------------------------|------------------------|
| A | 100 | 0 |
| B | 35 | 65 |

A maioria dos estudos prévios sobre o uso do etanol em motores Diesel utilizou álcool anidro, ou seja, pureza maior que 99,5%. Neste trabalho inicialmente foi estudada a possibilidade de uso de álcool etílico de menor pureza. Assim a solubilidade de várias misturas de diesel, biodiesel e etanol com purezas 99,3 e 99,0% foi avaliada para condições de temperatura ambiente e a 10 °C. As amostras com etanol 99,0 % foram preparadas pela hidratação do etanol de pureza 99,3% com água desmineralizada por processo de centrifugação. As amostras estudadas são descritas a seguir em base volumétrica.

A) Etanol com pureza 99,3%

- D91B5E4 (91% diesel, 5% biodiesel, 4% etanol);
- D89B5E6 (89% diesel, 5% biodiesel, 6% etanol);
- D85B5E10 (85% diesel, 5% biodiesel, 10% etanol);
- D80B5E15 (80% diesel, 5% biodiesel, 15% etanol);
- D61B35E4 (61% diesel, 35% biodiesel, 4% etanol);
- D59B35E6 (59% diesel, 35% biodiesel, 6% etanol);
- D55B35E10 (55% diesel, 35% biodiesel, 10% etanol);
- D50B35E15 (50% diesel, 35% biodiesel, 15% etanol);

B) Etanol com pureza 99,0%

- D91B5E4; D89B5E6; D85B5E10; D80B5E15;

Para a avaliação em baixa temperatura ($10\text{ }^{\circ}\text{C}$), foi utilizada uma câmara climatizadora de refrigeração por compressão cuja temperatura era mantida constante a $10 \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ por um controlador modelo MT-512, fabricado pela Full Gauge®. Para minimizar as oscilações de temperatura durante o período, as amostras foram imersas em óleo mineral. A figura 3.24 ilustra a câmara utilizada, bem como a colocação das amostras no interior da mesma.

Todas as amostras foram preparadas em duplicata por titulação em pipeta e depositadas em volumes de 120 mL, permanecendo armazenadas livres da ação de luz solar em repouso por 90 dias. As amostras foram acompanhadas semanalmente por registro fotográfico.



Figura 3.24 - Câmara climatizadora para amostras.

Foram utilizados como aditivos o 2-hetilhexil nitrato (2-EHN), fornecido comercialmente como aditivo C-8090 gentilmente doado pela Lubrizol do Brasil S.A.® e o biodiesel obtido pela oxidação do biodiesel tipo B.

O biodiesel B foi inicialmente caracterizado no equipamento Rancimat modelo 873, fabricado pela Metrohm® para determinar seu tempo de indução. Na figura 3.25 é mostrado o comportamento oxidativo do biodiesel B pelo monitoramento da derivada da condutividade da água de lavagem em função do tempo.

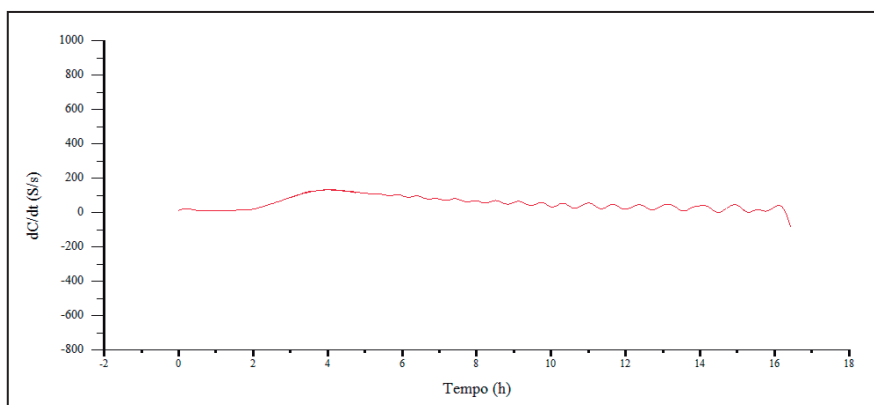


Figura 3.25 - Curva de oxidação do biodiesel B.

A figura 3.25 aponta um ponto máximo no intervalo de tempo de 4,1 h, sendo este, portanto o tempo de indução. Este valor é inferior ao estabelecido pela norma EN-14112 que estabelece um mínimo tempo de indução de 6h, contudo atende à norma ASTM-D-6751 que exige um mínimo de 3 h para o tempo de indução do biodiesel.

Para a oxidação controlada do biodiesel B, este foi mantido 110 °C em um aquecedor com agitação magnética e insuflação de ar a uma vazão de 10 L/min, inicialmente durante uma hora, obtendo-se amostras do biodiesel C (oxidado por uma hora) em seguida por mais 3 horas obtendo-se amostras do biodiesel D (oxidado por 4 horas) conforme procedimento ilustrado na figura 3.26.

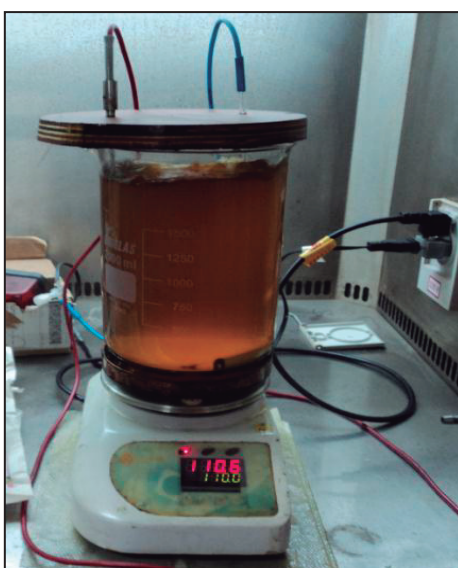


Figura 3.26 - Processo de oxidação controlada do biodiesel.

Após o processo de oxidação, as amostras C e D foram caracterizadas em ensaio Rancimat®, sendo encontrados tempos de indução de 2,8 h e 0,1 h, respectivamente. Foi verificada alteração de cor das amostras oxidadas em comparação com a amostra original, conforme evidenciado na figura 3.27.



Figura 3.27 - Amostras de biodiesel B, biodiesel oxidado por 1 hora e por 5 horas.

Em seguida cada uma destas amostras de biodiesel foi analisada para mensurar propriedades como número de cetano, ponto de fulgor, densidade, teor de água viscosidade, poder calorífico e corrosividade.

Foram realizados ensaios no laboratório de Máquinas Térmicas da COPPE-UFRJ a fim de verificar o número de cetano dos combustíveis utilizados pelo método ASTM-D613-CFR-Cetano (ver figura 3.28). Este ensaio deve ser realizado em condições padrões para os combustíveis de referência e para o combustível a ser analisado. As temperaturas do ar de admissão e do combustível no bico injetor devem ser de 40 ± 1 °C. O óleo lubrificante deve estar a 70 ± 2 °C. A vazão de cada combustível deve ser ajustada pela regulagem da cremalheira da bomba injetora para o valor de 60 ± 1 mL/min, enquanto que a injeção deve ocorrer em um ângulo de rotação do eixo virabrequim 13° antes daquele correspondente ao ponto morto superior. (PMS).

A medição se caracteriza em comparar a taxa de compressão necessária para que os combustíveis testados apresentem o mesmo atraso de ignição de combustíveis de referência (13° após injeção).

Neste ensaio foram utilizados combustíveis secundários de referência T-75 (número de cetano=75,0) e U-22 (número de cetano=22,0). Assim, os valores do

número de cetano foram encontrados interpolando-se os valores da posição do fuso que corresponde à taxa de compressão utilizada, conforme mostrado no Anexo-IV.



Figura 3.28 - Avaliação do número de cetano dos combustíveis testados.

Para a análise de corrosividade ao cobre foi utilizado um banho de imersão modelo AKV-202 fabricado pela Petrotest® com controle de temperatura através do método ASTM-D130.

A medição de densidade dos combustíveis foi conseguida por uso de um densímetro digital, modelo DMA-5000, fabricado pela Anton Paar®.

O teor de água dos combustíveis foi avaliado por um titulador Karl Fischer colométrico automático, modelo 831-KF, fabricado pela Metrohm®.

O poder calorífico de cada combustível foi medido por uma bomba calorimétrica automática modelo C-2000, fabricado pela Ika Works®, de acordo com a norma ASTM-D 240-87.

Doze composições distintas de combustível foram utilizadas para a avaliação do desempenho mecânico e do perfil de emissões, envolvendo misturas de diesel, biodiesel e etanol, além de misturas ternárias aditivadas com um aumentador de cetano comercial e o biodiesel oxidado. A tabela 3.11 descreve as frações volumétricas dos insumos para cada composição de combustível, em que o número subsequente à letra corresponde o percentual volumétrico de cada matéria-prima (diesel, biodiesel, etanol e aditivo).

Tabela 3.11 - Frações volumétricas das composições de combustíveis testadas.

| Denominação | Diesel (%) | Biodiesel (%) | | Etanol (%) | Aditivo (2-EHN) (%) |
|-------------|------------|---------------|-------------|------------|---------------------|
| | | Biodiesel A | Biodiesel D | | |
| D95B5 | 95 | 5 | --- | --- | --- |
| D93B5E2 | 93 | 5 | --- | 2 | --- |
| D91B5E4 | 91 | 5 | --- | 4 | --- |
| D91B6*E4 | 91 | 5 | 1 | 4 | --- |
| D89B5E6 | 89 | 5 | --- | 6 | --- |
| D65B35 | 65 | 35 | --- | --- | --- |
| D63B35E2 | 63 | 35 | --- | 2 | --- |
| D61B35E4 | 61 | 35 | --- | 4 | --- |
| D61B35*E4 | 61 | 15 | 20 | 4 | --- |
| D61B35E4A | 61 | 35 | --- | 4 | 0,5 |
| D59B35E6 | 59 | 35 | --- | 6 | --- |
| B100 | --- | 100 | --- | --- | --- |

3.3.2 Veículo Testado

Os testes ocorreram em um veículo utilitário Ford, modelo Ranger equipado com um motor Diesel modelo Powerstroke 3.0 L fabricado pela MWM do Brasil® de injeção eletrônica direta do tipo *common rail*, de quatro cilindros, refrigerado a solução aquosa e com potência máxima de 180 CV. O veículo é mostrado na figura 3.29.



Figura 3.29 - Veículo de teste posicionado sobre dinamômetro.

Os ensaios realizados neste veículo podem ser divididos em dois grupos: (1) Testes desenvolvidos em laboratório, onde foram avaliados potência, torque e retomada, (2) Testes em estrada, onde foram avaliadas emissões gasosas e de material particulado,

além de consumo de combustível, degradação de óleo lubrificante e de filtro de combustível durante uma campanha de 7000 km.

3.3.3 Testes de Potência Máxima, Torque e Aceleração

Para os testes em laboratório, o veículo foi inicialmente colocado em um dinamômetro de chassi fabricado pela Bosch®, modelo FLA 203, com velocidade máxima de teste de 270 km/h e potência máxima suportada de 400 kW. O dinamômetro é mostrado na Fig. 3.30.

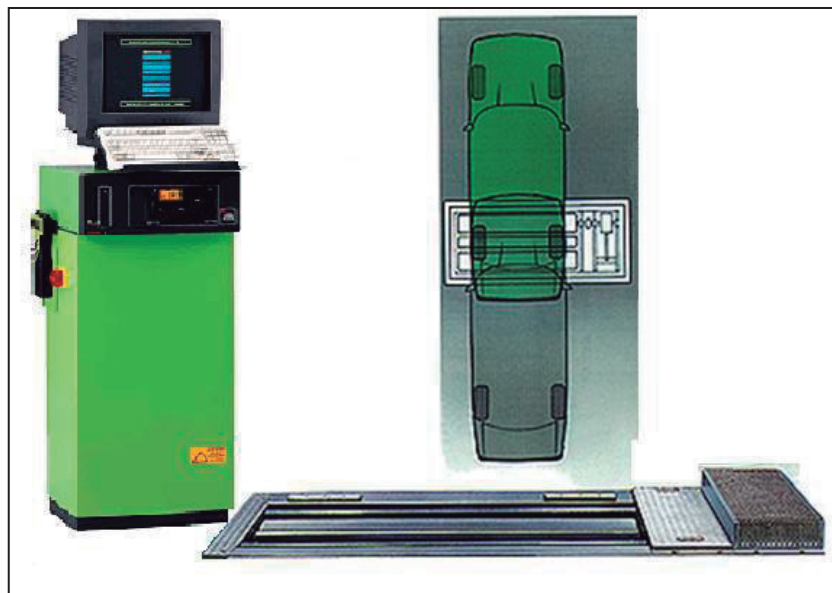


Figura 3.30 - Dinamômetro de chassi Bosch FLA 203.

Este dinamômetro permite a avaliação de diversos parâmetros do veículo como:

- Potência máxima de roda;
- Potência máxima do motor;
- Curva potência x rpm;
- Torque máximo;
- Curva torque x rpm;
- Tempo de retomada;
- Potência de saída para uma determinada carga de aceleração.

Um ventilador axial com vazão em descarga livre de 8000 m³/h foi utilizado para proporcionar o arrefecimento do motor, haja vista que o veículo permaneceu em repouso durante os testes. Para aumentar a segurança durante os testes, foram instaladas correias de carga dotadas de catraca de ajuste impedindo o deslocamento do veículo em caso de algum travamento do sistema de rolos. Cabos de aço foram utilizados como dispositivo de segurança redundante (ver figura 3.31).



Figura 3.31 - Ancoragem do veículo testado.

Como o dinamômetro é destinado a avaliar o desempenho de veículos do ciclo Otto, medindo a rotação do motor pela contagem dos pulsos de acionamento da vela de ignição, foi necessária a instalação de um módulo tacômetro digital fabricado pela Napro® (ver figura 3.32) que media a rotação do motor pelos pulsos de carregamento da bateria pelo alternador. Estes pulsos devidamente amplificados são disponibilizados para o medidor de rotação do dinamômetro. Desta forma foi possível se avaliar a rotação e o torque de saída do motor.

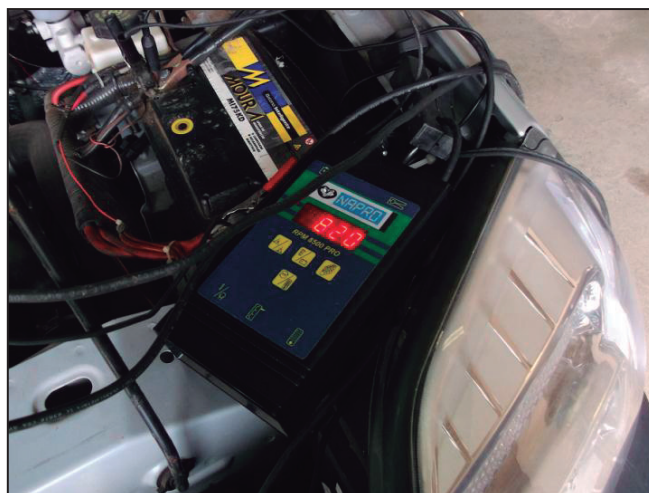


Figura 3.32 - Tacômetro digital para medição da rotação do motor.

Como foram testados diversos combustíveis, foi necessário dispor de um tanque postigo a fim de possibilitar a limpeza interna do reservatório, evitando a possibilidade de haver contaminação do novo combustível testado pelo combustível remanescente. Este tanque é alimentado por sistema de manobra de válvulas instalado na parte traseira do veículo para permitir a seleção do tanque em uso (original ou postigo), conforme ilustrado na Fig. 3.33. Uma chave seletora elétrica também foi instalada para definir qual bomba elétrica de baixa pressão de diesel estará em operação (tanque original ou postigo).

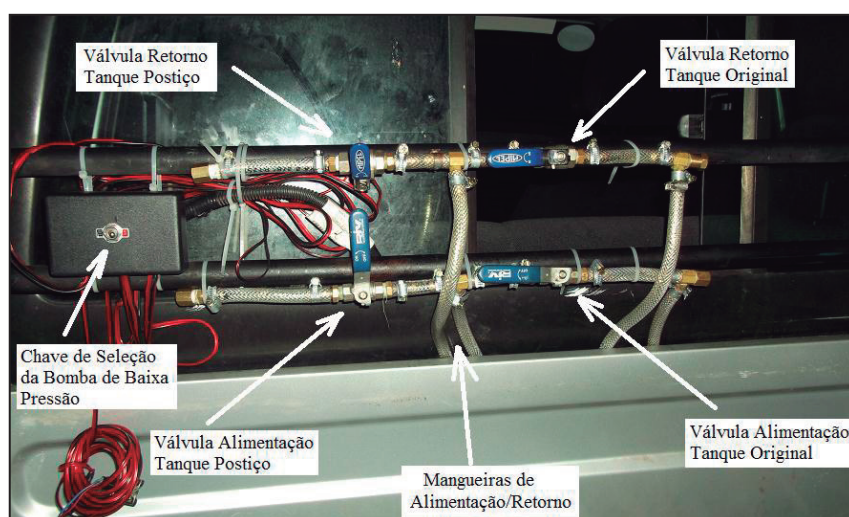


Figura 3.33 - Sistema de direcionamento de combustível entre tanque original e postigo.

O tanque postigo foi colocado atrás do veículo onde foram conectadas as mangueiras direcionadoras. Para melhor controle da temperatura do combustível, um

sensor intrusivo de temperatura do tipo NTC foi instalado no tanque garantindo melhor confiabilidade das amostras, bem como maior repetibilidade. A figura 3.34 mostra o posicionamento do tanque, bem como a localização do sensor de temperatura de combustível. A informação da temperatura de combustível era disponibilizada em um display digital no painel frontal do veículo. Como a temperatura do combustível afeta propriedades como viscosidade e volatilidade, todos os ensaios foram realizados dentro de um intervalo restrito de temperatura de combustível, evitando assim erros de discrepância.

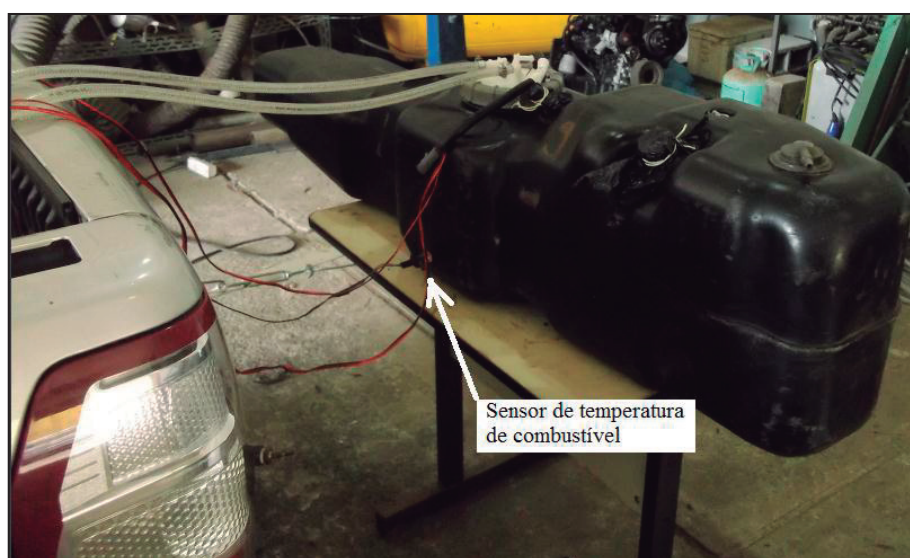


Figura 3.34 - Tanque postíço e localização do sensor de temperatura.

Nestes testes, o veículo foi inicialmente aquecido até que o indicador de temperatura do fluido de arrefecimento estivesse em posição intermediária e que a temperatura do combustível estivesse dentro do intervalo 38 ± 1 °C. A pressão dos pneus, regulada para 35 ± 1 psi_g, foi aferida no início dos testes para cada combustível.

Estes testes ocorreram da primeira até a quarta marcha, desde o repouso (0 rpm) até a máxima rotação de segurança do motor (4000 rpm) .

Para garantir melhor repetibilidade, as passagens de marcha (1ª a 4ª marcha) ocorreram nos mesmos valores de rotação do motor para todos os combustíveis. Estas rotações de troca de marcha foram previamente estudadas de forma a minimizar as reduções de potência durante a troca.

Foram realizados 25 ciclos para cada combustível nos testes de potência e torque, sendo selecionados os 20 resultados que apresentassem coeficiente de variação de Pearson inferior ou igual a 0,5%.

Os combustíveis utilizados nos testes foram totalmente removidos do veículo testado antes do mesmo ser abastecido com um novo combustível. Isto foi possível utilizando-se da bomba de baixa pressão posicionada no tanque postiço. Em seguida, o tanque foi lavado internamente e externamente com detergente neutro até que não se notasse nenhum vestígio do combustível anterior. Depois desse procedimento, o tanque passou por um processo de secagem para que pudesse ser abastecido com o novo combustível a ser testado.

O software do dinamômetro automaticamente traçava uma curva de velocidade e potência do motor do veículo testado. A partir da análise do gráfico e da tabela gerada podem-se encontrar os valores de potência e torque em função da rotação do motor (ver Fig. 3.35).

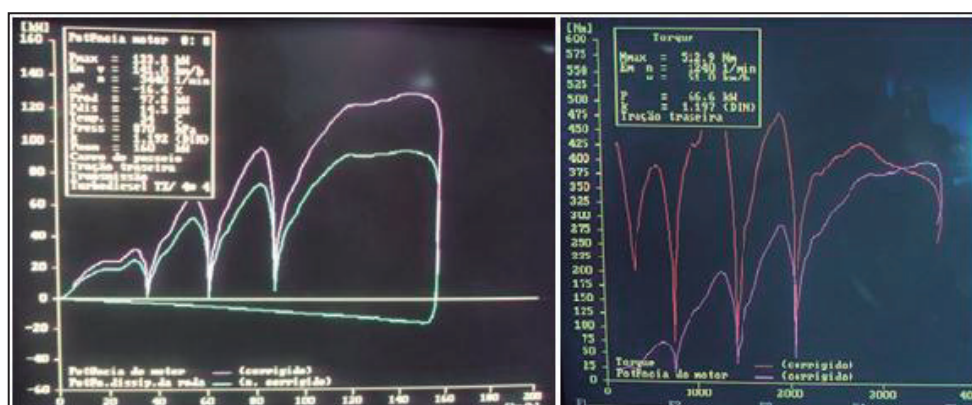


Figura 3.35 - Exemplos de gráficos de potência (a) e torque.

Para os testes de aceleração, foram adotadas duas formas distintas de condução: (1) Condução urbana (de 40 a 80 km/h em terceira marcha) (2) Condução rodoviária (de 40 a 100 km/h em quarta marcha).

Através destes testes pode-se comparar o tempo de resposta e o comportamento do veículo submetido aos modos de condução urbana e rodoviária, uma vez que estes se diferem bastante. Em um ciclo de condução urbana, o veículo normalmente precisa de uma aceleração mais rápida em intervalos de tempo e espaço menores, por isso o uso da terceira marcha, enquanto que nas conduções rodoviárias, normalmente há intervalos de tempo e espaço maiores, possibilitando acelerações menos incisivas, que explica o uso

da quarta marcha. Os mesmos testes foram repetidos com o condicionador de ar do carro ligado para que se pudessem avaliar os efeitos desse equipamento no desempenho do veículo.

O software do dinamômetro determina automaticamente o tempo entre as velocidades mínimas e máximas definidas previamente antes do teste. Para cada condição de teste o veículo era conduzido até 30 km/h (10 km/h inferior à velocidade de início de contagem de tempo), então o pedal do acelerador era levado ao seu fim de curso até atingir a velocidade de parada. Estes testes foram realizados a temperatura de 26 ± 3 °C e umidade relativa de $65 \pm 3\%$.

3.3.4 Testes em Estrada

Nos testes em estrada, foram avaliadas inicialmente as emissões gasosas e de material particulado durante a sua condução em rodovias.

Foram testadas duas composições de combustível: (1) D95B5 fornecida por postos de abastecimento de Petrobrás®, (2) Mistura ternária D90B6*E4 composta por 90% de diesel mineral v/v, 6% de biodiesel, sendo 5% de biodiesel de soja e 1% de biodiesel de gordura animal totalmente oxidado e 4% de etanol com pureza 99,3%. Durante a substituição do combustível foi realizada a limpeza do sistema de injeção com substituição dos filtros de óleo lubrificante, óleo combustível e de ar.

Inicialmente foram realizadas as medições das emissões gasosas e de MP, em 4 condições distintas de condução, conforme descrito a seguir:

- A) Pista horizontal com carga de 4000 N, rotação do motor de 2100 rpm;
- B) Pista horizontal sem carga, rotação do motor de 2100 rpm;
- C) Pista em aclave (inclinação média de 4°) com carga de 4000 N, rotação do motor de 2100 rpm;
- D) Pista em aclave (inclinação média de 4°) sem carga, rotação do motor de 2100 rpm;

Para os testes em pista horizontal o veículo foi conduzido em 4ª marcha a 90 km/h, pela rodovia BA-099 entre os municípios baianos de Esplanada e Entre Rios enquanto que para os testes em aclave, o veículo foi conduzido em 3ª marcha a 60 km/h,

pela Rodovia BR-101 no município de Cachoeira. Para estes testes, os pneus foram calibrados a 35 ± 1 psig, conforme especificação do fabricante.

Para a avaliação das emissões gasosas foi utilizado um analisador de gases portátil Telegan Tempest-50, que de maneira similar ao modelo Tempest-100 foi capaz de coletar as emissões gasosas de CO, CO₂, O₂ e NO_x. Foi instalada uma tomada de exaustos dentro do veículo, de forma a permitir a amostragem durante o trajeto. A sonda do analisador foi fixada a esta tomada, sendo instaladas conexões dotadas de anilhas cônicas a fim de evitar a entrada de ar atmosférico. Os compostos gasosos foram avaliados nas 4 condições de condução (A, B, C e D) descritas anteriormente. A figura 3.36 mostra o procedimento de coleta dos gases de escape em estrada.



Figura 3.36 - Procedimento de coleta das emissões gasosas.

Para a avaliação de material particulado, foi utilizado um equipamento dedicado para coleta de sólidos presentes na descarga do motor. Este equipamento, desenvolvido no LEN – Laboratório de energia e gás da UFBA, conta com a aspiração parcial dos gases diretamente da descarga do veículo por uma bomba de vácuo. Válvulas esféricas foram colocadas de forma a poder controlar a abertura ou bloqueio da linha. Devido a alta temperatura verificada nos gases de exaustão no ponto amostragem, foi construído um porta-filtro de alumínio capaz de suportar o elemento filtrante do tipo hóstia. Foram utilizados filtros de fibra de vidro, com abertura de $0,7 \mu\text{m}$ fabricados pela Milipore®. O equipamento conta com um medidor e controlador de fluxo do tipo rotâmetro com vazão de 0 a 15 L/min. O equipamento conta ainda com uma conexão para purga de nitrogênio a fim de permitir a limpeza da linha de coleta entre os ciclos.

Para proteção da bomba de vácuo, foi instalado um condensador de forma a resfriar os gases de exaustão, protegendo os componentes plásticos do sistema. A figura 3.37 mostra o fluxograma deste equipamento.

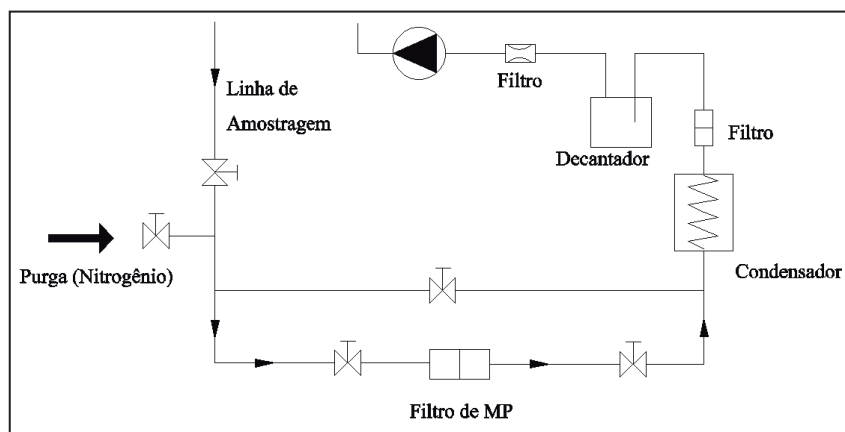


Figura 3.37 - Fluxograma do kit para coleta de material particulado.

Os detalhes construtivos deste equipamento de coleta de MP são mostrados na figura 3.38.

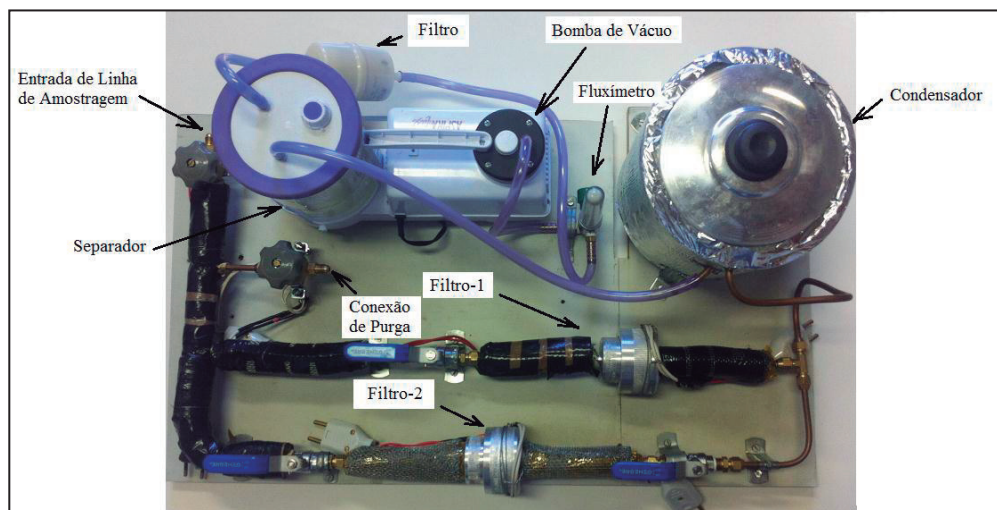


Figura 3.38 - Detalhes construtivos do equipamento para coleta de MP.

Durante os testes foi adotada uma vazão de 10 L/min regulada pelo fluxímetro do equipamento. Para evitar a deposição de condensados e hidrocarbonetos pesados absorvidos sobre o elemento filtrante de material particulado, toda a linha de amostragem bem como o filtro, foi aquecida por quatro resistências flexíveis com

revestimento em silicone, cada uma com 75 W. Toda a linha foi isolada termicamente com manta de lã de rocha recoberta com polietileno expandido. Um controlador de temperatura do tipo *on-off* modelo INV-1713J fabricado pela Inova® foi utilizado para manter a temperatura da linha no intervalo de temperatura de 100 ± 3 °C. A figura 3.39 mostra o detalhe da fixação da resistência de aquecimento, bem como do isolamento térmico aplicados na linha de amostragem.



Figura 3.39 - Fixação da resistência de aquecimento e isolamento térmico na linha de amostragem.

A figura 3.40 mostra a utilização do equipamento desenvolvido, bem como a retirada do elemento filtrante utilizado nos quatro regimes de condução citados anteriormente.

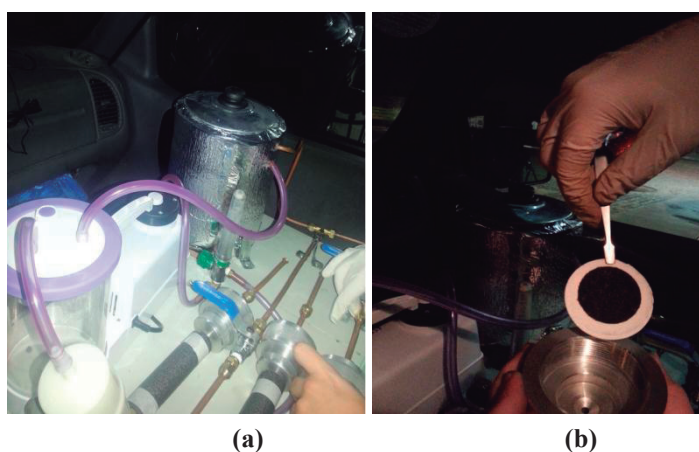


Figura 3.40 - (a) Utilização do kit para coleta de MP (b) retirada do filtro.

O material particulado foi avaliado de duas maneiras distintas. A primeira foi determinar as dimensões médias das partículas contidas em cada filtro, bem como identificar a composição química do material retido no filtro nos regimes de condução

em trechos de aclave (condução C e D) por um intervalo de tempo de 10 minutos. Foram realizados quatro ciclos para cada combustível.

O material amostrado foi então secado em estufa a 150°C e avaliado em um microscópio eletrônico de varredura (MEV) modelo JSM-6610LV, fabricado pela Jeol®, gentilmente disponibilizado pelo Instituto de Física da UFBA, permitindo avaliar a dimensão média das partículas, bem como composição química.

Sobre as amostras de elemento filtrante foi depositada uma camada de ouro a fim de aumentar a condutividade do material a ser analisado. Para tal, um impregnador de ouro a vácuo modelo Desk V, fabricado pela Dentum Vancum® (ver figura 3.41) foi utilizado para, sob vácuo de 50 mTorr, criar a camada condutora sobre as amostras.

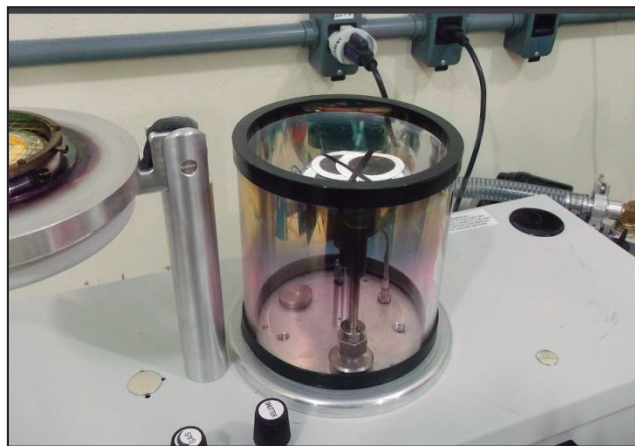


Figura 3.41 - Detalhe da preparação das amostras de MP para análise em MEV.

A figura 3.42 mostra a realização da análise em MEV nas amostras coletadas.

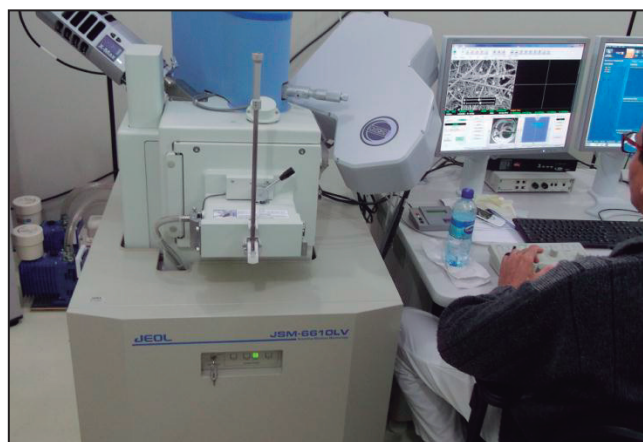


Figura 3.42 - Realização de ensaio em MEV.

As dimensões das partículas, bem como a sua frequência foram mensuradas através de MEV em três regiões distintas de cada filtro. A taxa de ampliação neste ensaio foi de 1:2000. Foram acompanhadas as partículas de dimensão superior ou igual a $1,0\ \mu\text{m}$, sendo a dimensão de cada partícula determinada por comparação a círculos de diâmetro conhecido desenhados pelo operador do equipamento na interface gráfica. A figura 3.43 ilustra o procedimento adotado.

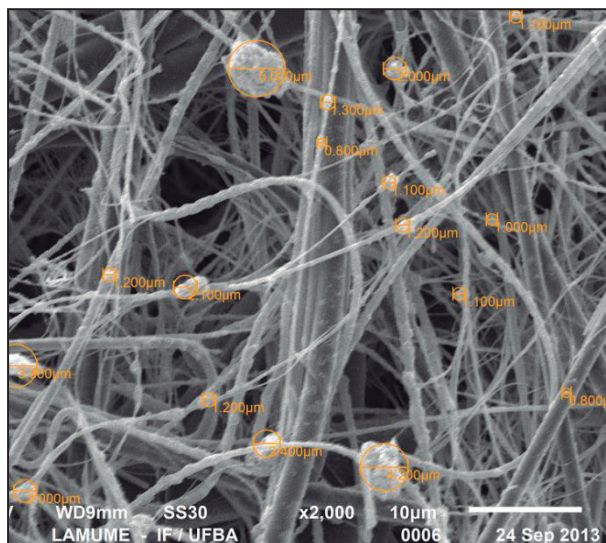


Figura 3.43 - Determinação da dimensão das partículas de MP.

A análise elementar do material particulado também pode ser averiguada, pelo módulo EDS (espectroscopia de energia dispersiva de raio-X) incorporado ao microscópio, podendo se medir a intensidade de diversos elementos químicos, a exemplo do carbono, principal constituinte do MP.

Para a avaliação do consumo de combustível, o veículo foi testado em estrada por uma campanha de 7000 km operando em trechos dos estados brasileiros da Bahia, Minas Gerais, Espírito Santo e Rio de Janeiro.

O combustível foi preparado utilizando-se primariamente da mistura binária comercial Diesel B-5 (classe S-10) fornecido preferencialmente em postos de abastecimento da Petrobrás ao longo do trajeto. A seguir foram adicionados os outros componentes a exemplo do biodiesel de soja suplementar e do biodiesel oxidado (C). A figura 3.44 ilustra a preparação do combustível em estrada.



Figura 3.44 - Preparação do combustível utilizado em estrada.

Para cada combustível foram registrados todos os itinerários realizados no período, as médias de consumo (km/l) em trechos de estrada, bem como a média geral da campanha. Para ambos os combustíveis, foi utilizado óleo Top Turbo da Petrobrás 15W40 retirados do mesmo lote de fabricação. Durante estes testes o ar condicionado do veículo permaneceu desligado.

A coleta do óleo lubrificante foi realizada por via superior utilizando-se de bomba de sucção manual, conforme evidenciado na figura 3.45. A análise se consistiu de avaliar o estado inicial do óleo, em seguida foi coletada uma amostra final aos 7000 km em duplicata para cada combustível.

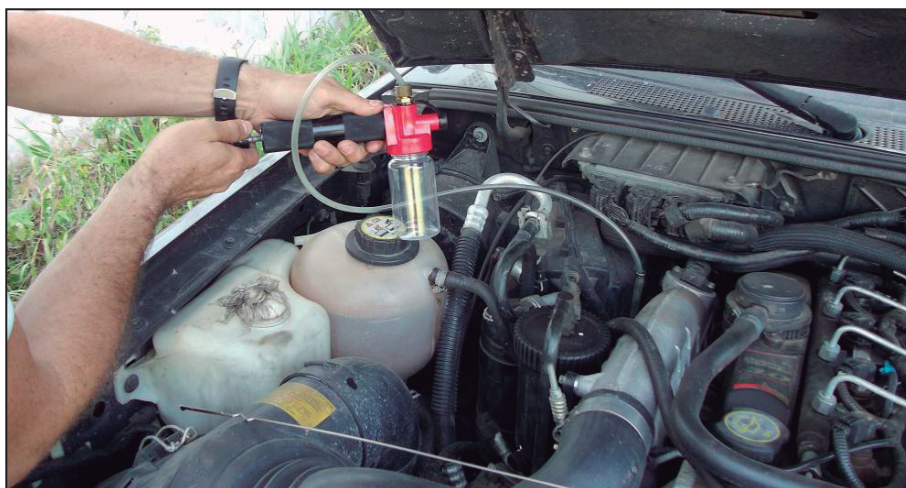


Figura 3.45 - Processo de coleta das amostras de óleo lubrificante.

A degradação de óleo lubrificante foi avaliada pelos ensaios de densidade, teor de água, viscosidade e corrosividade ao cobre.

Para a avaliação da viscosidade um viscosímetro rotacional fabricado pela Brookfield® modelo TC-502 foi utilizado para medição da viscosidade, bem como aferição do comportamento reológico do óleo lubrificante.

A degradação do filtro de combustível removido ao fim de cada campanha foi avaliada por inspeção visual em microscópio Stemi-2000C fabricado pela Zeiss.

CAPÍTULO 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão mostrados e discutidos os principais resultados obtidos com os ensaios realizados em três motores ICO distintos.

4.1 Uso do Etanol por Injeção Indireta no Ar de Admissão

Serão apresentados nesta seção os testes realizados num motor adaptado para operar com alimentação adicional de etanol pela tubulação de admissão de ar. A alimentação de álcool foi controlada por um sistema de gerenciamento eletrônico, descrito no capítulo anterior. Os resultados apresentados iniciam com os testes preliminares no sistema de injeção desenvolvido visando avaliar a exatidão do sistema eletrônico em relação à sincronia de injeção. Em seguida, são mostrados os resultados do perfil de emissões, consumo de combustível e análise energética.

4.1.1 Testes do Sistema de Injeção Desenvolvido

A montagem experimental desenvolvida permitiu quatro testes diferentes do sistema eletrônico de injeção:

A) Sincronia dos pulsos de pressão de óleo diesel.

O primeiro teste verificou o sincronismo entre os pulsos de pressão da bomba de injeção de diesel, já devidamente condicionados em relação ao sinal do ponto morto superior (PMS) do motor. A injeção deve ser capaz de começar exatamente no momento de PMS com um período fixo de 2,0 ms. A Figura 4.1 mostra os resultados realizados à 1800 rpm.

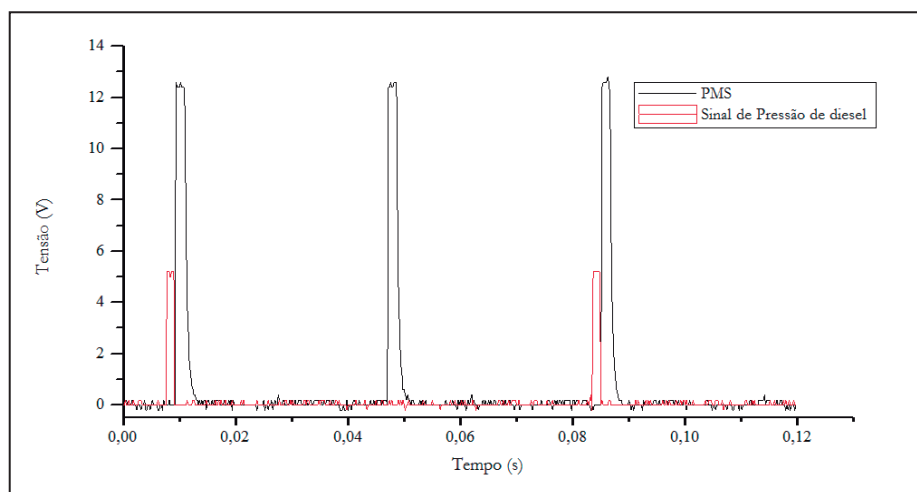


Figura 4.1 - Sinais de PMS e de pressão de óleo diesel em formato retangular.

Na Figura 4.1 podem-se observar claramente os pulsos de pressão de óleo diesel (linha vermelha) e o sinal de ocorrência de PMS (linha preta). A razão entre as frequências do PMS e sinal de pressão de óleo é de $\frac{1}{2}$, como esperado para um motor de 4 tempos. O sinal de pressão da linha de óleo diesel ocorre com avanço em relação ao sinal do PMS, conforme mencionado antes, há um avanço na injeção de óleo diesel de $26^{\circ}23'$, que corresponde a cerca de 2,0 ms, caso o motor esteja operando a 1800 rpm. Os sinais de injeção eletrônica para três rotações distintas foram adquiridas e serão apresentadas a seguir.

B) Testes de Sincronia da Injeção.

O segundo teste visou avaliar a sincronia entre a injeção de etanol e o sinal de PMS para três rotações diferentes: 1750, 1800 e 1850 rpm. Para cada velocidade, o código de controle, executado por um microcontrolador, foi capaz de calcular o atraso necessário para injeção, que neste teste foi programada para ter início exatamente no momento de ocorrência de PMS com um tempo de injeção fixo de 2,0 ms. A frequência e as formas de onda para as três velocidades foram adquiridos e são mostrados na figura 4.2. O sinal de controle da injeção eletrônica é mostrado em vermelho, enquanto o sinal de ocorrência de PMS é mostrado em preto.

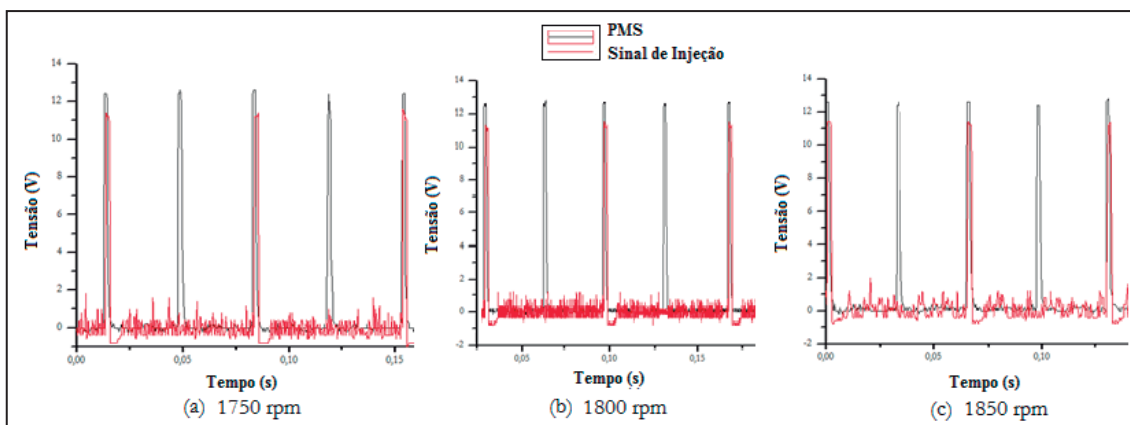


Figura 4.2 - Sinais de PMS e de injeção de etanol.

Para os três regimes, observou-se a mesma relação entre a frequência de injeção de etanol e o do sinal de PMS. Um osciloscópio digital, modelo 1062C, fabricado por Rigol ®, foi usado para medir com precisão o atraso entre os sinais conforme ilustrado na Figura 4.3.

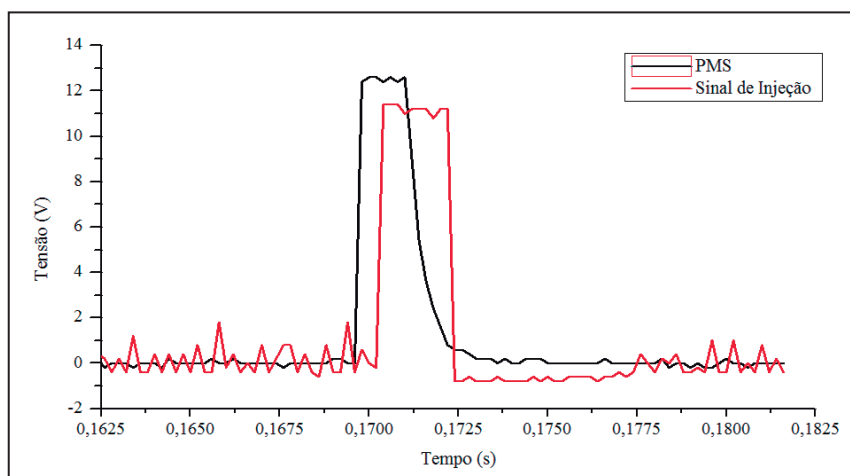


Figura 4.3 - Medição do atraso entre o sinal de injeção e o PMS.

Os atrasos para as três diferentes rotações do motor foram determinadas após 10 ciclos de aquisição, como resumido na Tabela 4.1.

Como mostrado na Tabela 4.1, o maior atraso observado foi a 1750 rpm, sendo verificada uma significativa diminuição deste atraso para velocidades mais altas. O pulso de pressão é formado mais lentamente a baixas velocidades, aumentando o atraso entre o sinal do sensor de pressão e o sinal de saída do CI NEE-555 (ver a figura 3.8).

Tabela 4.1 - Resultados para o atraso de injeção em 1750, 1800 e 1850 rpm.

| Ciclos | Atraso do início de Injeção (μ s) | | |
|-------------|--|-------------------------|-------------------------|
| | 1750 rpm | 1800 rpm | 1850 rpm |
| 1 | 800 | 700 | 500 |
| 2 | 900 | 670 | 550 |
| 3 | 800 | 750 | 600 |
| 4 | 900 | 700 | 500 |
| 5 | 800 | 700 | 500 |
| 6 | 800 | 700 | 500 |
| 7 | 850 | 660 | 550 |
| 8 | 850 | 720 | 500 |
| 9 | 850 | 700 | 550 |
| 10 | 850 | 700 | 550 |
| Valor Médio | 840 ± 90 (μ s) | 700 ± 60 (μ s) | 530 ± 80 (μ s) |

Em geral, os atrasos apresentados na tabela 4.1 são aceitáveis para o gerador elétrico testado, levando em conta que um motor Diesel de 4 tempos, a 1800 rpm tem uma duração no tempo de admissão de 16,7 ms, portanto, o atraso máximo corresponde a aproximadamente 5% do total do curso de admissão. O atraso de injeção pode ser reduzido por meio de sensores de pressão mais rápidos, circuitos de disparo especiais ou de aplicação de uma tabela de correção de atraso na memória de programa do microcontrolador de EM-2.

Os resultados médios para a redução da temperatura do ar de admissão, temperatura dos gases de escape, emissões de gases de escape, consumo de combustível e da análise energética são mostrados na próxima secção. Nestes testes a injeção de etanol foi programada para iniciar 5° após a ocorrência de ponto morto superior (PMS), respeitando, assim, o atraso de fechamento da válvula de escape do motor. As incertezas de medição apresentados nas próximas seções foram avaliados para uma confiabilidade de 95%.

4.1.2 Resultados para Temperaturas de Admissão e de Exaustos

Na Tabela 4.2 são apresentados os valores medidos para as temperaturas de entrada de ar nos pontos à montante a à jusante do local de injeção, assim como a temperatura dos gases de escape para cada combustível testado.

Tabela 4.2 - Resultados para temperaturas de admissão e de descarga.

| Combustível | Temperatura à montante da injeção (°C) | Temperatura à jusante da injeção (°C) | Temperatura dos gases de escape (°C) |
|-----------------|--|---------------------------------------|--------------------------------------|
| D70B30 | 29,5 ± 0,2 | 29,5 ± 0,2 | 264,6 ± 0,4 |
| D70B30-E5 | 29,5 ± 0,3 | 19,2 ± 0,3 | 249,5 ± 0,5 |
| D70B30-E9 | 30,8 ± 0,2 | 15,0 ± 0,2 | 241,8 ± 0,5 |
| D70B30-E15 | 30,7 ± 0,2 | 14,2 ± 0,2 | 234,5 ± 0,5 |
| D70B30-A0.4-E15 | 31,0 ± 0,2 | 14,1 ± 0,2 | 237,5 ± 0,5 |

Como pode ser observado, a utilização de etanol resultou numa redução significativa da temperatura de entrada do ar causada pelo alto calor latente de vaporização deste combustível, como mostrado na Tabela 3.6. A temperatura dos gases de escape segue uma tendência similar à observada para a temperatura do ar no ponto de pós-injeção. No entanto, a redução da temperatura dos gases de escape é maior do que a redução da temperatura medida observada para o ar de admissão. Isto pode ser atribuído, em parte, ao fato de que parte de etanol só vaporiza na câmara de combustão. Como o injetor foi colocado próximo à entrada do motor, é possível que com as velocidades de admissão elevadas não haja tempo suficiente para permitir uma melhor mistura entre ar e combustível (etanol). Isto dificulta a vaporização de grandes quantidades de etanol antes da entrada da câmara de combustão. A redução da temperatura da câmara de combustão pode influenciar na redução das emissões de NO_x.

4.1.3 Perfil de Emissão dos Gases Exaustos

- **Emissões de NO_x e CO**

Os resultados para os óxidos de nitrogênio (NO_x) e as emissões de monóxido de carbono (CO) são mostrados na Figura 4.4. As barras de erro representam as incertezas das medidas para uma confiabilidade de 95%. As emissões de NO_x são fortemente relacionadas com as temperaturas máximas obtidas no interior do cilindro do motor durante a combustão. O teor de oxigênio no combustível pode aumentar as emissões de NO_x em motores Diesel. Como pode ser visto na Figura 4.4, a adição de etanol causou uma redução significativa nas emissões de NO_x. Esta redução pode, em parte, ser atribuída ao efeito de resfriamento produzido pelo alto calor latente do etanol, mas a

adição de um combustível com um número muito baixo de cetano deveria aumentar significativamente o atraso da ignição, de modo a produzir um atraso na formação do pico de pressão, o que resulta numa diminuição da pressão da câmara de combustão e a temperatura como discutido por Park *et al.* (2011). Estes autores observaram que o aumento do teor de etanol no óleo diesel aumenta o atraso da ignição. Como o etanol é fornecido não misturado com o combustível injetado em alta pressão (diesel+biodiesel), o oxigênio na molécula do etanol provavelmente não participa na combustão em spray, portanto, não contribuindo para o aumento das emissões NOx. Além disso, o elevado calor latente de vaporização do etanol pode induzir uma redução da temperatura na câmara de combustão, tal como observado neste trabalho e como descrito por Zhu *et al.* (2011), que testaram o efeito do etanol em misturas de biodiesel. De acordo com outros autores (RANDAZZO e SODRÉ, 2011) por conta do baixo poder calorífico do etanol, grandes quantidades de etanol são necessários, em comparação com o óleo diesel, para produzir a mesma potência do motor, intensificando, assim, a vaporização do combustível e reduzindo assim as temperaturas atingidas na câmara de combustão, minimizando, portanto, as emissões de NOx.

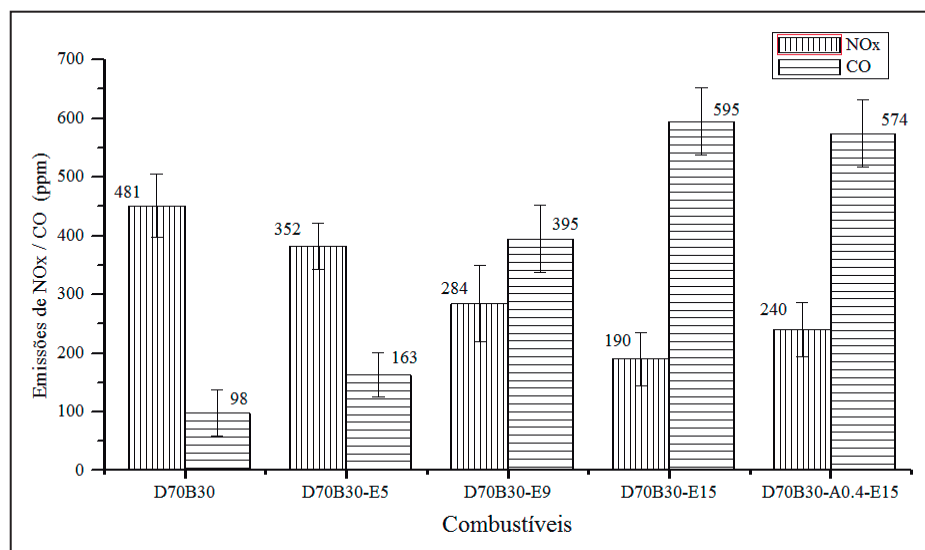


Figura 4.4 - Emissões de NOx e CO para os combustíveis testados no motor M-85.

O monóxido de carbono é geralmente formado quando o motor funciona com mistura ar-combustível rica. As emissões de monóxido de carbono ilustradas na Figura 4.4 mostram um aumento consistente com a adição de etanol na composição do combustível, provavelmente devido a pré-mistura de etanol numa mistura muito pobre,

que poderia não queimar quando do início da injeção de diesel-biodiesel. Além disso, devido ao spray de etanol ter sido injetado em uma pressão baixa (0,25 MPa) é possível que o etanol não tenha se misturado adequadamente ao ar, criando zonas ricas de etanol no cilindro.

DTBP não têm nitrogênio na sua composição, tais como outros aditivos de número de cetano como o 2-EHN, mas, a redução induzida do atraso da ignição pode aumentar a taxa de calor transferido para a câmara. Esta pode ser a razão pela qual a utilização do aditivo conduziu a uma muito pequena redução das emissões de monóxido de carbono e um discreto aumento das emissões de NOx.

- **Emissões de HC**

Em geral, os hidrocarbonetos não queimados podem ser formados nos motores Diesel por combustão incompleta, operação em combustão rica, depósitos de hidrocarbonetos nas paredes da câmara de combustão ou ainda a partir do combustível deixado no interior da câmara de combustão pelo volume residual armazenado na extremidade do injetor (MARTINS, 2013). Os resultados para o total de hidrocarbonetos não queimados (HC) emissões são mostrados na Figura 4.5, onde pode ser notado um aumento das emissões de HC, com a adição de etanol. Tal como descrito por Lu *et al.* (2008), provavelmente durante os tempos de admissão e compressão parte do etanol pré-misturado com o ar é mantido dentro da folga dos anéis de pistão e a zona morta da câmara de combustão. Por ter uma fraca capacidade de ignição, estas misturas são apenas parcialmente oxidadas ou não oxidadas durante todo o processo de combustão, o que favorece a formação de hidrocarbonetos não queimados durante os cursos de expansão e exaustão (MARTINS, 2013). A utilização do aditivo DTBP provocou uma discreta redução das emissões de hidrocarbonetos, gerada provavelmente pela diminuição do atraso de ignição.

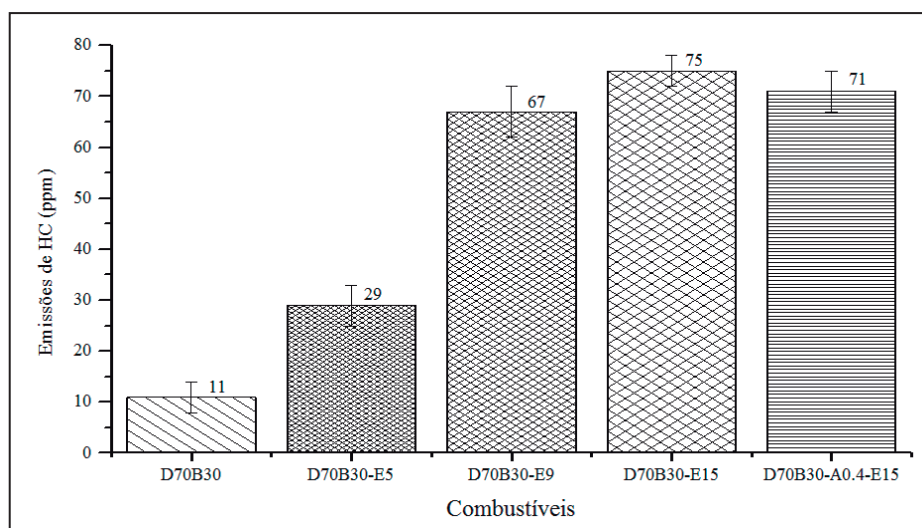


Figura 4.5 - Emissões de HC para os combustíveis testados.

- **Emissões de CO₂**

A Figura 4.6 mostra os resultados para as emissões de CO₂ medidas em % (v/v). Pode ser notada uma redução significativa nas emissões de CO₂ com o aumento do teor de etanol. Isto ocorre porque o etanol tem uma menor relação C/H quando comparado ao diesel fóssil e ao biodiesel. Estes resultados estão de acordo com aqueles obtidos por Randazzo e Sodré (2011).

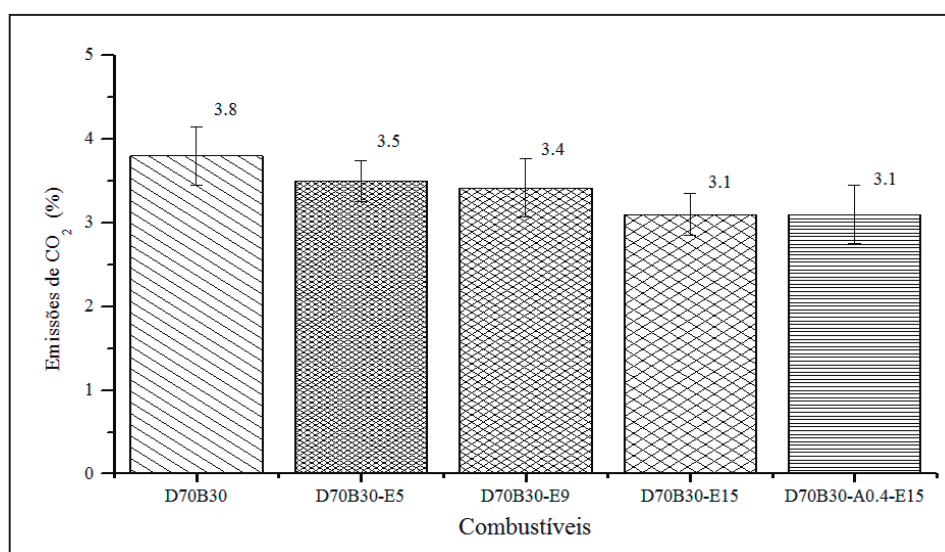


Figura 4.6 - Emissões de CO₂ para os combustíveis testados.

- **Opacidade**

A opacidade dos gases de escape dos motores diesel é causada principalmente pela formação de material particulado constituído por fuligem de carbono sólido produzido em zonas ricas de mistura dentro do cilindro durante a reação de combustão. A opacidade medida pelo coeficiente de absorção da luz (m^{-1}) é mostrada na Figura 4.7. Com o aumento do teor de etanol, é possível observar uma redução na opacidade até uma concentração de 9% de etanol. Um aumento adicional de etanol para 15% não produziu melhoria adicional. A utilização do etanol pode levar oxigênio às áreas ricas em combustível durante o processo de combustão dentro do cilindro. De acordo com Zhu *et al.* (2011), o etanol pode reduzir os precursores de fuligem, devido à produção de radicais OH, reduzindo assim a formação de material particulado. A incorporação do aditivo conduziu a uma ligeira redução na opacidade dos gases de escape, embora a incerteza das medidas torne impossível melhores conclusões.

Tsang *et al.* (2010) verificaram que a diminuição da opacidade com o uso de etanol é menos perceptível sob condições de baixa carga, como as condições utilizadas nos ensaios do presente ensaio.

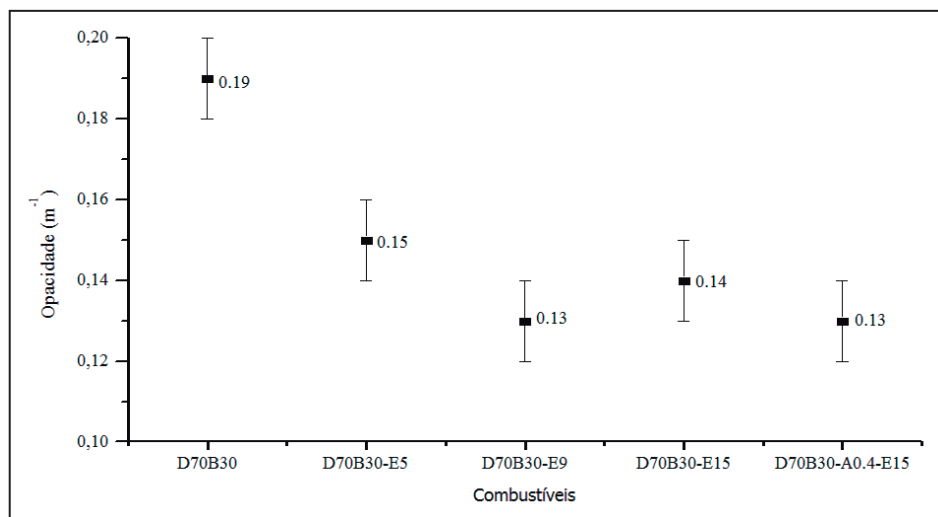


Figura 4.7 - Opacidade avaliada para os combustíveis testados.

4.1.4 Consumo de Combustível

Conforme evidenciado na figura 4.8, é possível notar uma elevação consistente do consumo específico de combustível com o aumento do teor de etanol. Com a diminuição do poder calorífico e do número de cetano, o consumo específico total de combustível determinado pela soma das massas consumidas de etanol e da mistura binária (D70B30) deve sofrer um aumento para suprir a mesma potência de saída.

O uso do aditivo proporcionou uma discreta redução no consumo de combustível (ver figura 4.8).

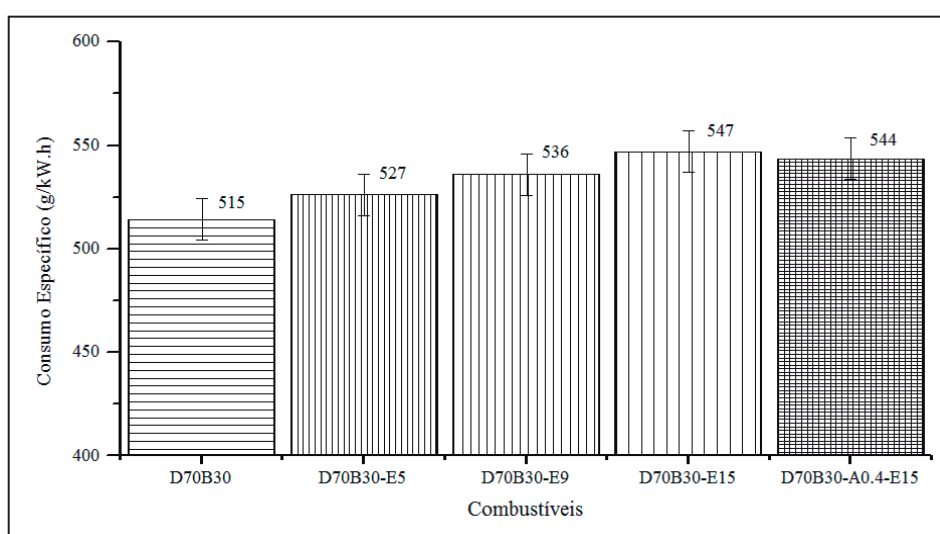


Figura 4.8 - Consumo específico de combustível para cada combustível.

A Figura 4.9 mostra a redução percentual do consumo da mistura diesel-biodiesel como resultado da introdução de etanol no tubo de admissão de ar do motor. Com o aumento dos níveis de etanol a quantidade necessária de combustível (diesel + biodiesel), para manter o mesmo nível de potência, foi claramente reduzido. A utilização do aditivo produziu uma pequena redução adicional no consumo dos óleos diesel e biodiesel. A melhoria nas condições de combustão pode ter contribuído para uma reação de combustão mais eficiente, reduzindo a taxa de fluxo requerida da mistura binária injetada em alta pressão (D70B30).

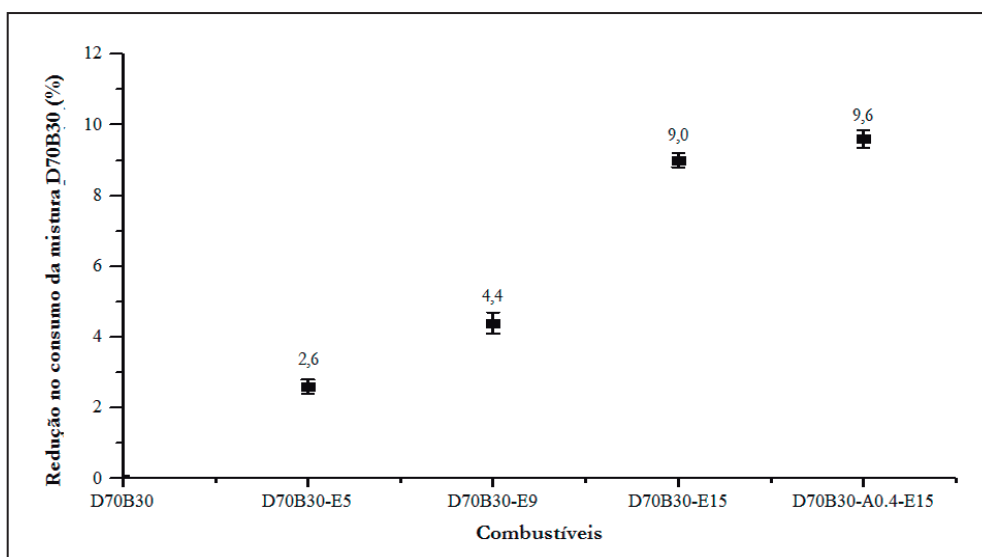


Figura 4.9 - Redução do consumo de óleo diesel para cada mistura.

4.1.5 Análise Energética

A Tabela 4.3 mostra os fluxos de energia que entram e saem do motor para os cinco combustíveis testados. Há um aumento consistente na energia de entrada com o aumento do teor de etanol injetado. Como dito anteriormente, o fluxo de massa de combustível de alta pressão (D70B30) foi reduzido. Entretanto esta redução no conteúdo de energia, suprido originalmente pela mistura binária de diesel e biodiesel, é menor que o excesso de energia provido pela injeção adicional de etanol. Isto pode ser explicado pelo fato de que a eficiência de combustão foi discretamente deteriorada como a adição suplementar de altos percentuais de etanol.

Embora haja uma diminuição da temperatura de descarga, quando o etanol foi injetado (ver tabela 4.2), a energia contida nos gases de escape mostra um pequeno aumento. Isto se deve à elevação das frações de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados presentes nos gases de escape. A incorporação do aditivo não alterou a energia que acompanha os gases de escape, uma vez que a discreta redução nas emissões de HC e CO foi compensada pelo pequeno aumento na temperatura dos gases de escape.

Tabela 4.3 - Resultados para Análise Energética.

| Fluxo de energia (kW) | Combustíveis | | | | |
|-----------------------------|--------------|-----------|-----------|------------|----------------|
| | D70B30 | D70B30-E5 | D70B30-E9 | D70B30-E15 | D70B30-A0.4E15 |
| Energia de entrada | 9,29 | 9,35 | 9,44 | 9,46 | 9,41 |
| Potência elétrica gerada | 1,58 | 1,58 | 1,58 | 1,58 | 1,58 |
| Calor perdido | 4,71 | 4,74 | 4,72 | 4,68 | 4,63 |
| Energia dos gases de escape | 3,00 | 3,03 | 3,14 | 3,20 | 3,20 |

Os resultados para a eficiência da energia do motor para cada combustível testado são mostrados na Figura 4.10. O cálculo da eficiência refere-se à eficiência global do conjunto moto-gerador, levando em conta, portanto, as perdas de energia causadas pela transmissão mecânica e pelo efeito Joule, verificados no gerador, no controlador do gerador, bem como seus cabos de alimentação elétrica. É possível observar uma redução da eficiência energética com o aumento do teor de etanol na composição do combustível. Como dito antes, isso provavelmente ocorreu devido ao baixo número de cetano do etanol, o que resultou em redução da eficiência energética do motor. A utilização do aditivo (DTBP) resultou numa ligeira melhoria da eficiência energética, embora a dispersão das medidas impeça conclusões mais precisas.

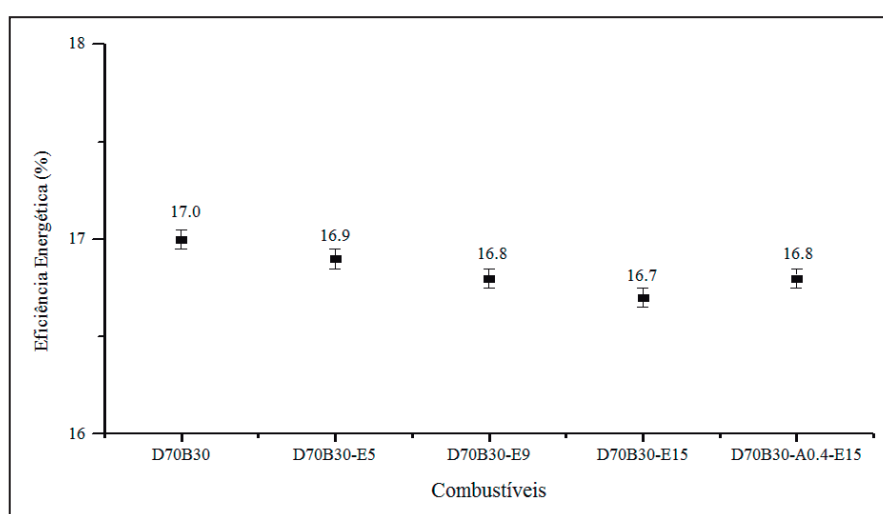


Figura 4.10 - Redução do consumo de óleo diesel para cada mistura.

4.2 Uso de Mistura de Diesel-biodiesel-etanol em um Motor de Injeção Direta Mecânica.

A seguir serão apresentados os resultados dos testes em bancada dinanométrica de um motor Diesel de injeção direta mecânica operando com uma mistura ternária com 6% de etanol e 5% de biodiesel. Seus resultados são comparados àqueles obtidos para a mistura binária comercial de diesel e biodiesel - D95B5 (95% diesel, 5% biodiesel v/v) e ao biodiesel puro de soja – B100.

4.2.1 Perfil de Emissões

- Emissões de CO₂

A figura 4.11 mostra os resultados de emissões de CO₂ avaliadas em percentual na base seca (v/v). Pode ser verificada uma significativa redução nas emissões de CO₂ com o aumento do teor de etanol. Isto ocorre, pois o etanol tem uma menor relação C/H em sua molécula se comparado aos demais combustíveis. Randazzo e Sodré (2011) encontraram resultados similares. Esta redução, que corresponde a aproximadamente 20% do valor obtido para a mistura comercial (D95B5), é significativa além do fato de que parte do CO₂ emitido pela mistura ternária vem de origem renovável, o que pode ser uma importante alternativa visando à redução do aquecimento global proveniente do efeito estufa.

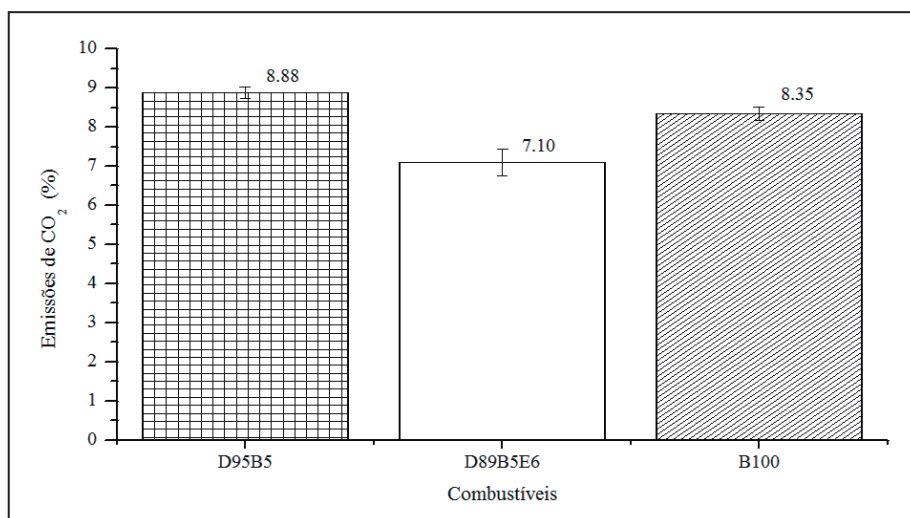


Figura 4.11 - Resultados para emissões CO₂.

Os resultados para as emissões de óxidos de nitrogênio (NOx) e monóxido de carbono (CO) são mostrados na figura 4.12. As barras de erro representam as dispersões das medidas para uma confiabilidade de 95%.

Conforme evidenciado na figura 5.12, a adição de etanol causou discreta redução das emissões de NOx. Segundo Zhu *et al.* (2011) o NOx, formado na câmara de combustão, se dá pelo mecanismo térmico, sendo assim, o alto calor latente de vaporização e o baixo poder calorífico do etanol contribuem para a redução dos NOx. Contudo, o baixo número de cetano e seu alto teor de oxigênio favorecem o aumento das emissões de óxido de nitrogênio. Nos estudos que deram lugar a esta tese, fatores como o alto calor latente de vaporização do etanol e o baixo poder calorífico podem ter se sobressaído em relação a outros menos dominantes, provocando a redução do pico de pressão e de temperatura na câmara de combustão, reduzindo assim, as emissões de NOx, conforme também verificado por Xing-cai *et al.* (2004). Dos três combustíveis testados, o biodiesel puro apresentou maior emissão de NOx, haja vista que este combustível é o que apresenta maior teor de oxigênio dentre as composições de combustível avaliadas. Além disso, por apresentar um elevado módulo de compressibilidade volumétrica (Lapuerta *et al.*, 2008) tem sua injeção antecipada em relação ao diesel mineral, o que potencializa a combustão em pré-mistura favorecendo o aumento da temperatura da câmara e a formação dos NOx, o que também foi verificado por Lin *et al.* (2007).

O monóxido de carbono é um gás tóxico, inodoro e geralmente formado quando o motor opera numa condição de rica razão de equivalência combustível/ar. As emissões de monóxido de carbono mostram redução consistente com a adição de etanol na mistura. Por ser um composto oxigenado, o etanol pode levar oxigênio a algumas zonas da câmara de combustão, proporcionando uma combustão mais eficiente. Guarieiro *et al.* (2009) encontraram resultados similares para um teor de etanol de 5% na mistura. Enquanto que Tsang *et al.* (2010) encontraram resultados discordantes, relatando aumento das emissões de monóxido de carbono com o aumento do teor de etanol injetado no motor.

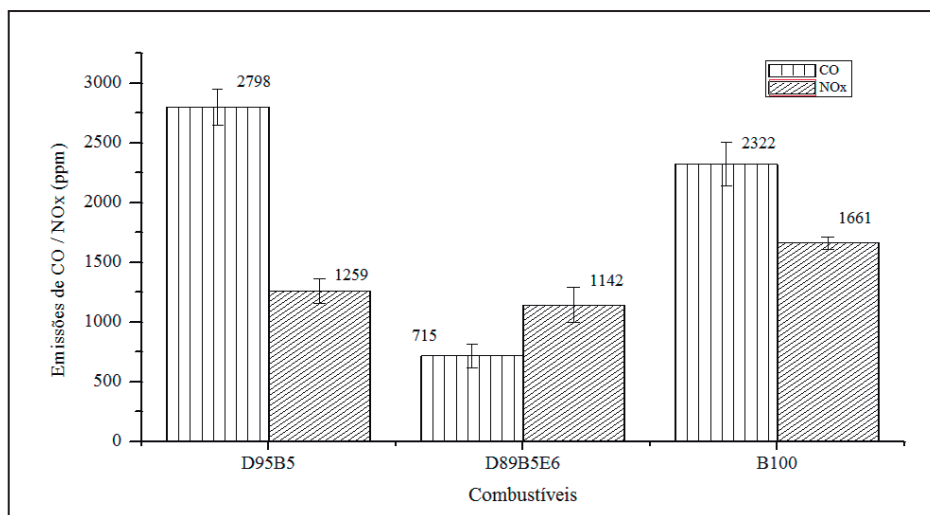


Figura 4.12 - Emissões de CO e NOx para cada um dos combustíveis.

Os resultados para as emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC) são mostrados na figura 4.13, onde pode ser notado um acréscimo das emissões de HC com a adição de etanol. Por ter uma fraca característica de ignição por compressão devido ao reduzido número de cetano, aliado à redução da temperatura da câmara de combustão, o etanol provoca o aumento de combustão incompleta favorecendo a formação de hidrocarbonetos totais não queimados. Outros pesquisadores, como Lei *et al.* (2012) e Tsang *et al.* (2010), encontraram resultados similares, reportando um aumento das emissões de HC com o aumento do teor de etanol. O biodiesel puro apresentou menores emissões de HC em relação à mistura comercial e à mistura ternária de etanol. Isso em função do fato do combustível apresentar elevado teor de oxigênio e alto número de cetano o que melhor a sua característica de ignição. A redução das emissões de HC como uso do biodiesel também foi confirmada por Di *et al.* (2009), contudo Lin *et al.* (2007) não encontraram apreciável variação dos hidrocarbonetos não queimados com o aumento do teor de biodiesel.

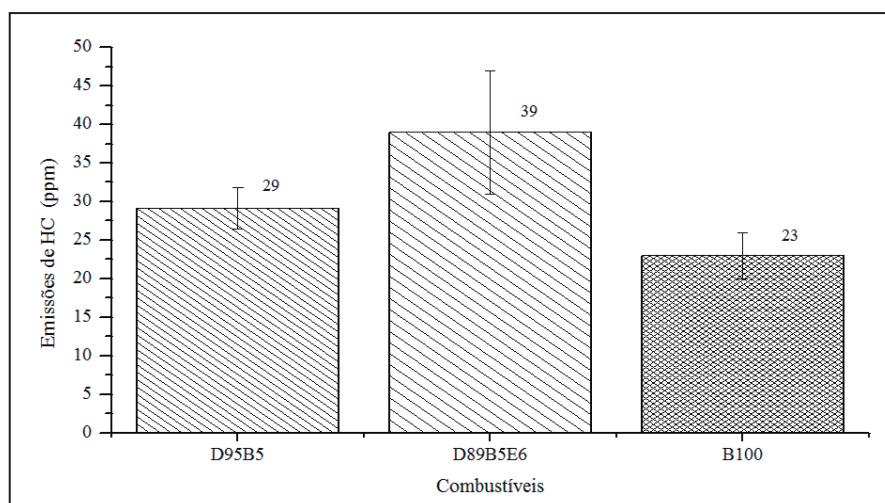


Figura 4.13 - Resultados para emissões de HC.

O material particulado emitido pelo motor foi avaliado para cada combustível por método gravimétrico, sendo coletado por filtros em um túnel de diluição, conforme descrito no capítulo 3.

Os resultados para a massa do material particulado por unidade volumétrica (g/m^3) são mostrados na figura 4.14. De uma forma geral, as massas de material particulado para dimensões até $\text{PM-1 } \mu\text{m}$ e até $\text{PM-2,5 } \mu\text{m}$ não mostraram diferença significativa. De acordo a mostrado na figura 4.14 a mistura binária composta boa parte por diesel mineral apresentou as maiores emissões de material particulado na base volumétrica. Por ser uma mistura com muito baixo teor de oxigênio, e conter enxofre este combustível pode não favorecer a oxidação da fuligem formada na câmara de combustão (BRAUN, 2003). O biodiesel por sua vez, isento de enxofre, com elevado teor de oxigênio e por gerar picos de pressão e temperatura mais elevados na câmara de combustão, pode favorecer a redução da formação do material particulado. Resultados similares são relatados em trabalhos prévios (Di *et al.*, 2009; KAPLAN *et al.*, 2006). O etanol proporcionou redução adicional do particulado na base volumétrica. Embora tendo alto calor latente de vaporização o que reduziria a temperatura da câmara e assim aumentando a formação de MP, este combustível tem elevada relação O/C, que juntamente como baixo número de cetano, favorece a melhor difusão de oxigênio na câmara, possibilitando melhor oxidação da fuligem, reduzindo assim o MP. Tal resultado esta de acordo com outros trabalhos prévios que também relataram a redução do MP com o uso do etanol (Xing-Cai *et al.*, 2004) que atribuíram a redução do particulado pelo alto teor de oxigênio do etanol.

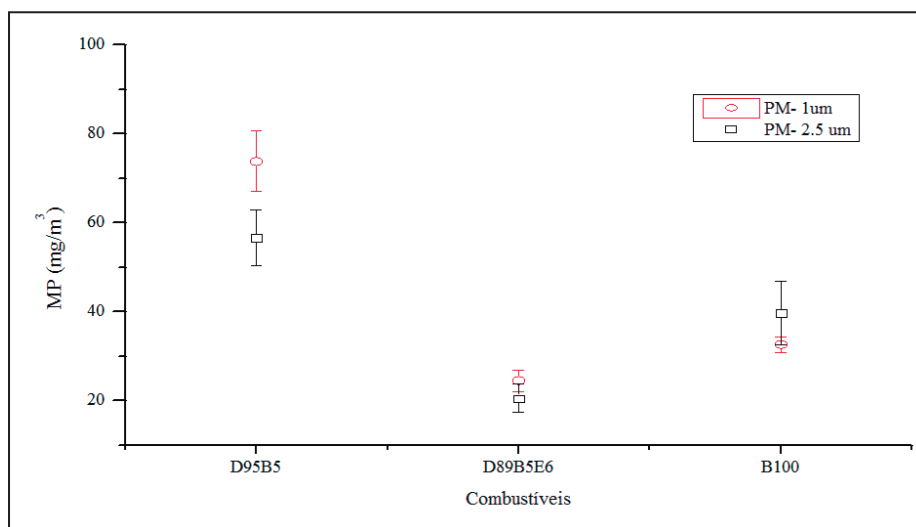


Figura 4.14 - Resultados para emissões de MP na base volumétrica.

Os resultados para as emissões de MP na base específica (mg/kW.h) são mostrados na figura 4.15. As emissões de MP por unidade de energia gerada seguem mesma tendência apresentada na figura 4.14, contudo a diferença entre as emissões da mistura ternária e do biodiesel puro são menores, haja vista que a mistura ternária com etanol propiciou menor potência, o que amortizou discretamente a diferença específica do MP.

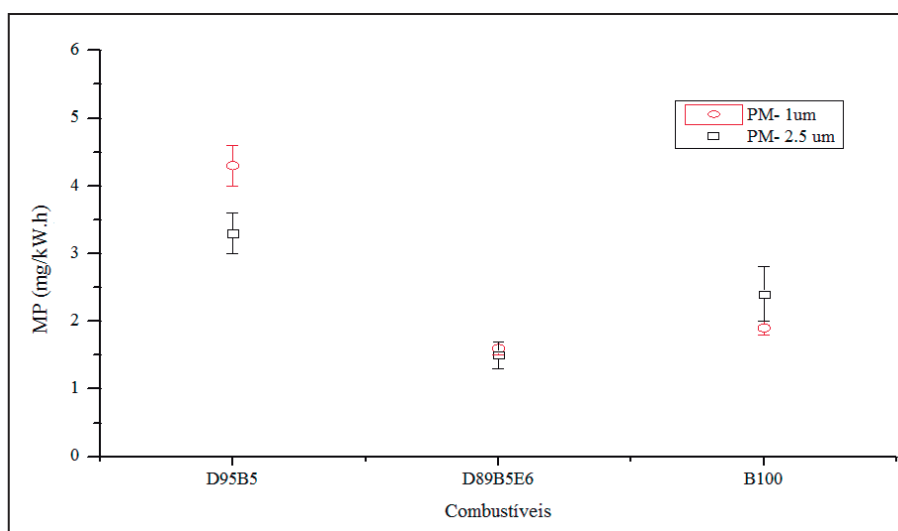


Figura 4.15 - Resultados para emissões de MP na base específica.

É sabido por trabalhos anteriores (BRAUN, 2003) que o enxofre pode atuar com um precursor da fuligem pela formação de sulfatos aderidos ao núcleo carbônico

durante o tempo de expansão do motor. O diesel empregado neste trabalho embora de classificação S-10 (máximo de 10 ppm de enxofre) foi fornecido no período de substituição do diesel S-50. Por isso é provável conter traços de enxofre residuais nos tanques de abastecimento, o que pode ter contribuído para o aumento do material particulado para a mistura D95B5.

4.2.2 Análise Energética

Na figura 4.16 são mostrados os resultados para a potência de saída do motor para cada um dos combustíveis testados. Por ter um poder calorífico superior aos demais combustíveis, a mistura binária D95B5 apresentou maior potência de saída. O biodiesel, por ter menor poder calorífico entre os três combustíveis testados apresentou menor potência de saída. Çetinkaya *et al.* (2007) encontraram resultados similares reportando discreta perda de potência com o uso do biodiesel puro. Embora apresente poder calorífico intermediário entre os combustíveis testados, a mistura ternária apresentou a menor das potências medidas. Foi verificada uma discreta formação de microbolhas no tanque de combustível, para tempos de funcionamento superiores à uma hora indicando pequena vaporização do combustível na linha de injeção com o aquecimento do combustível. A alta volatilidade do etanol pode favorecer a sua vaporização na linha de retorno, o que pode prejudicar o processo de injeção em motores Diesel de injeção direta. A final, este motor não foi projetado para este tipo de combustível. O baixo número de cetano do etanol também pode explicar esta sensível redução.

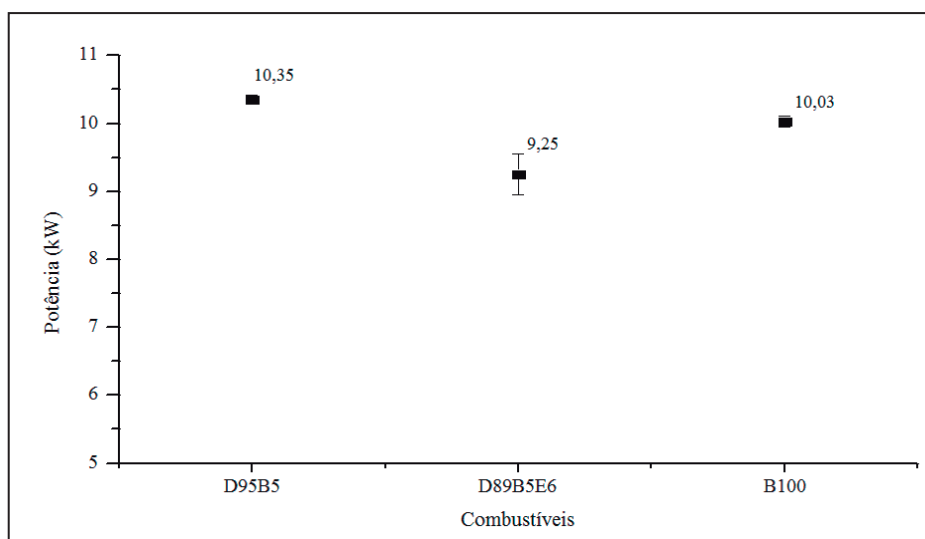


Figura 4.16 - Potência de saída para cada um dos combustíveis testados.

Os resultados de consumo específico são mostrados na figura 4.17. Embora a mistura ternária (D89B5E6) tenha apresentado menor potência dos três combustíveis, este combustível apresentou baixo consumo absoluto, proporcionando consumo específico intermediário entre os combustíveis testados, superior, portanto à da mistura comercial. Zhu *et al.* (2011) também encontrou resultados similares, reportando aumento do consumo específico com o teor de etanol. O autor justificou este aumento pela redução do poder calorífico do combustível. O biodiesel por apresentar menor poder calorífico, obteve maior consumo específico, fato também verificado por Whalen *et al.* (2013).

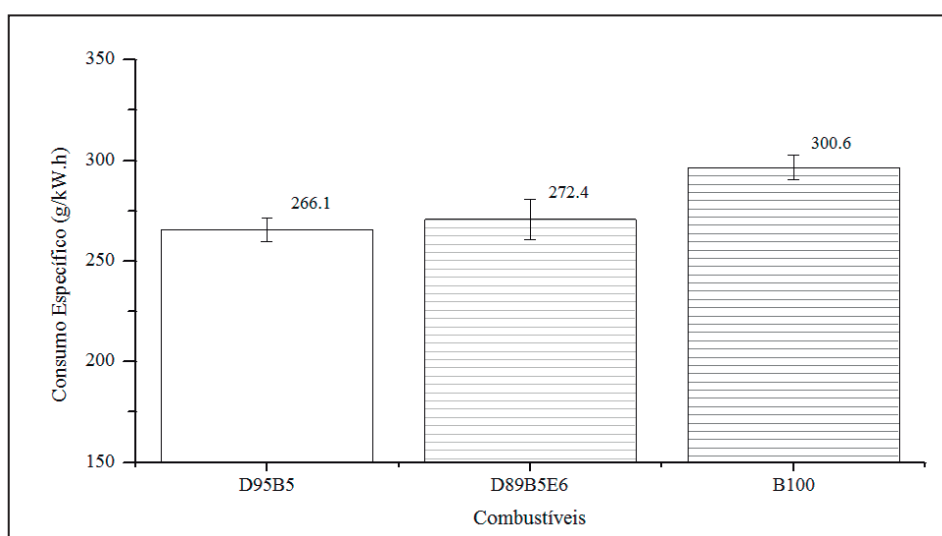


Figura 4.17 - Resultados para consumo específico.

A figura 4.18 mostra os resultados para o rendimento energético. Por gerar potência de saída muito próxima à da mistura binária (D95B5) e com um poder calorífico inferior a todos os combustíveis testados, o biodiesel (B100) apresentou maior rendimento térmico, embora apresentasse maior consumo específico de combustível (ver figura 4.18). Canakçi e Hozoz (2006) encontraram resultados similares, justificando o aumento dos rendimentos energético e exergético com o uso do biodiesel, em função do elevado número de cetano e ao teor de oxigênio presente neste combustível. A mistura ternária com etanol apresentou rendimento energético similar à mistura B95B5, contudo com uma pequena diminuição, devido ao fato de que mesmo possuindo um poder calorífico menor que o da mistura binária, o uso do etanol proporcionou uma redução significativa de potência, o que contribuiu para a diminuição da eficiência do motor. Lei *et al.* (2012) encontrou resultados similares aos obtidos neste trabalho, contudo tais pesquisadores relataram pequeno aumento da eficiência para baixos teores de etanol. Isto pelo fato de que em tais percentuais, mesmo com o baixo número de cetano do álcool, o oxigênio presente na molécula de etanol pode contribuir para a melhoria da eficiência do processo de combustão.

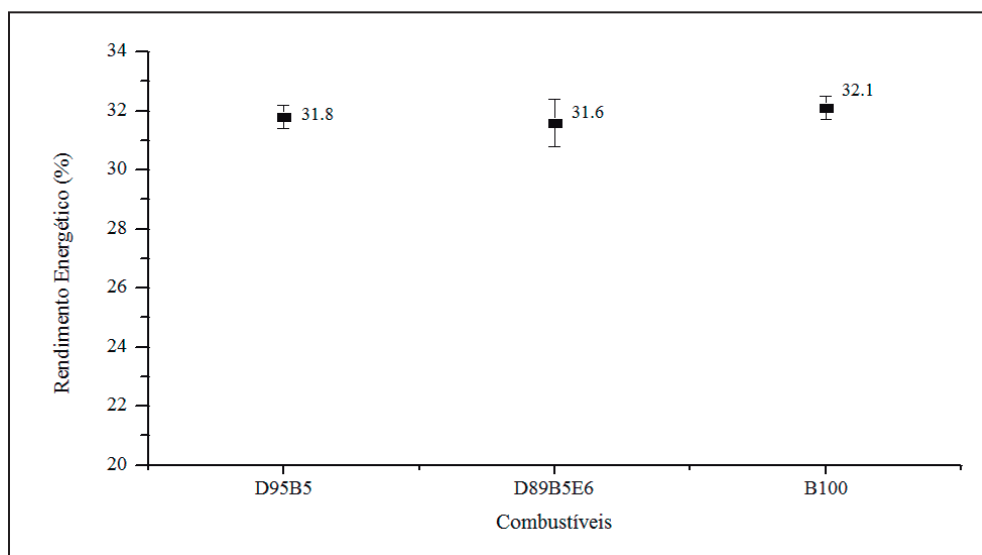


Figura 4.18 - Eficiência energética para cada combustível.

4.3 Uso de Misturas de Diesel-Biodiesel-Etanol em um Veículo Equipado com Motor Diesel de Injeção Eletrônica

A seguir serão mostrados os resultados para os testes realizados num veículo dotado de motorização Diesel com injeção eletrônica do tipo *common rail*. Inicialmente serão apresentados os resultados para a variação das propriedades do biodiesel com a sua oxidação, em seguida os resultados dos testes de solubilidade de misturas de diesel, biodiesel e etanol. Por fim, são mostrados os resultados para os testes de desempenho e emissões.

4.3.1 Avaliação das Propriedades Físico-Químicas com a Oxidação do Biodiesel

O processo de oxidação do biodiesel envolve a transformação de compostos de cadeia longa (ésteres) em outros compostos oxigenados menores. Isso pode mudar significativamente as suas propriedades, bem como as características para o processo de combustão nos motores. As propriedades físico-químicas do biodiesel foram avaliadas durante o processo de oxidação, como descrito no capítulo 3. A tabela 4.4 mostra estes resultados.

Tabela 4.4 - Variação das propriedades do biodiesel com sua oxidação.

| Propriedade | B100 - B (original) | B100 - C (parcialmente oxidado) | B100 - D (totalmente oxidado) |
|-----------------------------------|------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| Teor de água (ppm) | 736,5 | 766,9 | 746,3 |
| Densidade (20 °C) | 0,8778 | 0,8809 | 0,8783 |
| Viscosidade (cSt) | 4,95 | 5,35 | 5,05 |
| Ponto de fulgor (°C) | 158 | 158 | 164 |
| Número de cetano | 55,9 (Fuso: 1628) | 56,0 (Fuso: 1630) | 61,0 (Fuso: 1675) |
| Poder calorífico inferior (kJ/kg) | 37 455 | 37 299 | 37 224 |
| Corrosividade ao cobre | 1B | 1B | 1B |

Observando a tabela 4.4, conclui-se que não há variação do teor de água com o processo de oxidação, haja vista que a oxidação se deu por aquecimento a 110 °C o que, inclusive, tende a reduzir a presença desta substância no combustível. Isto também se verifica para a densidade, já que esta propriedade é fortemente afetada pelo teor de água.

O ponto de fulgor mostra um discreto aumento, que pode ser considerado um aspecto positivo do ponto de vista de segurança no armazenamento e manuseio de combustíveis. Este aumento pode ter sido produzido pelos novos compostos químicos oriundos do processo de oxidação.

A análise de cetano pelo método CFR-ASTM-D613 mostrou que a oxidação por apenas uma hora praticamente não alterou a ignitabilidade do combustível. Fato que não ocorreu para a oxidação completa. É interessante notar que a variação do número de cetano acompanha a variação na cor obtida após o processo de oxidação, conforme verificado na figura 3.27. O aumento do cetano com a oxidação completa foi significativa, embora menor do que a encontrada por Monyem e Van Gerpen (2001). Estes autores obtiveram aumento de cetano superior a 20% ao oxidar completamente biodiesel de soja. A característica do processo de oxidação precisa ser melhor estudada para se compreender a dinâmica de formação de novos compostos.

Vale lembrar que a amostra de biodiesel original (B) utilizada neste trabalho já se encontrava em processo de inicial de oxidação o que colaborou para um aumento discreto do número de cetano nos estágios iniciais da oxidação. Por se tratar de amostra proveniente de gordura animal, cujo número de cetano característico é naturalmente superior a de outras matérias-primas (Knothe e Van Gerpen, 2005), já era esperado também valores mais elevados para o número de cetano na amostra original. Isto que pode ter reduzido o aumento percentual desta propriedade.

O poder calorífico da amostra oxidada diminuiu. O aumento da relação O/C pode justificar esta redução, contudo a redução foi extremamente pequena, principalmente nos estágios finais de oxidação. Este comportamento potencializa o uso de tal composição oxidada como combustível nos motores.

A análise de corrosividade em cobre não mostrou alteração significativa, sendo obtidos valores aceitáveis de corrosão em comparação a padrões normativos. Tal fato motiva o uso futuro deste combustível como aditivo de cetano em misturas de diesel, biodiesel e etanol.

4.3.2 Análise de Solubilidade de Misturas de Diesel, Biodiesel e Etanol (99,0 e 99,3%)

A solubilidade de misturas de diesel, biodiesel e etanol com purezas 99,0 e 99,3% foi avaliada nas condições de temperatura ambiente (25,0 °C) e 10,0 °C.

Conforme comentado por Lapuerta *et al.* (2007), o processo de separação se dá em etapas, onde inicialmente nota-se uma turbidez e em seguida as fases se separam gradativamente.

A figura 4.19 mostra o aspecto final de algumas amostras com separação de fases após teste de solubilidade em baixa temperatura.

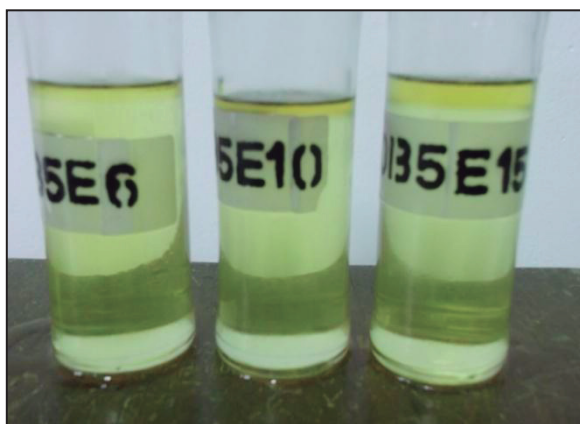


Figura 4.19 - Detalhe de amostras com separação de fase.

Os resultados para análise de solubilidade à temperatura ambiente estão resumidos na tabela 4.5, onde é registrado o acompanhamento semanal com a condição de cada amostra, em que as letras H e S representam condições de homogeneidade e de separação de fases, respectivamente.

Conforme mostrado na tabela 4.5, misturas com até 10% de etanol de pureza 99,3% ficaram estáveis por um período superior a 90 dias. Guarieiro *et al.* (2009) haviam testado a solubilidade de misturas com álcool de pureza 99,5%, sendo verificada a estabilidade para percentuais de até 15% de etanol em temperatura ambiente. O aumento do teor de água em 0,2%, portanto, diminuiu ainda mais a solubilidade das misturas.

A solubilidade é diminuída com o teor de álcool e influenciada fortemente pelo teor de água associada ao álcool. Todas as amostras com álcool de pureza 99,0 % se mostraram instáveis. Conforme comentado por Lapuerta *et al.* (2007), a polaridade da água diminui a solubilidade do etanol em misturas com diesel. O aumento do teor de biodiesel aumentou a solubilidade, não sendo verificada nenhuma separação. Conforme comentado por Guarieiro *et al.* (2009), o biodiesel, por ser um éster, pode contribuir como co-solvente em misturas com diesel e etanol.

Tabela 4.5 - Análise de solubilidade de misturas ternárias à temperatura ambiente (25 °C).

| | 1º Mês | | | | 2º Mês | | | | 3º Mês | | | |
|----------------------------|--------|------|------|------|--------|------|------|------|--------|-------|-------|-------|
| Amostra: | 1ª s | 2ª s | 3ª s | 4ª s | 5ª s | 6ª s | 7ª s | 8ª s | 9ª s | 10ª s | 11ª s | 12ª s |
| Álcool pureza 99,3% | | | | | | | | | | | | |
| D80B5E15 | H | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D85B5E10 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D89B5E6 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D91B5E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D90B6*E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D50B35E15 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D55B35E10 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D59B35E6 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D61B35E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D61B35*E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| Álcool pureza 99,0% | | | | | | | | | | | | |
| D80B5E15 | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D85B5E10 | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D89B5E6 | H | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D91B5E4 | H | H | H | H | H | H | S | S | S | S | S | S |

Os resultados para análise de solubilidade à 10 °C estão resumidos na tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Análise de solubilidade de misturas ternárias à 10 °C.

| | 1º Mês | | | | 2º Mês | | | | 3º Mês | | | |
|-----------------------------|--------|------|------|------|--------|------|------|------|--------|-------|-------|-------|
| Amostra: | 1ª s | 2ª s | 3ª s | 4ª s | 5ª s | 6ª s | 7ª s | 8ª s | 9ª s | 10ª s | 11ª s | 12ª s |
| Álcool Pureza 99,3 % | | | | | | | | | | | | |
| D80B5E15 | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D85B5E10 | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D89B5E6 | H | H | H | H | H | H | S | S | S | S | S | S |
| D91B5E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D90B6*E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D50B35E15 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D55B35E10 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D59B35E6 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| D61B35E4 | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H | H |
| Álcool Pureza 99,0 % | | | | | | | | | | | | |
| D80B5E15 | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D85B5E10 | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D89B5E6 | H | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S | S |
| D91B5E4 | H | H | H | S | S | S | S | S | S | S | S | S |

Conforme evidenciado nos resultados mostrados nas tabelas a redução da temperatura diminui a solubilidade de algumas misturas, reduzindo, portanto, o tempo necessário para a separação. Kwanchareon *et al.* (2007) encontrou resultados similares aos deste trabalho, para álcool de pureza 99,5 %.

4.3.3 Testes de Torque, Potência e Aceleração

O torque foi avaliado em um dinamômetro de rolos para três rotações distintas: 1400, 2000 e 3450 rpm. Sendo a primeira (1400 rpm) a rotação em que se dá o valor máximo de torque e a terceira (3450 rpm) onde se verifica a máxima potência.

Como o veículo foi testado em um dinamômetro de rolos, o valor obtido de maneira primária é a potência de roda, sendo utilizada para se obter a potência de saída do motor de acordo à norma DIN. Os resultados são mostrados na tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Resultados para potência de roda e torques para os combustíveis testados.

| Combustível | Pot. máx. roda (kW) | Torque/1400 rpm (N.m) | Torque/2000 rpm (N.m) | Torque/3450 rpm (N.m) |
|-------------|---------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| D95B5 | 97,3 ± 0,4 | 549,0 ± 4,4 | 492,3 ± 3,9 | 371,7 ± 1,6 |
| D93B5E2 | 97,2 ± 0,4 | 547,2 ± 4,8 | 491,2 ± 4,0 | 371,2 ± 1,6 |
| D91B5E4 | 96,9 ± 0,4 | 539,7 ± 4,9 | 486,7 ± 3,5 | 370,0 ± 1,6 |
| D90B6*E4 | 97,0 ± 0,4 | 540,1 ± 4,9 | 487,0 ± 3,5 | 370,3 ± 1,5 |
| D89B5E6 | 96,2 ± 0,3 | 537,3 ± 4,4 | 486,0 ± 4,2 | 367,3 ± 1,2 |
| D65B35 | 94,6 ± 0,3 | 531,2 ± 4,9 | 478,6 ± 3,2 | 361,4 ± 1,2 |
| D63B35E2 | 94,3 ± 0,3 | 530,0 ± 5,9 | 475,9 ± 3,3 | 360,3 ± 1,2 |
| D61B35E4 | 93,9 ± 0,4 | 528,0 ± 4,6 | 474,2 ± 3,9 | 359,0 ± 1,6 |
| D61B35*E4 | 94,4 ± 0,3 | 530,7 ± 4,7 | 475,5 ± 3,8 | 360,1 ± 1,2 |
| D61B35E4A | 94,3 ± 0,3 | 531,0 ± 4,6 | 476,5 ± 3,9 | 359,9 ± 1,2 |
| D59B35E6 | 93,2 ± 0,4 | 525,5 ± 4,3 | 473,5 ± 3,4 | 356,2 ± 1,2 |
| B100 | 88,0 ± 0,4 | 512,0 ± 5,9 | 462,0 ± 4,5 | 337,3 ± 1,2 |

De acordo à tabela 4.7 é notável que para pequenos teores de etanol a diminuição da potência de roda é muito discreta, em geral a redução é inferior à diminuição do poder calorífico, haja vista que a inclusão de 2% de etanol nos combustíveis B95B5E2 e D63B35E2 proporcionou diminuições potência de 0,21 e 0,32 %, respectivamente. Percentuais menores que a redução do poder calorífico (0,89 e 0,92 %). Até para pequenas frações de etanol, o teor de oxigênio pode promover uma melhor eficiência da combustão. Isto, contudo, não se verifica para altos teores de etanol, onde

a redução da temperatura da câmara de combustão e o baixo cetano podem contribuir para uma redução mais acentuada da potência.

O aumento do teor de biodiesel de 5 para 35 % (D95B5 para D65B35) proporciona uma maior perda de potência de roda (cerca de 3%), por conta da diminuição do poder calorífico desse biocombustível.

O uso de biodiesel puro mostrou a menor potência de roda, entre os combustíveis testados. Afinal, este é o combustível de menor poder calorífico entre os testados. Ainda assim, a redução de potência foi inferior à redução no poder calorífico, indicando melhor eficiência da combustão com o biodiesel para altas rotações, conforme descrito por Canakçi e Hosoz (2006). O teor de oxigênio e o maior número de cetano do biodiesel contribuem para esta melhor eficiência.

A potência de um motor Diesel pode ser aumentada com o uso de combustíveis de maior poder calorífico ou com menor atraso de ignição, o que aumenta a taxa de transferência de calor na câmara de combustão (Lu *et al.*, 2008). A inclusão do biodiesel oxidado nos combustíveis D90B6*E4 e D61B35*E4, sendo que neste último ele substitui parte do biodiesel convencional (biodiesel B), mostrou um discreto aumento de potência de roda. O aumento do número de cetano pode justificar este pequeno aumento, o que compensou a redução do poder calorífico.

Os dados de torque mostram para todos os combustíveis uma tendência similar de redução entre 1400 e 3450 rpm. Como o torque máximo se dá em 1400, acima deste valor ocorrem perdas de carga nos dutos de alimentação de ar do motor, reduzindo a vazão e assim aumentando a razão de equivalência ar/combustível, conforme descrito por Martins (2013).

O comportamento do torque é similar ao verificado para a potência máxima de roda. É verificada recuperação parcial da potência com a inclusão do biodiesel oxidado e o aditivo 2-EHN para as 3 rotações avaliadas. Os valores de potência máxima do motor são mostrados na figura 4.20. Como a potência máxima é determinada pelo produto do torque à 3450 rpm e a velocidade angular nesta rotação, os valores seguem tendência similar à observada nos valores de torque à 3450 rpm conforme apresentados na tabela 4.5.

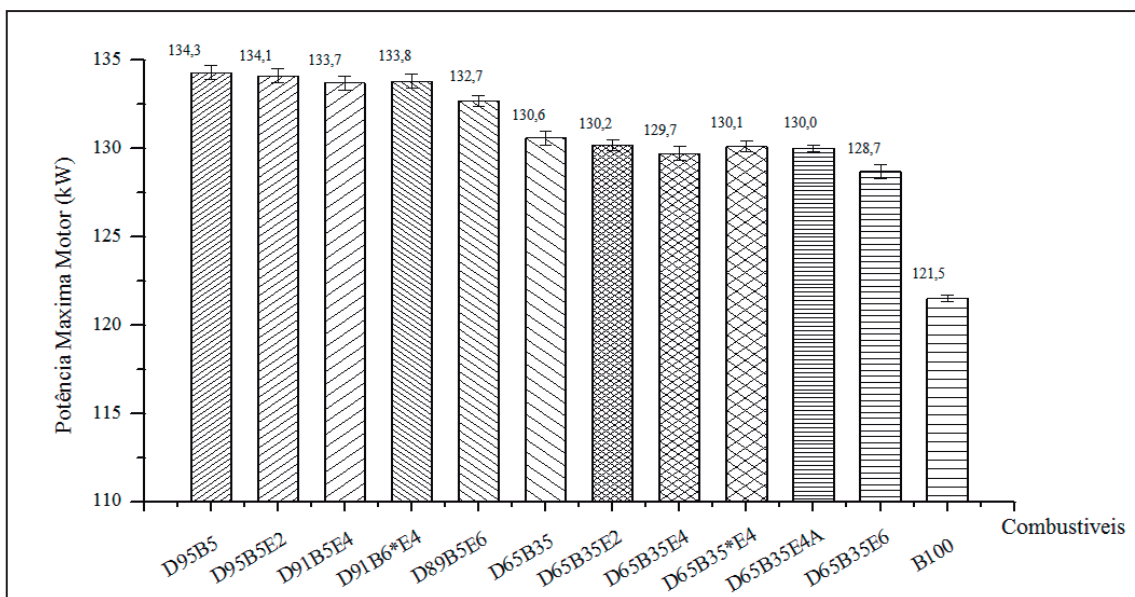


Figura 4.20 - Resultados para potência máxima do motor.

Novamente é verificada uma redução de potência máxima com o aumento do teor de biodiesel na mistura devido à diminuição do poder calorífico. Discreta recuperação de potência é observada quando o biodiesel oxidado foi incorporado às misturas, mesmo com redução no poder calorífico total.

O uso do de até 2% de etanol gerou pequena redução da potência máxima do motor. O teor de oxigênio contribui para diminuição da perda de potência. Esta redução torna-se mais evidente quando o teor de etanol é aumentado a 6%, embora a perda de potência seja menor que a diminuição do poder calorífico.

O uso do aditivo comercial de cetano (2-EHN) também proporcionou pequena elevação da potência na mistura com etanol (D61B35E4A). De acordo à EPA (2002) a inclusão de 5000 ppm (0,5%) de 2-EHN acarreta um aumento em 10 unidades no número de cetano do diesel padrão. Entretanto, era esperada uma maior recuperação da potência perdida com a inclusão do etanol. Como a mistura base continha não apenas diesel, mas além dele outros compostos como biodiesel e etanol, o aumento do número de cetano com a inclusão do 2-EHN em tal mistura pode não ser aquele observado para uma composição de diesel puro, conforme relatado por EPA (2004).

Os resultados para os ciclos de aceleração para o ciclo de condução urbana (40-80 km/h à 3ª marcha) sem ar condicionado são mostrados na figura 4.21. Os valores de cada ciclo são mostrados no Apêndice V.

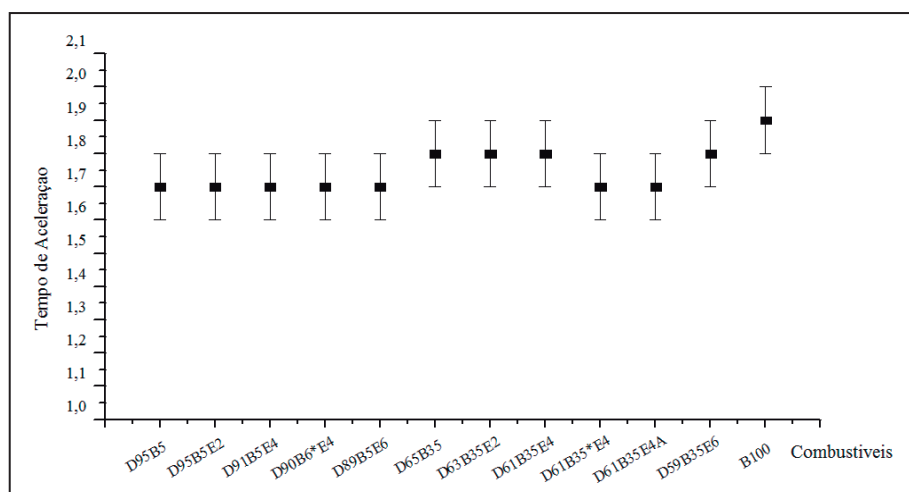


Figura 4.21 - Resultados para tempo de aceleração em condução urbana sem climatizador.

De acordo com os valores médios dos tempos de retomada apresentados na Figura 4.21 não é verificado nenhuma variação apreciável no tempo de aceleração com a inclusão do etanol para teores de biodiesel até 5%. Isto se dá pelo fato de que a inclusão de 5% de biodiesel e 6% de etanol não modifica substancialmente o torque do motor na faixa de rotação entre 1350 e 2000 rpm conforme mostrado na tabela 4.7. O aumento do teor de biodiesel para 35% proporciona uma diminuição do torque suficiente para aumentar o tempo de retomada.

A inclusão do biodiesel oxidado e do aditivo 2-EHN causou uma discreta redução nos tempos de aceleração observados para misturas com estes dois aditivos. Esta redução se dá pela recuperação do torque gerado pelo motor pela inclusão dos aditivos de cetano mostrados na tabela 4.7, embora a dispersão das medidas impeça conclusões mais precisas.

Para os ciclos de aceleração de condução urbana com ar condicionado (ver figura 4.22) foi observada tendência similar àquela apresentada na figura 4.21, contudo verifica-se um aumento geral do tempo de aceleração, haja vista que o compressor do condicionador de ar é acionado diretamente do eixo do motor, consumindo, portanto, potência efetiva e assim reduzindo a taxa de aceleração. Torna-se também mais evidente o aumento do tempo de retomada com o uso do biodiesel puro.

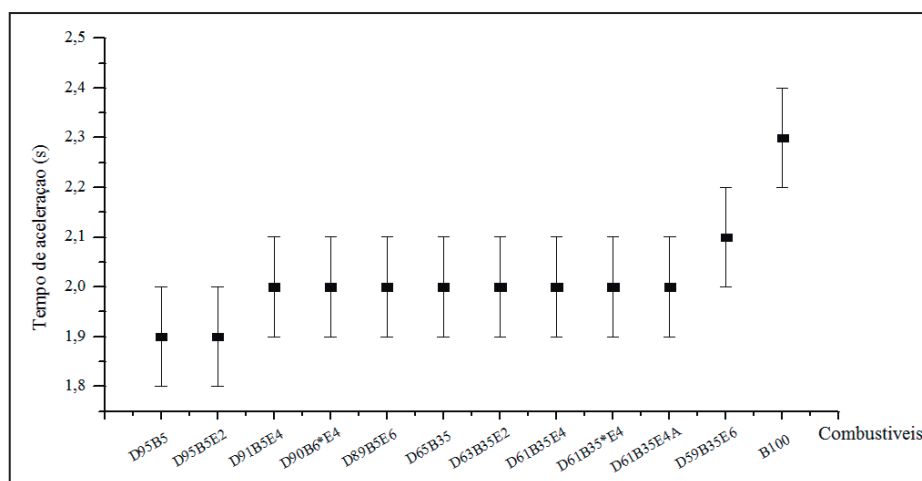


Figura 4.22 - Resultados para tempo de aceleração em condução urbana com climatizador.

Os resultados para a aceleração em condução rodoviária são mostrados na figura 4.23. Devido ao aumento na faixa de velocidade em que é realizado o teste, bem como pelo fato do veículo estar sendo conduzido em 4ª marcha, cujo torque solicitado pelo motor é maior, todos os combustíveis apresentaram aumento no tempo de aceleração, contudo a tendência é idêntica à observada na figura 4.21.

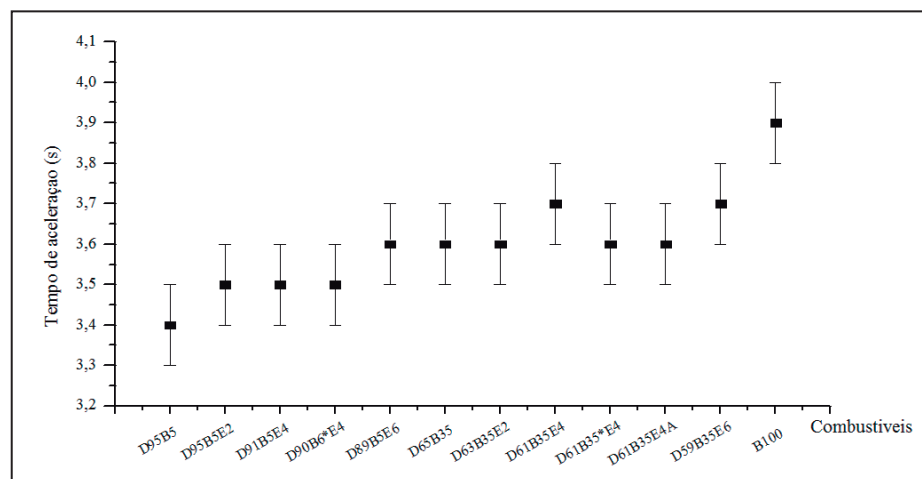


Figura 4.23 - Resultados para tempo de aceleração em condução rodoviária sem climatizador.

Por ultimo os testes com aceleração em condução rodoviária com o uso do ar condicionado são mostrados na figura 4.24. Neste ensaio foi verificada uma diferença mais significativa do tempo de retomada como uso do biodiesel puro, causado pela diminuição do poder calorífico do combustível, o que pode diminuir a segurança de ultrapassagens de veículos conduzidos em estrada quando do uso deste combustível. Como tendência geral, não foi verificada alteração apreciável no tempo de retomada

com o uso de apenas 1% de biodiesel oxidado à mistura com 5% de biodiesel (D90B6*E4). Pelo teor de biodiesel oxidado ter sido muito pequeno, é possível que este volume adicional não tenha sido suficiente para causar mudança apreciável no número de cetano da mistura equivalente, fato ocorrido com a mistura de 35% de biodiesel em que 20% deste era oxidado (D61B35*E4).

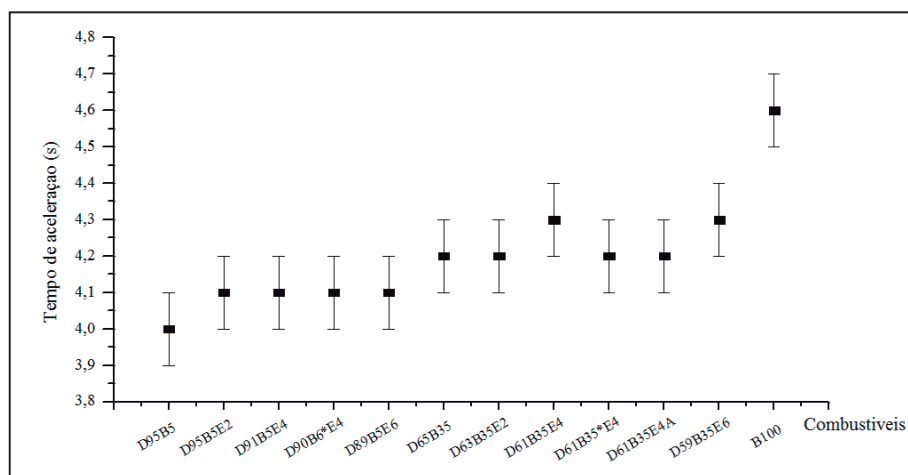


Figura 4.24 - Resultados para tempo de aceleração em condução rodoviária com climatizador.

4.3.4 Testes de Emissões e Consumo em Estrada

As emissões gasosas foram coletadas na estrada em quatro condições de condução conforme descrito no capítulo 3. Os resultados para emissões de CO são mostrados na figura 4.25. Conforme discutido por Di *et al.* (2009), o aumento da carga proporciona uma elevação na temperatura da câmara de combustão e assim, uma maior conversão de CO em CO₂. Isso foi confirmado com a mudança das condições de carregamento de trecho horizontal para trecho em aclive (A para D e C para D). Nesta condição foi observada redução das emissões de CO para todos os combustíveis testados. As mudanças de condução de A para B, assim como C para D não mostraram alterações significativas nas emissões de CO.

A inclusão de 4% de etanol e 1% de biodiesel oxidado gerou discretas reduções de CO, embora a dispersão das medidas impeça conclusões mais incisivas. O teor de oxigênio presente nos combustíveis adicionados pode ter contribuído para esta pequena redução.

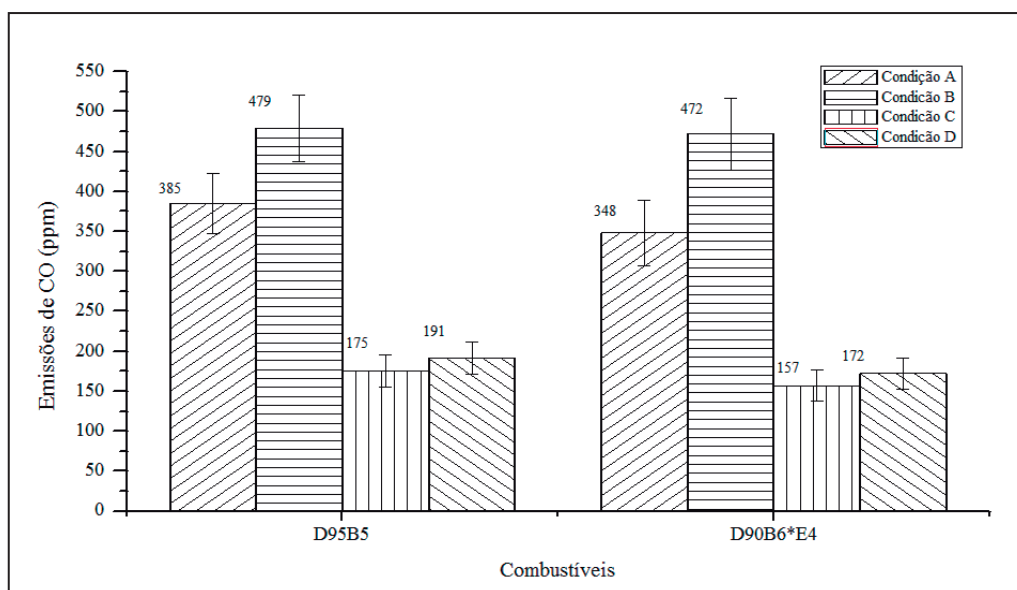


Figura 4.25 - Emissões de CO em diversas condições de condução para os combustíveis testados.

As emissões de NOx para os dois combustíveis testados são mostradas na figura 4.26.

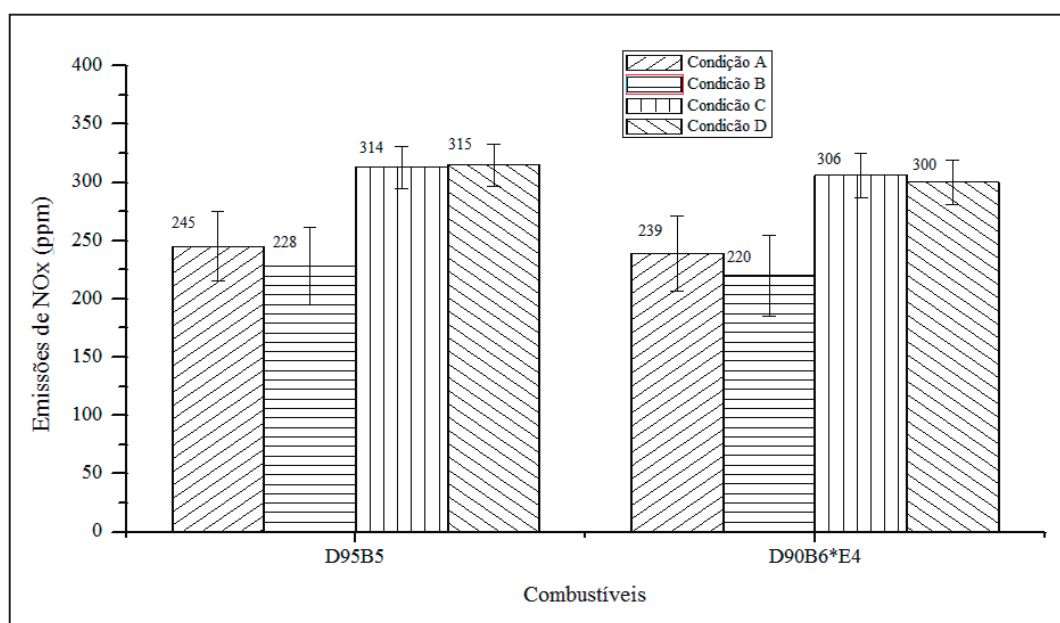


Figura 4.26 - Emissões de NOx em diversas condições de condução para os combustíveis testados.

De maneira análoga às emissões de CO, o aumento da carga do motor pode aumentar a temperatura de combustão, o que propicia o aumento das emissões de NOx, conforme evidenciado na figura 4.26.

A formação de NOx em motores Diesel é potencializada com o mecanismo térmico que por sua vez depende da temperatura da câmara de combustão. Com

comentado por Usta *et al.* (2005), o uso de um combustível de menor número de cetano pode proporcionar temperaturas de combustão mais elevadas, devido à maior mistura entre combustível e ar na fase de atraso de ignição, gerando maior pico de pressão na câmara na fase seguinte, que é a fase de combustão em pré-mistura. Fato também observado quando são utilizados combustíveis oxigenados (Lapuerta *et al.*, 2008). Por outro lado, alcoóis com alto calor latente de vaporização podem diminuir a temperatura da câmara de combustão, durante a fase de expansão, conforme descrito por Lu *et al.* (2008). O uso da mistura ternária gerou discretas reduções de NOx em ambos os ciclos de condução, embora esta redução tenha sido bastante pequena. O pequeno teor de etanol e a presença do biodiesel oxidado trazendo oxigênio adicional para a câmara de combustão pode ter contribuído para que a redução das emissões de NOx tenham sido diminutas.

O material particulado avaliado pelo microscópico de varredura de elétrons (MEV) utilizando-se do módulo EDS (Espectroscopia de energia dispersiva de elétrons) que mensurou o teor de carbono presente nos filtros de coleta para as condições de pista em aclave (condições C e D). Esta análise foi realizada na porção central de cada filtro numa taxa de ampliação de 1:1500. Os resultados para a condição C (pista em aclave com carga) são mostrados na figura 4.27 para os dois combustíveis.

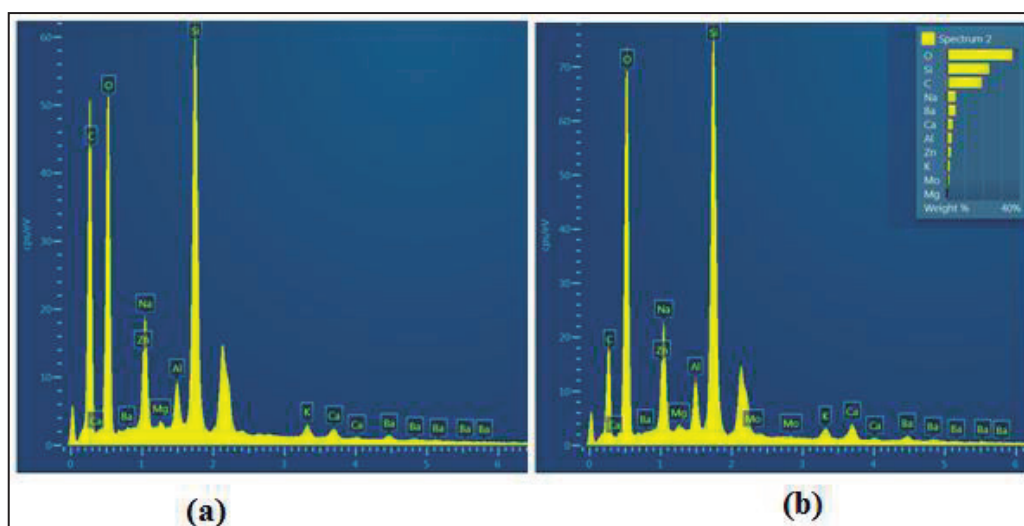


Figura 4.27 - Análise para os filtros coletados com D95B5 (a) e D90B6*E4 (b) na condição C.

De acordo com a análise de composição química, mostrada na figura 4.27, é possível notar picos nos elementos Silício, Oxigênio e Sódio. Vale lembrar que o material base do filtro utilizado é fibra de vidro, portanto, material rico em tais

elementos. Há um pico no elemento carbono muito maior no combustível D95B5 que na mistura ternária D90B6*E4. Como o carbono compõe o núcleo do material particulado (*black carbon*), além de fazer parte da fração solúvel composta por hidrocarbonetos em sua maioria, conclui-se que houve significativa redução do material particulado com o uso do etanol. O álcool por conter radicais OH, pode contribuir para a redução dos elementos precursores da fuligem, conforme discutido por Zhu *et al.* (2011). O teor de oxigênio presente no etanol e biodiesel oxidado pode auxiliar na oxidação do material particulado durante sua formação no tempo da expansão do motor.

A análise elementar para as condições D (aclave sem carga) é mostrada na Fig. 4.28.

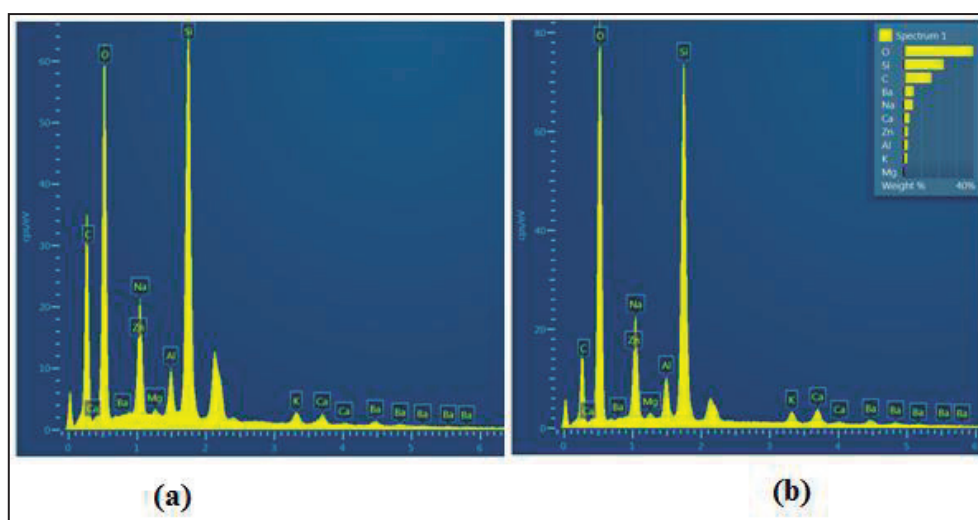


Figura 4.28 - Análise para os filtros coletados com D95B5 (a) e D90B6*E4 (b) na condição D.

A figura 4.28 mostra tendência similar à encontrada na figura 4.27, contudo percebe-se uma diminuição dos valores obtidos do elemento carbono para os dois combustíveis. Isto se deve ao fato de que na condição de elevada carga (condição C) há uma tendência maior à formação de material particulado, pois uma maior massa de combustível injetada cria possibilidade gerar zonas ricas de combustível dentro da câmara de combustão, o que favorece a formação do MP (Martins, 2013).

As dimensões das partículas foram avaliadas por MEV onde foram acompanhadas as quantidades das partículas com dimensões superiores a 1 μm à uma taxa de ampliação de 1:2000 em três regiões distintas de cada filtro. Os valores de frequência para cada intervalo de tamanho de partícula são mostrados na figura 4.29 para a condição de pilotagem C.

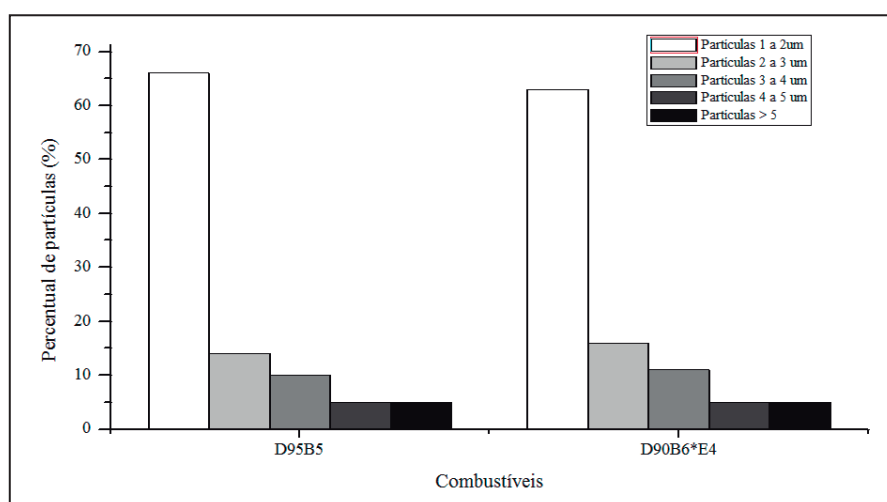


Figura 4.29 - Análise modal de tamanho de partícula para condição C.

Conforme mostrado na figura 4.29 não há alteração apreciável entre o uso dois combustíveis, conforme relatado em estudos anteriores (Di *et al.*, 2009), que encontraram dimensões e concentrações similares de partículas com o uso do diesel e biodiesel. De uma maneira geral, o material particulado é formado por um mecanismo de aglutinação de compostos como hidrocarbonetos pesados, sulfatos e água que são absorvidos pelo núcleo carbônico do MP. Este mecanismo que se inicia logo no tempo da expansão do motor prossegue pela linha de descarga, fazendo com que o material tenha seu tamanho aumentado. Foram observadas muitas partículas com dimensões inferiores a 2 µm, o que mesmo sendo coletadas sem túnel de diluição e logo após a saída do motor (coletor de descarga) representa um grande perigo saúde humana devido ao alto poder de penetração no trato respiratório, conforme relatado por Guarieiro e Guarieiro (2013).

Resultados similares foram encontrados também para a condição de pilotagem D, conforme evidenciado na figura 4.30.

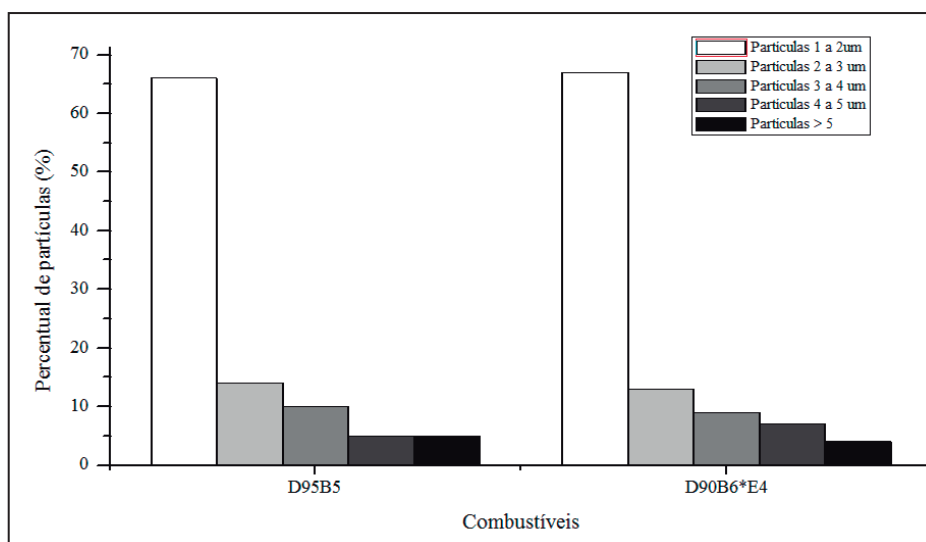


Figura 4.30 - Análise modal de tamanho de partícula para condição D.

O consumo de combustível foi avaliado para os dois combustíveis durante uma campanha de aproximadamente 7000 km. O consumo de combustível é uma característica importante que determina a viabilidade do uso de combustíveis para fins automotivos, haja vista que este parâmetro influencia características como a autonomia do veículo. O resumo do percurso com a discriminação dos trechos urbanos e em rodovias é mostrado na tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Detalhamento dos trechos percorridos em testes de estrada.

| Combustível | Descrição | Velocidade média (km/h) | Velocidade de cruzeiro (km/h) | Distância percorrida (km) |
|-------------|---------------------|-------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| D95B5 | Trechos rodoviários | 78 | 110 | 5455 |
| | Trechos urbanos | 43 | 60 | 1550 |
| | | | Total (km) | 7005 |
| D90B6*E4 | Trechos rodoviários | 77 | 110 | 5231 |
| | Trechos urbanos | 45 | 60 | 1830 |
| | | | Total (km) | 7061 |

Os resultados para o consumo de combustível, expresso em km.L^{-1} são mostrados na figura 4.31. De maneira geral, há uma diminuição do consumo de combustível em trechos puramente rodoviários, pois nestas condições o motor opera em

condição de velocidade constante o que diminui a ocorrência de retomadas frequentes. É verificado também um pequeno aumento do consumo de combustível com o uso do etanol e biodiesel oxidado, contudo o aumento foi muito pouco significativo comparado à diminuição do poder calorífico, indicando boa eficiência de combustão com o uso dos combustíveis adicionados. O aumento verificado não afetaria de maneira significativa a autonomia do veículo.

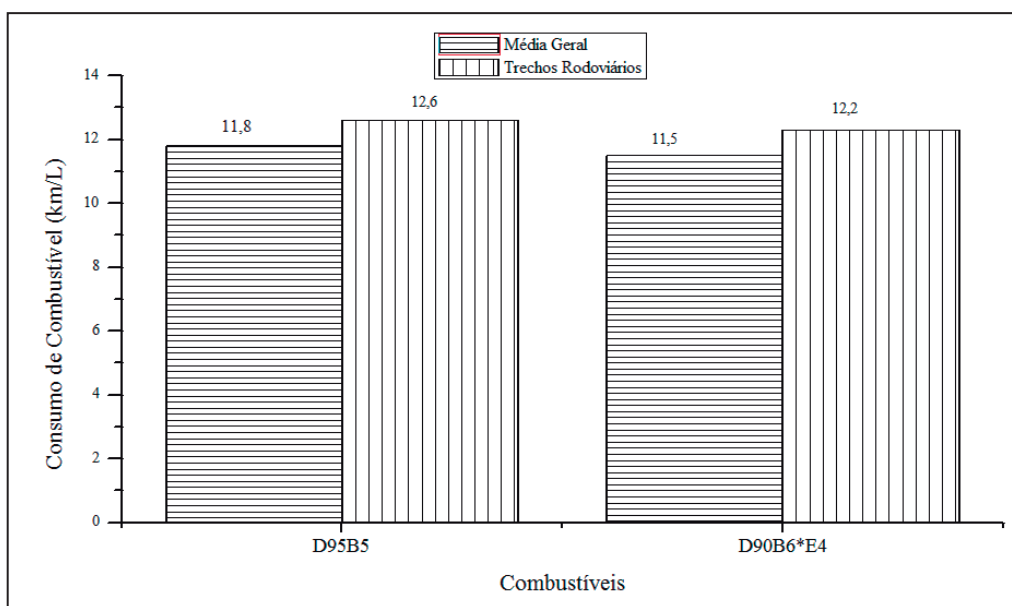


Figura 4.31 - Consumo de combustível para os dois combustíveis testados.

O óleo lubrificante foi avaliado após o teste de consumo para os dois combustíveis testados, sendo estes resultados sumarizados na tabela 4.9. Não foi observada alteração apreciável na composição do óleo lubrificante, no que diz respeito à densidade, teor de água, viscosidade e corrosividade ao cobre. Como o teor de etanol foi reduzido, a quantidade de vapor d'água associada à combustão do etanol não foi tão significativa, de modo a aumentar o teor de água e que por sua vez aumentaria a densidade do óleo analisado. A análise de corrosividade não mostrou alteração significativa. Como o teor de biodiesel oxidado foi muito pequeno, os compostos formados pelo processo de oxidação não foram significativos para a acidificação do lubrificante. O mesmo poderia não ocorrer se teores mais elevados de álcool e biodiesel oxidado fossem utilizados.

Tabela 4.9 - Avaliação de degradação do lubrificante para os combustíveis testados.

| Propriedade | Óleo Virgem | D95B5 | D90B6*E4 |
|--|-------------|--------|----------|
| Teor de água | 349,6 | 350,0 | 357,0 |
| Densidade (g/cm ³) | 0,8867 | 0,8890 | 0,8904 |
| Viscosidade (cSt) a 40 °C e 40 s ⁻¹ | 91,9 | 89,4 | 92,4 |
| Corrosividade ao cobre | 1A | 1B | 1B |

O comportamento reológico do lubrificante foi avaliado com diversas taxas de deformação a 40°C, sendo mostrado na figura 4.32. Como se pode notar, não foi verificada nenhuma alteração significativa da variação da viscosidade com a taxa de deformação, ou seja, mesmo com o uso dos dois combustíveis não foi verificada alteração do comportamento Newtoniano na faixa de tensão de cisalhamento que compreende o intervalo da taxa de deformação de 20 a 40 s⁻¹.

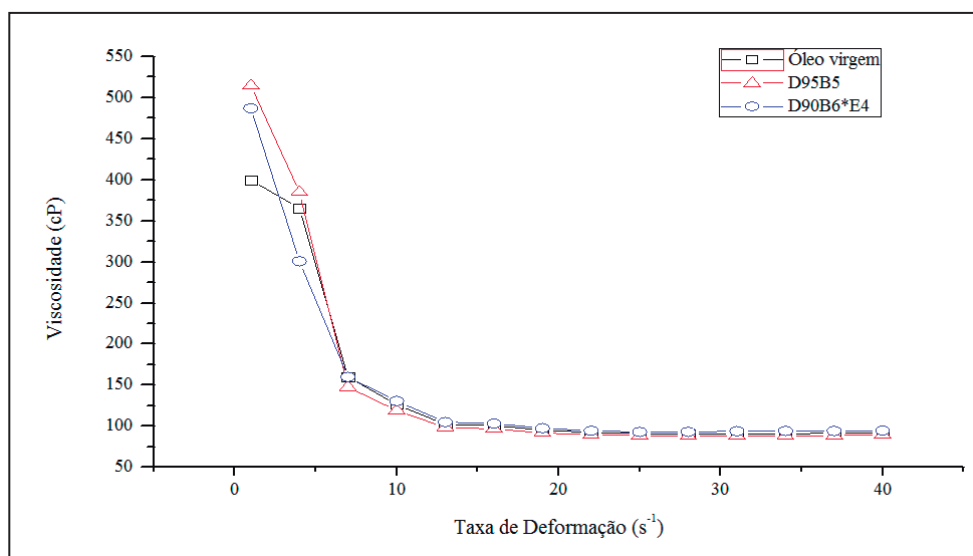
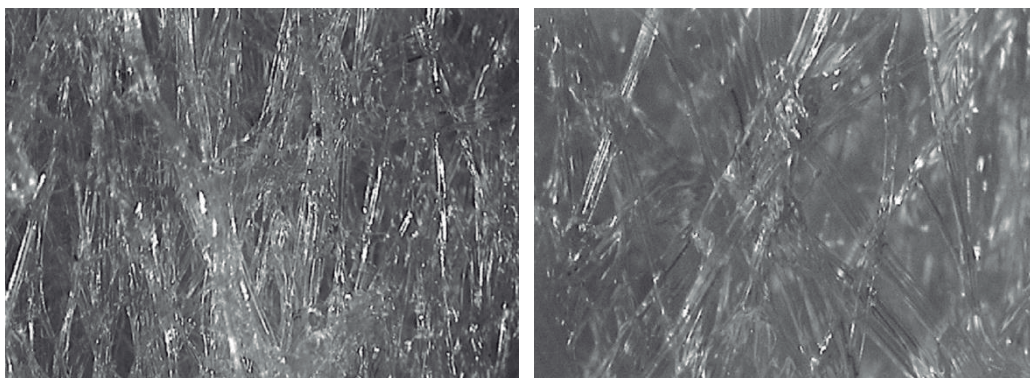


Figura 4.32 – Variação da viscosidade do lubrificante com a taxa de deformação para cada combustível.

O filtro de óleo combustível também foi avaliado por microscopia, a fim de se identificar a formação de borras e pontos de entupimento. Os aspectos gerais do filtro para os dois combustíveis testados são mostrados na figura 4.33.



(a)

(b)

Figura 4.33 - Superfície do filtro de combustível para os combustíveis D95B5 (a) e D90B6*E4 (b).

De acordo ao mostrado na figura 4.33, os filtros de combustível não mostraram alteração de forma, dimensão, bem como não apresentaram vestígios de borras e pontos de entupimento superficial. Como o álcool possui menor densidade e bom poder de solvência, pode ter contribuído para a dispersão de compostos pesados gerados pela oxidação do biodiesel evitando a formação de borras.

CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas com os experimentos realizados. São apresentados também os desdobramentos desta pesquisa que são sumarizados em sugestões de trabalhos futuros.

Este trabalho estudou a influência da introdução de etanol no motor Diesel sob diferentes condições avaliando os efeitos obtidos em parâmetros mecânicos como potência, torque, consumo de combustível, rendimento energético e perfil de emissões regulamentadas. Foram testados alguns aditivos de número de cetano como o DTBP, 2-EHN e o biodiesel oxidado de forma a melhorar o desempenho do motor quando da inclusão do etanol.

A fim de se obterem conclusões mais embasadas, foram utilizados três motores diferentes. Além disso, foram testadas diferentes estratégias de introdução do etanol, como o uso de misturas (*blends*) e a técnica de injeção indireta de etanol (*fumigation*).

Por conveniência esta seção foi subdividida em tópicos que representam alguns destaques do trabalho apresentado.

5.1.1 Formas de Introdução de Etanol

No presente trabalho foi testada a solubilidade do etanol de purezas 99,3% e 99,0% em misturas de diesel biodiesel com dois teores diferentes de biodiesel: 5% e 35%. Foi verificado que todas as misturas com 5% de biodiesel e etanol de pureza 99,0% apresentaram separação de fase em um período inferior a 90 dias nas duas temperaturas testadas. Para misturas com etanol de pureza 99,3% houve separação das amostras com teores de álcool iguais ou superiores a 6% e 15% para as temperaturas de

25 °C e 10 °C, respectivamente, quando o biodiesel foi adicionado a uma fração de 5%. A polaridade da molécula da água justifica esta instabilidade de fases das misturas que mostraram separação de fases. O biodiesel mostrou-se um bom co-solvente, uma vez que, quando o teor de biodiesel foi ampliado a 35%, todas as amostras com teor de álcool (pureza 99,3%) até 15% mostraram-se estáveis, mesmo para uma temperatura inferior (10 °C).

O uso de um álcool de menor grau de pureza pode ser uma boa alternativa para diminuição dos custos financeiros e energéticos envolvidos na produção deste biocombustível. A aplicação de misturas com percentual de até 4% de etanol-99,3% com 5% de biodiesel não causaria separação de fases em motores operando em países de clima tropical, como é o caso do Brasil, cujas médias de temperatura, inclusive no inverno, são superiores a este valor. Para países frios, contudo, a pureza do etanol deverá ser aumentada.

A técnica de injeção indireta pela introdução de etanol no ar de admissão, embora necessite de alterações construtivas no motor adaptado, apresenta algumas vantagens como a possibilidade de utilizar sistemas de injeção de baixa pressão, quase sempre menos onerosos que os sistemas de alta pressão. Esta técnica permite também a aplicação de elevados teores de álcool, além do uso deste com grau de pureza inferior no motor, sem a inconveniente separação de fases, quando do uso de misturas. Neste trabalho foram aplicadas condições de injeção diferentes até um máximo de 15% de fração volumétrica de etanol, mas são necessários alguns cuidados nos casos de operação em elevadas cargas e em motores de elevada taxa de compressão a fim de que não ocorram possíveis detonações (*knocking*), principalmente quando elevados teores de etanol são utilizados.

5.1.2 Sobre o Sistema de Injeção Eletrônico Desenvolvido

O sincronismo entre a injeção de óleo diesel e a injeção de etanol é uma importante premissa para a injeção indireta de etanol, pois isto garante repetibilidade das condições de injeção, mantendo o mesmo desempenho e o mesmo perfil de emissões.

A utilização de dois microcontroladores no sistema de gerenciamento eletrônico possibilitou uma maior flexibilidade no controle da injeção, haja vista que um

deles foi utilizado exclusivamente para a sincronização da injeção de combustível, assegurando aplicações em tempo real, mesmo a rotações mais elevadas. A solução proposta pode ser usada em motores multi-cilíndricos, bem como outros motores estacionários e veiculares, desde que algumas adaptações sejam realizadas, no entanto, o sistema de detecção deve ser cuidadosamente reavaliado para cada aplicação, especialmente no caso de motores com injeção de diesel de elevada pressão.

Os circuitos analógicos desenvolvidos para a medição de temperatura apresentaram boa sensibilidade ao investigar a influência do etanol na redução da temperatura do ar de admissão e de exaustos. Foram observadas diferenças entre as temperaturas do ar nos pontos a montante e a jusante de injeção de até 16 °C, que se deve ao elevado calor latente de vaporização do etanol.

O sensor de pressão de baixo custo utilizado foi capaz de detectar de forma confiável os pulsos da linha de injeção de óleo diesel, permitindo assim, bom sincronismo para a injeção de etanol. O circuito de condicionamento pulsos de pressão não introduziu atraso significativo (menor que 500 μ s) propiciando um bom controle de injeção de etanol. Os atrasos de injeção, avaliadas em três rotações diferentes, foram inferiores a 850 μ s, o que não afetaria a operação do motor, mesmo em altas rotações.

5.1.3 Perfil de Emissões Regulamentadas

As emissões de NOx mostram tendência similar com o aumento do teor de etanol em todos os testes. No primeiro ensaio que utilizou uma mistura binária de diesel e considerável teor de biodiesel (30%) foram obtidas reduções de até 60% das emissões de NOx com a injeção de até 15% de etanol no ar de admissão. Para o segundo ensaio em que uma mistura com 5% de biodiesel e 6% de etanol foi testada, foram obtidas reduções de 9% de NOx se comparadas às emissões obtidas com a mistura comercial de diesel e biodiesel (B-5) e 31 % se comparado ao biodiesel puro (B100). O alto calor latente de vaporização do etanol pode justificar esta redução, pois reduções significativas nas temperaturas de admissão e descarga foram observadas com o uso do etanol, indicando redução acentuada também nos picos de temperatura da câmara de combustão. Esta redução da temperatura da câmara de combustão pode ter contribuído para a diminuição das emissões de NOx. O baixo poder calorífico do etanol comparado ao diesel e biodiesel pode ter contribuído também para a redução das emissões de NOx,

pois uma maior quantidade de combustível foi necessária para se produzir a mesma potência, intensificando a vaporização do combustível, fazendo diminuir a temperatura da câmara de combustão e, portanto, diminuindo as emissões de NOx.

No terceiro ensaio foram realizados testes em estrada com uma mistura contendo 6% biodiesel, sendo 1% deste oxidado completamente e 4% de etanol, em que foram verificadas muito pequenas reduções de NOx. A inclusão do biodiesel oxidado com elevado número de cetano e teor elevado de oxigênio pode ter aumentado a temperatura da câmara de combustão e assim amortizado a redução obtida caso apenas etanol fosse incluído.

As emissões de CO não mostraram um perfil conclusivo, haja vista que o uso de misturas (2º e 3º ensaios) mostrou redução das emissões de CO. A presença de oxigênio do etanol pode favorecer uma melhor conversão de CO em CO₂ na câmara de combustão, contudo o uso da técnica de injeção indireta (3º ensaio) propiciou elevadas emissões de CO. Como o etanol é injetado em uma mistura muito pobre no tempo da admissão, podem ser formadas zonas que não queimam imediatamente após o início da ignição do diesel, favorecendo a combustão incompleta e assim crescendo as emissões de CO. A baixa pressão de injeção de etanol utilizada, a redução da temperatura da câmara de combustão, além da preparação inadequada da mistura podem ter contribuído para a elevação das emissões de CO neste teste. Em geral, os resultados aqui encontrados coincidem com aqueles relatados em pesquisas prévias, que mostram um comportamento indefinido para as emissões de CO quando do uso de misturas, embora a grande maioria dos estudos aponte um aumento das emissões de CO quando a técnica de injeção indireta é utilizada.

Os ensaios 1 e 2 mostraram aumento consistente das emissões de HC com o aumento do teor de etanol, o que coincide com a grande maioria dos estudos prévios. A fraca característica de ignição do etanol pode contribuir para este aumento, gerando possível combustão incompleta em algumas regiões da câmara de combustão.

O material particulado foi avaliado nos três ensaios, sendo verificadas reduções em todos os ensaios realizados. A presença do radical OH do álcool pode ajudar na redução dos precursores da fuligem, diminuindo assim o material particulado. O oxigênio do etanol pode também auxiliar na oxidação das partículas no tempo de expansão do motor. O uso da técnica de MEV aplicada ao 3º ensaio na inspeção de filtros de MP mostrou ser uma importante ferramenta para avaliação de partículas

micrométricas, determinando o perfil das partículas, bem como a composição química do MP.

A maioria das ações de mitigação das emissões de NO_x acaba por penalizar as emissões de MP. Em todos os ensaios realizados neste trabalho, as emissões de NO_x reduziram conjuntamente com as de MP, quebrando a correlação inversa entre estes dois poluentes, o que pode favorecer a implementação de políticas públicas para um uso mais intenso do etanol e do biodiesel no transporte urbano

5.1.4 Desempenho Mecânico

Os ensaios de potência efetiva foram realizados nos ensaios 2 e 3. Para o ensaio 2, houve uma significativa redução de potência (cerca de 10%) quando 6% de etanol foi incorporado à mistura combustível, representando um decréscimo maior que a diminuição do poder calorífico. Para o terceiro ensaio foram verificadas discretas reduções da potência efetiva no ensaio em um dinamômetro de rolos. Em geral, a redução de potência pode ser explicada pela diminuição do poder calorífico e do número de cetano do combustível com a inclusão do etanol.

O sistema de injeção e tanque de combustível devem ser criteriosamente reavaliados para que não haja formação de microbolhas no sistema de injeção durante o uso com álcool etílico, como verificado para elevados tempos de operação do ensaio-2, uma vez que a temperatura do combustível se eleva devido ao aquecimento da linha de retorno do motor.

O consumo de combustível foi avaliado para os três ensaios realizados. O primeiro ensaio mostrou aumento de 6% no consumo específico do motor quando o etanol foi adicionado numa fração volumétrica de 15%. O segundo ensaio mostrou aumento de aproximadamente 2% com o uso de 6% de etanol. O terceiro ensaio mostrou discreto aumento do consumo de combustível durante testes de 7000 km. Em geral, o maior consumo quando da utilização do etanol pode ser explicado pelo menor poder calorífico deste biocombustível em relação ao diesel mineral, além do baixo cetano associado ao álcool.

A eficiência do motor foi avaliada para os dois primeiros ensaios, sendo verificada uma discreta diminuição desta propriedade com o aumento do teor de etanol.

O teor de oxigênio presente no álcool ajuda a melhorar a eficiência da combustão, mesmo se utilizando de um combustível de baixo cetano.

5.1.5 Aditivos Utilizados

Neste trabalho foram utilizados três aditivos. O uso do DTBP causou discretas reduções de consumo específico e das emissões de MP, CO e HC, provavelmente por garantir uma combustão mais eficiente, porém com discreto aumento das emissões de NOx. Mesmo não possuindo nitrogênio em sua composição o DTBP por ser um combustível oxigenado pode ter aumentado a temperatura da câmara de combustão, aumentando assim as emissões de NOx. O aditivo 2-EHN foi usado no terceiro ensaio como forma de recuperar parte da potência perdida com o uso do etanol, sendo verificado um discreto aumento de potência quando este aditivo foi incorporado. Em geral, os níveis de aditivação foram baixos neste trabalho, porém o aumento de tais aditivos comerciais pode implicar em aumento do custo total do combustível, bem como possíveis ataques químicos a outros compostos elastoméricos do sistema de injeção.

A mudança das características do biodiesel foi estudada com o processo de oxidação controlada. Foi verificado um aumento significativo do número de cetano no estágio final da oxidação e uma redução muito pequena do poder calorífico. Este combustível foi utilizado num percentual de 20% no motor, sendo verificada uma pequena recuperação da potência do motor. O processo de oxidação não mostrou alteração significativa na corrosividade do combustível, fato também comprovado pela análise de óleo lubrificante, bem como do filtro de combustível do motor.

5.2 Sugestões de Trabalhos Futuros

Algumas sugestões de trabalhos futuros podem ser sucintamente enumeradas conforme descrito a seguir:

- O sistema eletrônico para injeção de etanol desenvolvido pode sofrer pequenas alterações para adaptação e testes futuros em motores Diesel com injeção eletrônica de distribuidor comum (*common rail*) garantindo a sua aplicação tanto nos motores de injeção mecânica quanto nos de injeção eletrônica

(*dual purpose*). Nestes motores que atualmente apresentam pressões de até 2000 bar, a sincronia pode ser realizada pelo monitoramento do sinal de um dos eletro-injetores de alta pressão de óleo diesel, ou pela instalação de sensores piezoelétricos não-intrusivos monitorando a deformação dos tubos de injeção de alta pressão ocorrida no momento da injeção.

- Novas estratégias de injeção podem ser testadas como o uso de injeção estratificada de etanol, com várias injeções por ciclo, visando a minimização de poluentes por uma melhor preparação da mistura.

- A temperatura do etanol injetado pela técnica de injeção indireta pode ser aumentada a fim de melhorar a atomização deste no ar de entrada do motor, contribuindo para a redução das emissões de CO e HC, verificadas no primeiro ensaio desta tese.

- O processo de oxidação do biodiesel deve ser melhor estudado a fim de se isolarem os compostos químicos gerados que contribuem de forma significativa para o aumento do número de cetano. Desta forma, os níveis de biodiesel oxidado a serem adicionados seriam reduzidos, minimizando possíveis efeitos de degradação de óleo lubrificante e de ataque químico a filtros e mangueiras de injeção. O uso do biodiesel oxidado pode ser uma interessante alternativa para uso em misturas de diesel, biodiesel e etanol, a fim de compensar a redução do número de cetano causada pela adição do etanol, mantendo as emissões regulamentadas dentro dos limites impostos pela legislação vigente, com ganho de potência efetiva do motor e ao mesmo tempo usando-se de um aditivo de baixo custo, biodegradável, atóxico e renovável.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATKINS, Richard D. **A Introduction to Engine Testing and Development**. SAE International, USA: 2009.

ATADASHI, I.M.; AROUA, M.K.; AZIZ, A. Abdul. **High Quality Biodiesel and Its Diesel Engine Application: A review**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14, 1999-20008, 2010.

BASHA, Syed Ameer; GOPAL, K. Raja; JEBARAJ S. **A Review on Biodiesel Production, Combustion, Emissions and Performance**. Renewable and Sustainable Energy Reviews-13, 1628–1634, 2009.

BARABAS, Istvan; TODORUT, Adrian; BALDEAN, Doru. **Performance and Emission Characteristics of an CI Engine Fueled With Diesel–biodiesel–bioethanol Blends**. Fuel-89, 3827-3832, 2010.

BEN: **Balanco Energético Nacional**. Ministério das Minas e Energia, 2011.

BEN: **Balanco Energético Nacional**. Ministério das Minas e Energia, 2013.

BHATTI, Haq Nawaz; HANIF, Muhammad Asif; QASIM, Mohammad; REHMAN, Ata-ur. **Biodiesel Production From Waste Tallow**. Fuel-87, 2961–2966, 2008.

BO, Zhang; WEIBIAO, Fu; Jingsong, Gong. **Study of Fuel Consumption When Introducing DME or Ethanol into Diesel Engine**. Fuel-85, 778–782, 2006.

BRAUN, Silvana; APPEL, Lucia Gorenstin; SCHMAL, Martin. **A Poluição Gerada por Máquinas de Combustão Interna Movidas a Diesel – A questão dos particulados**. Estratégias atuais para redução e controle das emissões e tendências futuras. Química Nova, Vol. 27, nº 3, 472-482, 2003.

BRIDI, Cassiano Daniel; COSTA, Carlos Alberto, WANDER, Paulo Roberto. **Análise das Expectativas Sobre a Implantação da Euro V no Setor de Transporte de Passageiros**. Revista dos Transportes Públicos - ANTP - Ano 34, pp. 25-38 – 2012.

BUONO, D.; SENATORE, A.; PRATTI, M.V. **Particulate Filter Behaviour of a Diesel Engine Fueled With Biodiesel**. Applied Thermal Engineering. pp. 1-7, 2011.

CANAKÇI, MUSTAFA; HOSUZ, MURAT. **Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels**. Energy Sources, Part B-1, 379–394, 2006.

CANAKÇI, M.; VAN GERPEN J. **A Pilot Plant to Produce Biodiesel From High**

Free Fatty Acid Feedstocks. Presented in ASAE, Annual International Meeting, paper n° 016049, 2001a.

CANAKÇI, M.; VAN GERPEN, J. **The Performance and Emissions of a Diesel Engine Fueled With Biodiesel From Yellow Grease and Soybean Oil.** Presented in ASAE, Annual International Meeting, paper n° 016050, USA, 2001b.

CANDEIA, R.A.; SILVA M.C.D.; FILHO, J.R. Carvalho; BRASILINO; M.G.A., BICUDO, T.C.; SANTOS, I.M.G.; A.G. **Influence of Soybean Biodiesel Content on Basic Properties of Biodiesel–Diesel Blends.** Fuel-88, 738–743, 2009.

ÇETINKAYA, Merve; ULUSOY, Yahya; TEKIN, Yucel; KARAOSMANOGLU, Filiz. **Engine and Winter Road Test Performances of Used Cooking Oil Originated Biodiesel.** Energy Conversion and Management-46, 1279–1291, 2005.

CHALLEN Bernard; BARANESCU, Rodica. **Diesel Engine:** Refence Book. Butterworth Heinemann, Oxford: 1999.

CONAMA–Conselho Nacional do Meio Ambiente, **Resolução Conama n° 18**, de 6 de Maio. Brasília DOU 17.06.1986, 1986.

DEMPSEY, Paul. **Diesel Engines:** Troubleshooting and Repairing. 4a Ed. USA: McGrawHill, 2008.

DEMIRBAS, Ayhan. **Importance of Biodiesel as Transportation Fuel.** Energy Policy-35, 4661–4670, 2007.

DI, Yage; CHEUNG, C.S.; HUANG, Zuohua. **Experimental Investigation on Regulated and Unregulated Emissions of a Diesel Engine Fueled With Ultra-Low Sulfur Diesel Fuel Blended With Biodiesel From Waste Cooking Oil.** Science of the Total Environment-407, 835-846, 2009.

EPA. **A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions**, EPA 420-P-02-001; U.S. Environmental Protection Agency: Washington, DC, 2002.

EPA. **Guidance on Quantifying NOx Benefits for Cetane Improvement Programs for Use in SIPs and Transportation Conformity**, EPA420-B-04-005; U.S. Environmental Protection Agency: Washington, DC, 2004.

FERREIRA, Vitor Pinheiro; PEPE, Iuri Muniz. **Banho Termostático de Baixo Custo para Estudo de Sensores Térmicos.** V CONEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Salvador, Brasil, 2008.

FERREIRA, Vitor Pinheiro; TORRES, Ednildo Andrade; SILVA, Leonard Fernandes; PEPE, Iuri Muniz. **Análises Energética e Exergética de uma Bomba Centrífuga Acionada por um Motor Diesel Alimentado com Diesel, Biodiesel e Misturas Binárias e Ternárias de Diesel, Biodiesel e Álcool Anidro.** X Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica. Porto, Portugal, 2011.

FERREIRA, Vitor Pinheiro; TORRES, Ednildo Andrade; PEPE, Iuri Muniz, SILVA, Jonathan Pedreira. **Análise do Desempenho de um Grupo Gerador Alimentado com Diesel, Biodiesel e uma Mistura Ternária de Diesel, Biodiesel e Álcool Anidro.** VII

Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Salvador, Bahia, Brasil, 2012.

GARRET T. K.; NEWTON K.; STEEDS W. **The Motor Vehicle**. 3a ed. Buttherworth Heinemann, Oxford, 2001.

GUARIEIRO, LÍlian Lefol Nani; SOUZA, Amanda Figueiredo de; TORRES, Ednildo Andrade; ANDRADE, Jailson B. de. **Emission Profile of 18 Carbonyl Compounds, CO, CO₂, and NO_x Emitted by a Diesel Engine Fuelled With Diesel and Ternary Blends Containing Diesel, Ethanol and Biodiesel or Vegetable Oils**. Atmospheric Environment-43, 2754–2761, 2009.

GUARIEIRO, LÍlian Lefol Nani; GUARIEIRO, Aline Lefol Nani. **Vehicle Emissions: What Will Change with Use of Biofuel?** Chapter 14, 357, 386, Intech, <http://dx.doi.org/10.5772/52513>, 2013.

GRABOSKI, M.S.; MCCORMICK, R.L.; ALLEMAN, T.L.; HERRING, A.M. **The Effect of Biodiesel Composition on Engine Emissions From a DC Series 60 Diesel Engine**. National Renewable Energy Laboratory, NREL/SR-510-31461, 2003.

HAMASAKI, K.; KINOSHITA, E.; TAJIMA, H.; TAKASAKI, K.; MORITA, D. **Combustion Characteristics of Diesel Engines With Waste Vegetable Oil Methyl Ester**. In: The 5th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines, 2001.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engines**. USA: McGraw Hill, 1988.

HUANG GuanHua; CHEN Feng; WEI Dong; ZHANG, XueWu; CHEN, Gu. **Biodiesel Production by Microalgal Biotechnology**. Applied Energy-87, 38-46, 2010.

JANAUN, Jidon; ELLIS, Naoko. **Perspectives on Biodiesel as a Sustainable Fuel**. Renewable and Sustainable Energy Reviews-14, 1312-1320, 2010.

JIE, Liu; SHENGHUA, Liu; YI, Li; YANJU, Wei; GUANGLE, Li; ZAN, Zhu. **Regulated and Nonregulated Emissions from a Dimethyl Ether Powered Compression Ignition Engine**. Energy Fuels, 24, 2465–2469, 2010.

KAPLAN, C.; ARSLAN, R.; SURMEN, A. **Performance Characteristics of Sunflower Methyl Esters as Biodiesel**. Energy Sources Part A, 28, 751–755 2006.

KARAVALAKIS, Georgios; BAKEAS Evangelos; STOURNAS, Stamos. **Influence of Oxidized Biodiesel Blends on Regulated and Unregulated Emissions from a Diesel Passenger Car**. Environ. Sci. Technol. 44, 5306–5312, 2010.

KNOTHE Gerhard; VAN GERPEN John. **The Biodiesel Handbook**. USA: Aocs Press, 2005.

KWANCHARON, Prommes; LUENGNAUEMITCHAI; JAI-IN Samai. **Solubility of a Diesel-biodiesel-ethanol Blend, Its Fuel Properties and Its Emission Characteristics from Diesel Engine**. Fuel-86, 1053-1061, 2007.

LAPUERTA, Magín; ARMAS, Octavio; GARCIA-CONTRERAS, Reyes. **Stability of Diesel-bioethanol Blends for Use in Diesel Engines**. Fuel-86, 1351–1357, 2007.

- LAPUERTA, Magin; ARMAS, Octavio; RODRÍGUEZ-FERNÁNDEZ, José. **Effect of Biodiesel Fuels on Diesel Engine Emissions**. Progress in Energy and Combustion Science-34, 198–223, 2008.
- LAST R.J.; KRÜGER, M.; DÜRNHOLZ, M. **Emissions and Performance Characteristics of a 4-stroke, Direct Injected Diesel Engine Fueled With Blends of Biodiesel and Low Sulfur Diesel Fuel**. International Congress & Exposition, February 1995, SAE paper, 1995.
- LEI, Jilin; SHEN, Lizhong; BI, Yuhua; CHEN, Hong. **A Novel Emulsifier for Ethanol–diesel Blends and Its Effect on Performance**. Fuel-93, 305–311, 2012.
- LIMA, Paulo Cesar Ribeiro. **O pre-sal e o Aquecimento Global**. Biblioteca Digital da Câmara dos deputados. Brasília, 2009.
- LIN Ya-fen; WU, Yo-ping Greg, WU Chang-Tang. **Combustion Characteristics of Waste-oil Produced Biodiesel/diesel Fuel Blends**. Fuel-86, 1772–1780, 2007.
- LU, Xingcai; MA, Junjun; JI, Libin; HUANG, Zhen. **Simultaneous Reduction of Nox Emission and Smoke Opacity of Biodiesel-Fueled Engines by Port Injection of Ethanol**, Fuel-87, 1289–1296, 2008.
- MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**, 3ª Ed. Porto: Publindústria, Edições Técnicas, 2013.
- MOLLENHAUER, Klaus; TSCHOEKE, Helmut. **Handbook of Diesel Engines**. Berlin: Springer, 2010
- MONYEM, Abdul; VAN GERPEN, Jon H. **The Effect of Biodiesel Oxidation on Engine Performance**. Biomass and Bioenergy 20, 317–325, 2001.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios da Termodinâmica**. 6ª ed, LTC, São Paulo, 2009.
- PANG, Shih-Hao, CHRISTOPHERFREY H., RASDORF WILLIA M J. **Life Cycle Inventory Energy Consumption and Emissions for Biodiesel versus Petroleum Diesel Fueled Construction Vehicles**. Environ. Sci. Technol., 43, 6398–6405, 2009.
- PARK, Su Han; YOUN, In Mo; LEE, Chang Sik. **Influence of Ethanol Blends on the Combustion Performance and Exhaust Emission Characteristics of a Four-cylinder Diesel Engine at Various Engine Loads and Injection Timings**. Fuel-90, 748-755, 2011.
- PAULILLO, Luis Fernando; VIAN, Carlos Eduardo de Freitas; SHIKIDA, Pery Francisco Assis; MELO, Fabiana Tanque de. **Álcool Combustível e Biodiesel no Brasil: Quo vadis?**. RER, vol. 45, nº 3, pp. 531-565, 2007.
- PIDOL, Ludvine; LECOINTE, Bertrand; STARCK, Laurie; JEULAND, Nicolas. **Ethanol–biodiesel–Diesel Fuel Blends: Performances and emissions in conventional Diesel and advanced Low Temperature Combustions**. Fuel-93 329–338, 2012.

PINTO, Angelo C.; GUARIEIRO, Lilian L. N.; REZENDE, Michelle J. C.; RIBEIRO, Núbia M.; TORRES, Ednildo A.; LOPES, Wilson A.; PEREIRA, Pedro A. de P.; ANDRADE, Jailson B. **Biodiesel: an overview**. Journal of the Brazilian Chemical Society. vol.16. pp. 1313-1330, 2005.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines**. USA: Prentice Hall, 2000.

RANDAZZO Mário L.; SODRÉ José R. **Exhaust Emissions from a Diesel Powered Vehicle Fuelled by Soybean Biodiesel Blends (B3–B20) With Ethanol as an Additive (B20e2–B20e5)**. Fuel-90, 98-103, 2011.

RIBEIRO, Núbia M.; PINTO, Angelo C.; QUINTELLA, Cristina M.; DA ROCHA Gisele O.; TEIXEIRA, Leonardo S. G.; GUARIEIRO, Lílían L. N.; RANGEL, Maria do Carmo; VELOSO, Márcia C. C.; REZENDE, Michelle J. C.; DA CRUZ, Rosenira Serpa; DE OLIVEIRA, Ana Maria, TORRES, Ednildo A.; DE ANDRADE, Jailson B. **The Role of Additives for Diesel and Diesel Blended (Ethanol or Biodiesel) Fuels: A Review**. Energy & Fuels, 2007.

SHEEHAN, J.; DUNAHAY, T.; BENEMANN, J.; ROESSLER, P. **A Look Back at the US Department of Energy's Aquatic Species Program—Biodiesel From Algae**. National Renewable Energy Laboratory, 1998.

STONE, Richard. **Introduction to Internal Combustion Engines**, 3^a Ed. SAE International, Grait Britain: 1999.

SINGH, S.P.; SINGH, Dipti. **Biodiesel Production Through the Use of Different Sources and Characterization of Oils and their Esters as the Substitute of Diesel: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 14, 200–216, 2010.

SOARES, Dayane Zandonadi; ANDREOZZI, Sylvio Luiz. **Reflexões Sobre o Etanol e o Biodiesel na Matriz Energética Brasileira**. Revista Geográfica de América Central Número Especial EGA. pp. 1-17, 2011.

TAKADA, K.; YOSHIMURA, F., OHGA, Y., KUSAKA, J.; DAISHO, Y. **Experimental Study on Unregulated Emission Characteristics of Turbocharged DI Diesel Engine With Common Rail Fuel Injection System**. SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, 2003.

TORRES, Ednildo Andrade. **Biodiesel: o combustível para o novo século**. Bahia Análise & Dados, v.16, n.1, p. 89-95, 2006.

TSANG, K. S.; ZHANG, Z. H.; CHEUNG, C. S.; CHAN, T. L. **Reducing Emissions of a Diesel Engine Using Fumigation Ethanol and a Diesel Oxidation Catalyst**. Energy Fuels, 24, 6156–6165, 2010.

TZAMKIOSIS, T.; NTZIACHRISOTS, SAMARAS, Z. **Diesel Passenger car PM Emissions from Euro1 to Euro 4 with particle filter**. Atmospheric Environment. Pp. 909-916, 2009.

USTA, N.; OZTURK, E.; CAN, O.; CONKUR E.S.; NAS, S.; S., ÇON, A.H.; CAN,

A.Ç.; TOPCU, M. **Combustion of Biodiesel Fuel Produced from Hazelnut Soapstock/waste Sunflower Oil Mixture in a Diesel Engine**. Energy Conversion and Management-46, 741–755, 2005.

VICENTE, Miguel de Castro. **El Motor Diesel en el Automovil**. Espanha: Ediciones Ceac, 1987.

WADUMESTHRIGE, Kapila; SMITH, Jeremiah C.; SMITH, John R., SALLEY, Steven O.; NG, K. Y. Simon. **Investigation of the Parameters Affecting the Cetane Number of Biodiesel**. J Am Oil Chem Soc, 85:1073–1081, 2008.

WAHLEN, Bradley D.; MORGAN Michael R.; MCCURDY Alex T.; WILLIS Robert M.; MORGAN, Michael D.; DYE, Daniel J.; BUGDEE, Bruce; WOOD Byar D.; SEEFELT, Lance C. **Biodiesel From Microalgae, Yeast and Bacteria: Engine Performance and Exhaust Emissions**. Energy and Fuels. pp. 220-228, 2013.

YILMAZ, Nadir; SANCHEZ, Tomas M. **Analysis of Operating a Diesel Engine on Biodiesel-Ethanol and Biodiesel-Methanol Blends**. Energy, pp, 1-4, 2012.

YILMAZ, Nadir. **Performance and Emissions Characteristics of a Diesel Engine Fuelled With Biodiesel-Ethanol and Biodiesel-Methanol Blends at Elevated Air Temperatures**, Fuel, 2011.

ZHENG, Ming; MULENGA, Mwila C.; READER, Graham T.; WANG, Meiping; TING, David S-K.; TJONG, Jimi. **Biodiesel Engine Performance and Emissions in Low Temperature Combustion**. Fuel-87, 714–722, 2008.

ZHU, Lei, CHEUNG C.S., ZHENG W.G., HUANG Zhen. **Combustion Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fueled With Ethanol-biodiesel Blend**. Fuel-90 1743-1750, 2011.

ANEXO I – Código de Programa para Simulador Energético e Exergético

"Programa para Análise de Combustão"

```
T[0]=25
Tk[0]=ConvertTEMP(C;K;T[0])
P[0]=101
"fracao_d=0,8"
"fracao_b=0,15"
"fracao_a=0,05"
C_d=9,84
H_d=17,85
O_d=0
C_b=18,74
H_b=34,43
O_b=2
C_a=2
H_a=6
O_a=1
d_d=853
d_b=869
d_a=790
PCIm_d=42820
PCIm_b=37388
PCIm_a=28300
PCIm_diesel_padrao=42820
MM_co2=12,011+2*15,999
MM_co=12,011+15,999
MM_o2=2*15,999
MM_n2=2*14,007
MM_no=14,007+15,999
MM_no2=14,007+2*15,999
MM_h2o=2*1,0079+15,999
MM_d=12,011*C_d+1,0079*H_d+15,999*O_d
MM_b=12,011*C_b+1,0079*H_b+15,999*O_b
MM_a=12,011*C_a+1,0079*H_a+15,999*O_a
MM_tern=fn_d*MM_d+fn_b*MM_b+fn_a*MM_a
MM_diesel_padrao=12,011*n+1,0079*m
"Para uma mistura total de 15l"
Vd=fracao_d*15
Vb=fracao_b*15
Va=fracao_a*15
fn_d=(Vd*d_d/MM_d)/((Vd*d_d/MM_d)+(Vb*d_b/MM_b)+(Va*d_a/MM_a))
fn_b=(Vb*d_b/MM_b)/((Vd*d_d/MM_d)+(Vb*d_b/MM_b)+(Va*d_a/MM_a))
fn_a=(Va*d_a/MM_a)/((Vd*d_d/MM_d)+(Vb*d_b/MM_b)+(Va*d_a/MM_a))
PCIn_d=PCIm_d*MM_d
PCIn_b=PCIm_b*MM_b
PCIn_a=PCIm_a*MM_a
PCIn_diesel_padrao=PCIm_diesel_padrao*MM_diesel_padrao
PCIn_tern=fn_d*PCIn_d+fn_b*PCIn_b+fn_a*PCIn_a
PCIm_tern=(PCIn_tern)/MM_tern
"Relação estequiométrica"
"CxHy + a.(O2+3,76N2) -> b. CO2+ g. H2O +i.N2"
```

```

"Diesel"
C_d=b_est_d
"Balanço do hidrogenio"
H_d=2*g_est_d
"Balanço do oxigênio"
O_d+2*a_est_d=2*b_est_d+g_est_d
"Balanço do nitrogenio"
3,76*2*a_est_d=2*i_est_d
"Biodiesel"
C_b=b_est_b
"Balanço do hidrogenio"
H_b=2*g_est_b
"Balanço do oxigênio"
O_b+2*a_est_b=2*b_est_b+g_est_b
"Balanço do nitrogenio"
3,76*2*a_est_b=2*i_est_b
"Alcool Anidro"
C_a=b_est_a
"Balanço do hidrogenio"
H_a=2*g_est_a
"Balanço do oxigênio"
O_a+2*a_est_a=2*b_est_a+g_est_a
"Balanço do nitrogenio"
3,76*2*a_est_a=2*i_est_a
"Mistura Ternária"
"Balanço do carbono"
fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a=b_est
"Balanço do hidrogenio"
fn_d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a=2*g_est
"Balanço do oxigênio"
fn_d*O_d+fn_b*O_b+fn_a*O_a+2*a_est=2*b_est+g_est
"Balanço do nitrogenio"
3,76*2*a_est=2*i_est
Rel_AC_n_est=(a_est*4,76)/(fn_d+fn_b+fn_a)
Rel_AC_m_est=Rel_AC_n_est*(28,97/MM_tern)
"Diesel Padrão"
n=b_est_diesel_padrao
"Balanço do hidrogenio"
m=2*g_est_diesel_padrao
"Balanço do oxigênio"
2*a_est_diesel_padrao=2*b_est_diesel_padrao+g_est_diesel_padrao
"Balanço do nitrogenio"
3,76*2*a_est_diesel_padrao=2*i_est_diesel_padrao
"Determinação da entalpia de formação do combustível"
entf_co2=-393522
entf_co=-110527
entf_h2o=-241826
entf_n2=0
entf_o2=0
entf_no=90290
entf_no2=33180
-PCIn_d=(b_est_d*entf_co2+g_est_d*entf_h2o+i_est_d*entf_n2)-entf_d
-PCIn_b=(b_est_b*entf_co2+g_est_b*entf_h2o+i_est_b*entf_n2)-entf_b
-PCIn_a=(b_est_a*entf_co2+g_est_a*entf_h2o+i_est_a*entf_n2)-entf_a
-PCIn_diesel_padrao=(b_est_diesel_padrao*entf_co2+g_est_diesel_padrao*entf_h2o+

```



```

i_est_diesel_padrao*entf_n2)-entf_diesel_padrao
-PCIn_tern=(b_est*entf_co2+g_est*entf_h2o+i_est*entf_n2)-entf_tern
T[3]=Tdescarga
Tm=(Tdescarga+T[0])/2
Tkm=ConvertTEMP(C;K;Tm)
P[3]=Pdescarga
Tk[3]=ConvertTEMP(C;K;T[3])
entf_sai_co2=entf_co2+(Cp(CO2;T=Tm))*MM_co2*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_co=entf_co+(Cp(CO;T=Tm))*MM_co*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_h2o=entf_h2o+(Cp(H2O;T=Tm))*MM_h2o*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_n2=entf_n2+(Cp(N2;T=Tm))*MM_n2*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_o2=entf_o2+(Cp(O2;T=Tm))*MM_o2*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_no=entf_no+(Cp(NO;T=Tm))*MM_no*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_no2=entf_no2+(Cp(NO2;T=Tm))*MM_no2*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_d=entf_d+(Cp(n-Dodecane;T=Tm;P=P[3]))*MM_d*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_b=entf_b+(Cp(n-Dodecane;T=Tm;P=P[3]))*MM_b*(Tk[3]-Tk[0])
entf_sai_a=entf_a+(Cp(Ethanol;T=Tm;P=P[3]))*MM_a*(Tk[3]-Tk[0])
entf_ent_n2=entf_n2+(Cp(N2;T=T[1]))*MM_n2*(Tk[1]-Tk[0])
entf_ent_o2=entf_o2+(Cp(O2;T=T[1]))*MM_o2*(Tk[1]-Tk[0])
"Determinação dos coeficientes da combustão real a partir dos dados do(s) analisador(es) na
base seca com N2 - exercício"
"Tdescarga=430"
"Pdescarga=200"
"fracao_n_o2=8,18"
"fracao_n_co=0,01842"
"fracao_n_co2=9,42"
"fracao_n_no=0,03428"
"fracao_n_no2=0,0017"
"fracao_HC_s_e=0.0011"
"fracao_HC_c_e=0"
"balanço real para o diesel padrão"
n=(fracao_n_co2+fracao_n_co)
e=100-(fracao_n_co2+fracao_n_co+fracao_n_o2+fracao_n_no+fracao_n_no2)
e=a*3,76+fracao_n_no+fracao_n_no2
m=2*d
a=(fracao_n_co2+(fracao_n_co/2)+fracao_n_o2)+d/2+(fracao_n_no/2)+fracao_n_no2
"balanço real"
"x*(fn_d*C_dH_dO_d+fn_b*C_bH_bO_b+fn_a*C_aH_aO_a)+a_teste*(O2+3.76N2) --->
fracao_n_co2*CO2+fracao_n_co*CO+fracao_n_o2*O2+fracao_n_no*NO+fracao_n_no2*NO2+"
"fracaoHCs_e*(fn_d*C_dH_dO_d+fn_b*C_bH_bO_b+fn_a*C_aH_aO_a)+fracaoHC_e*(C_aH
_aO_a)+g_teste*H2O+i_teste*N2"
"balanço do carbono"
x*(fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a)=fracao_n_co2+fracao_n_co+fracao_HC_s_e*(fn_d*C_d+f
n_b*C_b+fn_a*C_a)+fracao_HC_c_e*C_a
"balanço do hidrogenio"
x*(fn_d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a)=2*g_teste+fracao_HC_s_e*(fn_d*H_d+fn_b*H_b+fn_a
*H_a)+fracao_HC_c_e*H_a
"balanço do oxigenio"
x*(fn_d*O_d+fn_b*O_b+fn_a*O_a)+2*a_teste=2*(fracao_n_co2)+2*fracao_n_o2+fracao_n_co+g
_teste+fracao_n_no+2*fracao_n_no2+fracao_HC_s_e*(fn_d*O_d+fn_b*O_b+fn_a*O_a)+fracao
n_HC_c_e*O_a
"balanço do nitrogenio"
2*3,76*a_teste=fracao_n_no+fracao_n_no2+2*i_teste
a_real=a_teste/x
b_real=fracao_n_co2/x

```

```

d_real=fracaon_o2/x
c_real=fracaon_co/x
g_real=g_teste/x
i_real=i_teste/x
e_real=fracaon_no/x
f_real=fracaon_no2/x
"jreal-->HC sem etanol"
"lreal-->HC com etanol"
jreal=(fracaon_HC_s_e)/x
lreal=(fracaon_HC_c_e)/x
"Determinação da potência fornecida pelo motor"
"Pot_Motor_kW=12"
"Determinação da Vazão de ar do motor"
"Vel_ar=10"
Vaz_ar=Vel_ar*((pi*(0,0724^2))/4)
Vaz_ar_mph=Vel_ar*((pi*(0,0724^2))/4)*3600
"T[1]=31,9"
Tk[1]=ConvertTEMP(C;K;T[1])
P[1]=101
rho[1]=Density(Air;T=T[1];P=P[1])
Vaz_m_ar=Vaz_ar*rho[1]
Vaz_m_ar_kph=Vaz_ar*rho[1]*3600
MM_ar=28,97
Vaz_n_ar=Vaz_m_ar/MM_ar
Excesso_real%=(a_real/a_est)*100
"Determinação da Vazão de Combustível"
tempo_comb=20*60
"Massa_comb=300"
Vazão_m_comb=Massa_comb/tempo_comb
Vazão_n_comb=(Vazão_m_comb/1000)/MM_tern
Vazão_n_dieselpadiao=(Vazão_m_comb/1000)/MM_diesel_padiao
Vazão_n_tern=(Vazão_m_comb/1000)/MM_tern
Cons_esp=(Vazão_m_comb*3600)/Pot_Motor_kW
"Determinação da relação Ar/Comb pela entrada"
a_ent=(Vaz_n_ar/Vazão_n_comb)/4,76
Rel_AC_m_ent=Vaz_m_ar/(Vazão_m_comb/1000)
"Análise Energética"
Q_vc/Vazão_n_tern=Pot_Motor_kW/Vazão_n_tern+(b_real*entf_sai_co2+c_real*entf_sai_co+
d_real*entf_sai_o2+e_real*entf_sai_no+f_real*entf_sai_no2+i_real*entf_sai_n2+g_real*entf_s
ai_h2o+jreal*(fn_d*entf_sai_d+fn_b*entf_sai_b+fn_a*entf_sai_a)+lreal*(entf_sai_a))-
(a_real*(entf_ent_o2)+a_real*3,76*entf_ent_n2+entf_tern)
En_ex=Vazão_n_tern*PCIn_tern-Pot_Motor_kW-abs(Q_vc)
En_ent=Vazão_n_tern*PCIn_tern
Rendimento_motor=(Pot_Motor_kW/(PCIn_tern*Vazão_n_tern))*100
"Análise Exergética"
"frações mássicas"
h=((fn_d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a)*1,0079)/((fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a)*12,011+(fn_
d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a)*1,0079+(fn_a*O_a+fn_b*O_b+fn_a*O_a)*15,999)
c=((fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a)*12,011)/((fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a)*12,011+(fn_
d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a)*1,0079+(fn_a*O_a+fn_b*O_b+fn_a*O_a)*15,999)
o=((fn_d*O_d+fn_b*O_b+fn_a*O_a)*15,999)/((fn_d*C_d+fn_b*C_b+fn_a*C_a)*12,011+(fn_
d*H_d+fn_b*H_b+fn_a*H_a)*1,0079+(fn_a*O_a+fn_b*O_b+fn_a*O_a)*15,999)
beta_n_tern=1,0401+0,1728*(h/c)+0,0432*(o/c)
ext_m_o2_ent=Cp(O2;T=T[1])*(Tk[1]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(O2;T=T[1])*ln(Tk[1]/Tk[0])-
(8,3145*ln(P[1]/P[0]))/MM_o2)

```

```

ext_m_n2_ent=Cp(N2;T=T[1])*(Tk[1]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(N2;T=T[1])*ln(Tk[1]/Tk[0])-
(8,3145*ln(P[1]/P[0]))/MM_n2)
ext_m_co2_sai=Cp(CO2;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(CO2;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_co2)
ext_m_co_sai=Cp(CO;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(CO;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_co)
ext_m_o2_sai=Cp(O2;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(O2;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_o2)
ext_m_h2o_sai=Cp(H2O;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(H2O;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_h2o)
ext_m_no_sai=Cp(NO;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(NO;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_no)
ext_m_no2_sai=Cp(NO2;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(NO2;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_no2)
ext_m_n2_sai=Cp(N2;T=T[3])*(Tk[3]-Tk[0])-Tk[0]*(Cp(N2;T=T[3])*ln(Tk[3]/Tk[0])-
(8,3145*ln(Pdescarga/P[0]))/MM_n2)
Ext_o2_ent=Vazão_n_tern*a_real*MM_o2*ext_m_o2_ent
Ext_n2_ent=Vazão_n_tern*a_real*3,76*MM_n2*ext_m_n2_ent
Ext_co2_sai=Vazão_n_tern*b_real*MM_co2*ext_m_co2_sai
Ext_co_sai=Vazão_n_tern*c_real*MM_co*ext_m_co_sai
Ext_o2_sai=Vazão_n_tern*d_real*MM_o2*ext_m_o2_sai
Ext_h2o_sai=Vazão_n_tern*g_real*MM_h2o*ext_m_h2o_sai
Ext_no_sai=Vazão_n_tern*e_real*MM_no*ext_m_no_sai
Ext_no2_sai=Vazão_n_tern*f_real*MM_no2*ext_m_no2_sai
Ext_n2_sai=Vazão_n_tern*i_real*MM_n2*ext_m_n2_sai
Ext_ex=Ext_co2_sai+Ext_co_sai+Ext_o2_sai+Ext_h2o_sai+Ext_no_sai+Ext_no2_sai+Ext_n2_
sai
exqo_n_o2=3970
exqo_n_n2=720
exqo_n_co2=20140
exqo_n_co=275430
exqo_n_h2o=11710
exqo_n_no=89040
exqo_n_no2=56220
total=(b_real+c_real+d_real+e_real+g_real+f_real+i_real)
xi_co2=b_real/total
xi_co=c_real/total
xi_o2=d_real/total
xi_h2o=g_real/total
xi_no=e_real/total
xi_no2=f_real/total
xi_n2=i_real/total
Exq_ex=Vazão_n_tern*(xi_co2*exqo_n_co2*b_real+xi_co*exqo_n_co*c_real+xi_o2*exqo_n_
o2*d_real+xi_h2o*exqo_n_h2o*g_real+xi_no*exqo_n_no*e_real+xi_no2*exqo_n_no2*f_real
+xi_n2*exqo_n_n2*i_real+8,3145*Tk[0]*(xi_co2*ln(xi_co2)*b_real+xi_co*ln(xi_co)*c_real+
xi_o2*ln(xi_o2)*d_real+xi_h2o*ln(xi_h2o)*g_real+xi_no*ln(xi_no)*e_real+xi_no2*ln(xi_no2)
*f_real+xi_n2*ln(xi_n2)*i_real))
Exttotal_ex=Exq_ex+Ext_ex
Ex_tern=beta_n_tern*PCln_tern*Vazão_n_tern
"Tcarcaça=70"
Tkcarcaça=ConvertTEMP(C;K;Tcarcaça)
Ex_Qvc=abs(Q_vc)*(1-Tk[0]/Tkcarcaça)
Ex_tern=Ex_Qvc+Pot_Motor_kW+Exttotal_ex+Ex_destruida
Efíc_exerg_motor=(Pot_Motor_kW/(Ex_tern))*100

```

ANEXO II – Procedimento para Calibração da Célula de Carga do Dinamômetro

A calibração da célula de carga do dinamômetro Schenck D-210, de acordo com as recomendações do fabricante, foi realizada com o auxílio de uma barra de apoio e três pesos de calibração, confeccionados na Universidade Federal da Bahia. A calibração se deu pela comparação dos valores de torque medido pelo módulo de aquisição de dados em contagens de ADC (conversor analógico-digital) e os valores de torque teóricos proporcionados pela barra e as massas de calibração, obtidos através de cálculos matemáticos. A figura AII.1 descreve o procedimento realizado.

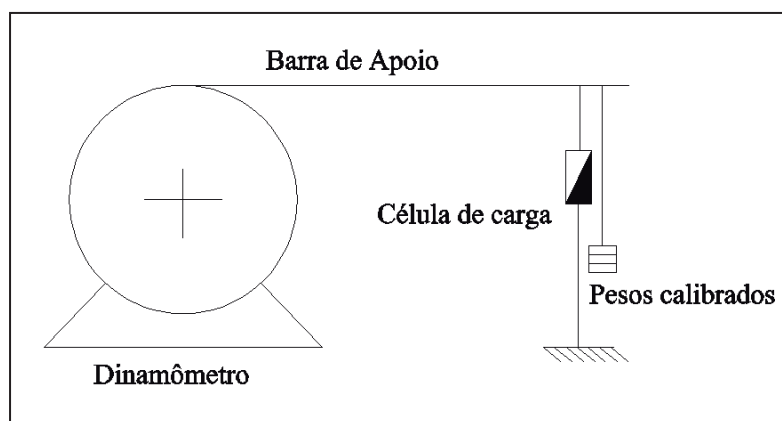


Figura AII.1 – Detalhes da calibração da célula de carga.

A primeira medição de torque, com o motor desconectado do dinamômetro, foi feita sem a barra de calibração. As massas calibradas foram então acrescentadas sobre a célula de carga. Esta apresentavam massas (incluindo a barra de apoio) 6,5 kg, 10,5 kg e 14,5 kg. Como estas massas foram aplicadas a um braço de alavanca de 420 mm, os valores de torque puderam ser calculados conforme mostrado na tabela AII.1.

Tabela AII.1 – Massas de calibração e torque correspondente.

| Massa (kg) | Valor do torque imposto (N.m) |
|------------|-------------------------------|
| 0 | 0,0 |
| 6,5 | 26,8 |
| 10,5 | 43,3 |
| 12,5 | 59,7 |

A seguir os valores de contagem indicados pelo sistema de aquisição foram comparados aos valores de torque teórico, conforme mostrado na figura AII.2, onde é mostrada a curva de calibração utilizada para corrigir a indicação do sistema de aquisição de dados.

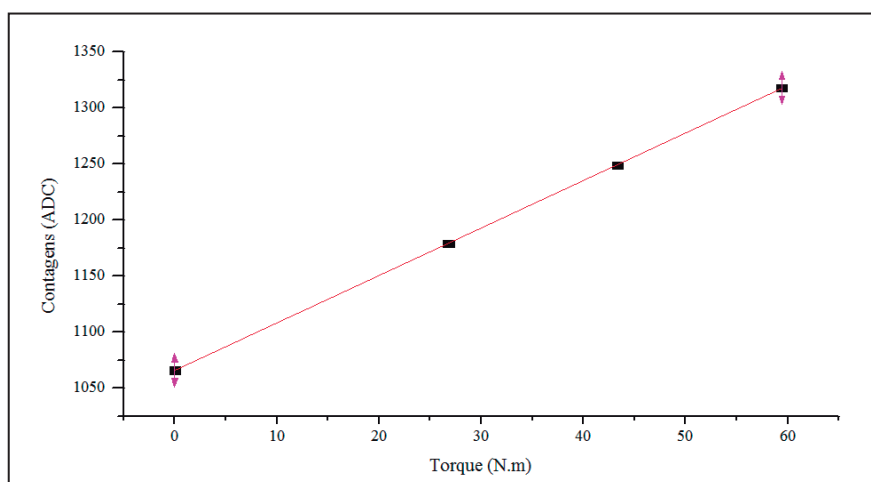


Figura AII.2 – Curva de calibração para a célula de carga.

ANEXO III – Caracterização do Biodiesel B

Quantidade de material graxo para compor o biodiesel: 65% gordura bovina, 35% óleo de soja.

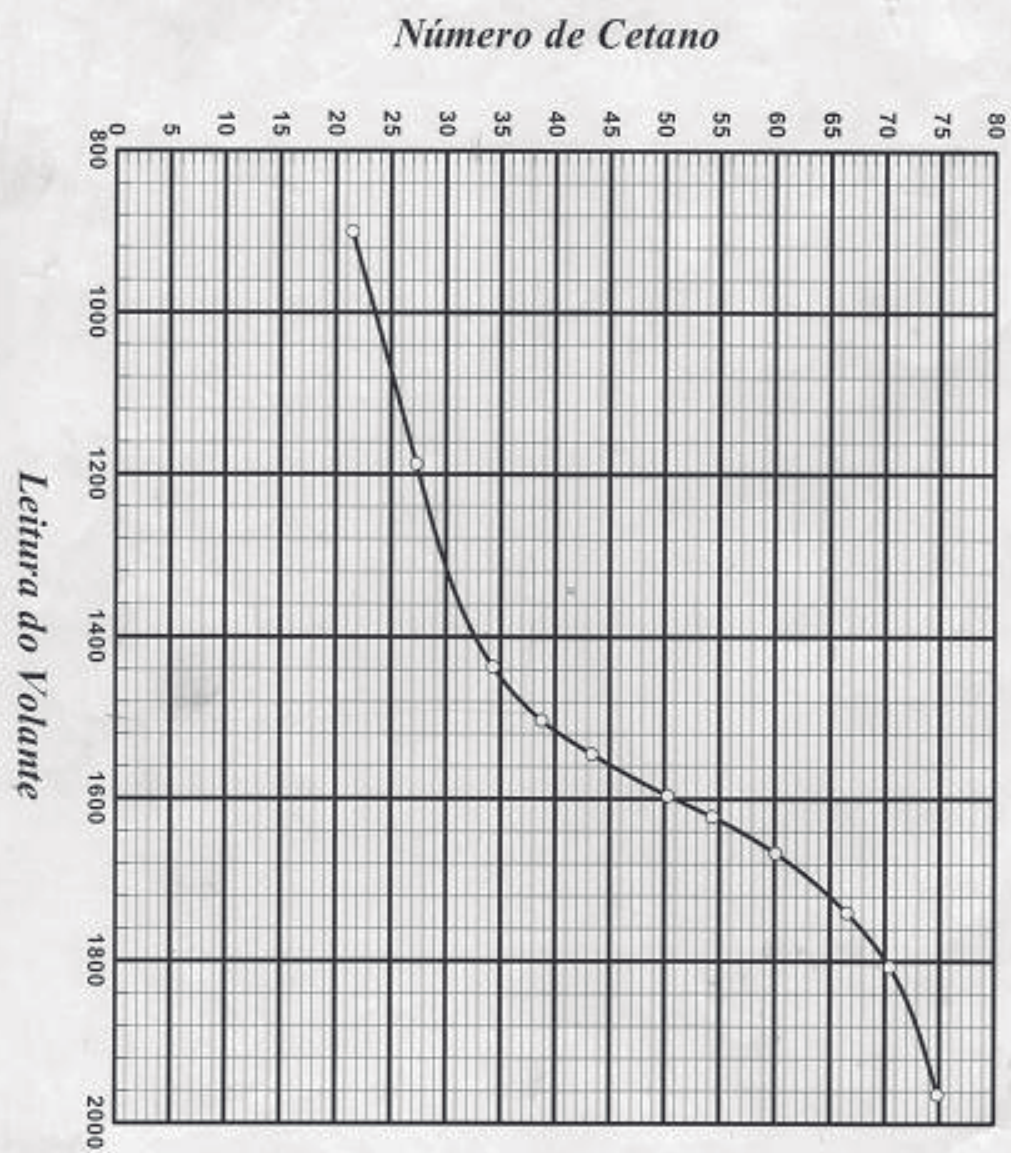
| Característica | Resultado | Unidade | Especificação | Método |
|--|-----------|-------------------|---------------|------------|
| Aspecto | LII | --- | LII | visual |
| Massa espec. (20 °C) | 876,9 | Kg/m ³ | 850-900 | ASTM-D1298 |
| Viscosidade cinemática | 4,525 | cSt | 3,0 – 6,0 | ASTM-D445 |
| Teor de Água | 143 | mg/kg | 350 | ASTM-D6304 |
| Contaminação total | 20,2 | mg/kg | 24 | EN-662 |
| Ponto de fulgor (min) | 160 | °C | 100 | ASTM-D93 |
| Teor de éster (min) | 97,1 | % massa | 96,5 | EN-14103 |
| Resíduo de carbono (max.) | 0,02 | % massa | 0,05 | ASTM-D4530 |
| Cinzas sulfatadas (máx.) | 0,005 | mg/kg | 0,02 | ASTM-D874 |
| Enxofre total (max) | 1,7 | mg/kg | 5,0 | ASTM-D5453 |
| Sódio + potássio (max.) | 2,7 | mg/kg | 5,0 | NBR-15553 |
| Cálcio + Magnésio (máx.) | 2,2 | mg/kg | 5,0 | NBR-15553 |
| Fosfato (max.) | 1,6 | mg/kg | 10,0 | NBR-15553 |
| Corrosividade ao cobre (3h) | 1 | --- | 1 | ASTM-D130 |
| Ponto de entupimento de filtro a frio (°C) | -5 | ° C | 19 | ASTM-D6371 |
| Índice de acidez | 0,43 | mgKOH/g | 0,50 | ASTM-D664 |
| Glicerol livre (max.) | 0,017 | mg/kg | 0,02 | ASTM-D6584 |
| Glicerol total (max.) | 0,016 | mg/kg | 0,25 | ASTM-D6584 |
| Monoglicerol (max.) | 0,601 | mg/kg | 0,800 | ASTM-D6584 |
| Diglicerol (max.) | 0,177 | mg/kg | 0,200 | ASTM-D6584 |
| Triglicerol (max.) | 0,160 | mg/kg | 0,200 | ASTM-D6584 |
| Índice de iodo | 72 | g de 1/100g | Anotar | EN-14111 |
| Metanol | 0,01 | mg/kg | 0,02 | EN-14110 |
| Estabilidade à oxidação | 6,4 | h | 6,0 | EN-14112 |

*OBS.: Dados conforme certificado de qualidade do biodiesel (nº 395-24) emitido pela Binatural®-Indústria e comércio de óleos vegetais LTDA em 08 de Junho de 2013.

ANEXO IV – Tabela de Conversão Posição do Fuso x Número de Cetano

| Posição do volante x Número de cetano - CFR do LMT-COPPE-UFRJ | | | | | | | | | |
|---|--------------------|-------------------------------|----------------------------|------------|-------------------------|--------------------|-------------------------------|----------------------------|------------|
| Leituras com os padrões | Posição do volante | Número de cetano estimado (1) | Número de cetano do padrão | Erro (%) | Leituras com os padrões | Posição do volante | Número de cetano estimado (1) | Número de cetano do padrão | Erro (%) |
| 1 | 900 | 21,5 | 21,5 | 0 | | 1460 | 34,5 | | |
| | 910 | 21,7 | | | | 1470 | 35,5 | | |
| | 920 | 21,9 | | | | 1480 | 36,3 | | |
| | 930 | 22,2 | | | | 1490 | 37,2 | | |
| | 940 | 22,4 | | | | 1500 | 38,2 | | |
| | 950 | 22,6 | | | 4 | 1503 | 38,5 | 38,3 | 0,5 |
| | 960 | 22,8 | | | | 1510 | 39,3 | | |
| | 970 | 23,1 | | | | 1520 | 40,4 | | |
| | 980 | 23,3 | | | | 1530 | 41,6 | | |
| | 990 | 23,5 | | | | 1540 | 42,3 | | |
| | 1000 | 23,7 | | | 5 | 1545 | 43,4 | 43,4 | 0 |
| | 1010 | 23,9 | | | | 1550 | 43,9 | | |
| | 1020 | 24,2 | | | | 1560 | 45 | | |
| | 1030 | 24,4 | | | | 1570 | 46,1 | | |
| | 1040 | 24,6 | | | | 1580 | 47,4 | | |
| | 1050 | 24,8 | | | | 1590 | 48,8 | | |
| | 1060 | 25 | | | 6 | 1598 | 49,8 | 49,5 | 0,5 |
| | 1070 | 25,2 | | | | 1600 | 50,5 | | |
| | 1080 | 25,4 | | | | 1610 | 52,5 | | |
| | 1090 | 25,6 | | | | 1620 | 54,4 | | |
| | 1100 | 25,8 | | | 7 | 1622 | 54,8 | 55,1 | 0,5 |
| | 1110 | 25,9 | | | | 1630 | 56,1 | | |
| | 1120 | 26,1 | | | | 1640 | 57,6 | | |
| | 1130 | 26,3 | | | | 1650 | 58,8 | | |
| | 1140 | 26,5 | | | | 1660 | 59,8 | | |
| | 1150 | 26,6 | | | 8 | 1667 | 60,5 | 60,8 | 0,5 |
| | 1160 | 26,8 | | | | 1670 | 60,8 | | |
| | 1170 | 26,9 | | | | 1680 | 61,7 | | |
| | 1180 | 27,1 | | | | 1690 | 62,5 | | |
| 2 | 1187 | 27,2 | 27,1 | 0,4 | | 1700 | 63,3 | | |
| | 1190 | 27,2 | | | | 1710 | 64,1 | | |
| | 1200 | 27,3 | | | | 1720 | 65 | | |
| | 1210 | 27,5 | | | | 1730 | 65,7 | | |
| | 1220 | 27,6 | | | 9 | 1740 | 66,4 | 66,4 | 0 |
| | 1230 | 27,7 | | | | 1750 | 67,2 | | |
| | 1240 | 27,9 | | | | 1760 | 68 | | |
| | 1250 | 28 | | | | 1770 | 68,8 | | |
| | 1260 | 28,1 | | | | 1780 | 69,5 | | |
| | 1270 | 28,3 | | | | 1790 | 70,3 | | |
| | 1280 | 28,4 | | | | 1800 | 71 | | |
| | 1290 | 28,6 | | | 10 | 1807 | 71,4 | 72 | 0,8 |
| | 1300 | 28,8 | | | | 1810 | 71,5 | | |
| | 1310 | 29 | | | | 1820 | 72,1 | | |
| | 1320 | 29,2 | | | | 1830 | 72,6 | | |
| | 1330 | 29,4 | | | | 1840 | 73 | | |
| | 1340 | 29,7 | | | | 1850 | 73,3 | | |
| | 1350 | 29,9 | | | | 1860 | 73,5 | | |
| | 1360 | 30,2 | | | | 1870 | 73,9 | | |
| | 1370 | 30,5 | | | | 1880 | 74,1 | | |
| | 1380 | 30,9 | | | | 1890 | 74,3 | | |
| | 1390 | 31,3 | | | | 1900 | 74,4 | | |
| | 1400 | 31,7 | | | | 1910 | 74,5 | | |
| | 1410 | 32,1 | | | | 1920 | 74,6 | | |
| | 1420 | 32,6 | | | | 1930 | 74,7 | | |
| | 1430 | 33,1 | | | | 1940 | 74,7 | | |
| 3 | 1437 | 38,3 | 32,7 | 1,8 | | 1950 | 74,7 | | |
| | 1440 | 33,6 | | | | 1960 | 74,8 | | |
| | 1450 | 34,2 | | | 11 | 1964 | 74,8 | 74,8 | 0 |

Curva do Motor CFR Cetano (29/08/2006)



ANEXO V – Ciclos de Medição para Tempo de Retomada em Dinamômetro de Chassis

Nas tabelas A-V.1, A-V.2, A-V.3 e A-V.4 são mostrados os tempos de aceleração para cada condição de teste.

Tabela A-V.1- Tempo de aceleração para condução urbana sem climatizador.

| 40-80 km/h sem A/C | Ciclos | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| D95B5 | 1,7 | 1,7 | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,6 | 1,7 | 1,7 |
| D93B5E2 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| D91B5E4 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| D90B6*E4 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| D89B5E6 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| D65B35 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,8 |
| D63B35E2 | 1,8 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| D61B35E4 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| D61B35*E4 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| D61B35E4A | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,7 | 1,8 |
| D59B35E6 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,8 |
| B100 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 1,9 | 1,9 |

Tabela A-V.2- Tempo de aceleração para condução urbana com climatizador.

| 40-80 km/h com A/C | Ciclos | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| D95B5 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 1,9 |
| D93B5E2 | 1,8 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 |
| D91B5E4 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 |
| D90B6*E4 | 1,9 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 |
| D89B5E6 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 |
| D65B35 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 |
| D63B35E2 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 |
| D61B35E4 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 |
| D61B35*E4 | 1,9 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,1 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,1 |
| D61B35E4A | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,0 | 2,1 | 2,1 |
| D59B35E6 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,2 | 2,2 | 2,1 | 2,1 | 2,1 |
| B100 | 2,3 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 | 2,3 |

Tabela A-V.3- Tempo de aceleração para condução rodoviária sem climatizador.

| 40-100 km/h sem A/C | Ciclos | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| D95B5 | 3,4 | 3,4 | 3,5 | 3,4 | 3,5 | 3,5 | 3,4 | 3,5 | 3,4 | 3,4 | 3,5 | 3,5 | 3,4 | 3,5 | 3,4 |
| D93B5E2 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| D91B5E4 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,5 | 3,5 |
| D90B6*E4 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,6 | 3,5 | 3,5 |
| D89B5E6 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,7 | 3,6 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| D65B35 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,8 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 |
| D63B35E2 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,8 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 |
| D61B35E4 | 3,8 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,7 | 3,8 | 3,8 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 |
| D61B35*E4 | 3,6 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,7 |
| D61B35E4A | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,5 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,5 |
| D59B35E6 | 3,8 | 3,7 | 3,6 | 3,6 | 3,7 | 3,8 | 3,8 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 3,6 |
| B100 | 4,0 | 4,0 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,8 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 | 3,9 |

Tabela A-V.4- Tempo de aceleração para condução rodoviária com climatizador.

| 40-100 km/h com A/C | Ciclos | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| D95B5 | 4,0 | 4,0 | 4,1 | 4,0 | 4,1 | 4,1 | 4,0 | 4,1 | 4,0 | 4,0 | 4,1 | 4,1 | 4,0 | 4,1 | 4,0 |
| D93B5E2 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 |
| D91B5E4 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,1 | 4,1 |
| D90B6*E4 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,2 | 4,1 | 4,1 |
| D89B5E6 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,3 | 4,2 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 | 4,1 |
| D65B35 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| D63B35E2 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| D61B35E4 | 4,4 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,3 | 4,4 | 4,4 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| D61B35*E4 | 4,2 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,3 |
| D61B35E4A | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,1 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,1 |
| D59B35E6 | 4,4 | 4,3 | 4,2 | 4,2 | 4,3 | 4,4 | 4,4 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| B100 | 4,7 | 4,7 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,4 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |